

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ РАДІОЕЛЕКТРОНІКИ

Факультет _____ АКТ _____
 Кафедра _____ КІТАМ _____
 Рівень вищої освіти _____ другий (магістерський) _____
 Спеціальність _____ 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології _____
 Тип програми _____ Освітньо-професійна _____
 Освітня програма _____ Автоматизоване управління технологічними процесами _____
 (шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. кафедри КІТАМ _____

(підпис)

«_____» _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

студентці _____ Пільгуй Ксенії Олександрівні _____
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи _____ Моделювання процесів насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей _____

Затверджена наказом по університету від _____ 08.11.2021 №1699 Ст _____

2. Термін подання студентом роботи до екзаменаційної комісії _____ 06.12.2021 р. _____

3. Вихідні дані до роботи _____ Потужність 15 кВт, синхронна частота обертання 3000 об/хв., номінальна напруга живлення 380 В. _____

4. Перелік питань, що потрібно опрацювати в роботі _____ Аналіз технічного завдання; Вступ; Визначення актуальності питання нагріву і переробки рідинних сумішей; Огляд конструкцій електромеханічних перетворювачів, що працюють в системах нагріву та переробки рідин; Побудова математичної моделі електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора; Кінцево-елементне моделювання взаємопов'язаних електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора; Питання щодо заходів з безпечної експлуатації насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей; Висновки. _____

5. Перелік графічного матеріалу із зазначенням креслеників, схем, плакатів, комп'ютерних ілюстрацій (слайдів) Демонстраційний матеріал, представлений у форматі презентації PowerPoint (*.ppt) – 14 сторінок формату А4

6. Консультанти розділів роботи

Найменування розділу	Консультант (посада, прізвище, ім'я, по батькові)	Позначка консультанта про виконання розділу	
		підпис	дата

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз технічного завдання, вступ	21.05.21	виконав
2	Визначення актуальності питання нагріву і переробки рідинних сумішей	10.09.21	виконав
3	Огляд конструкцій електромеханічних перетворювачів, що працюють в системах нагріву та переробки рідин	24.09.21	виконав
4	Побудова математичної моделі електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора	15.10.21	виконав
5	Кінцево-елементне моделювання електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора, висновки	12.11.21	виконав
6	Оформлення пояснювальної записки	19.11.21	виконав
7	Подання роботи на перевірку Інтернет-сервісом Unichesk	29.11.21	виконав
8	Подання роботи на рецензію	01.12.21	виконав
9	Подання роботи на підпис зав. кафедри	03.12.21	виконав
10	Подання роботи до ЕК	06.12.21	виконав

Дата видачі завдання 08.11.2021 р.

Студентка _____
(підпис)

Пільгуй К.О.

Керівник роботи _____
(підпис)

доц. Грицюк В.Ю.
(посада, прізвище, ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 105 с., 3 табл., 42 рис., 3 дод., 39 джерел.

НАСОС-ТЕПЛОГЕНЕРАТОР, АВТОМАТИЗАЦІЯ ПЕРЕРОБКИ, ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ, ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ.

Об'єкт дослідження – взаємопов'язані електромагнітні та теплові процеси насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей.

Предмет дослідження – електромагнітне та температурне поле в активній частині насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей.

Мета кваліфікаційної роботи – розробка насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей за результатами моделювання електромагнітних і теплових процесів.

Методи дослідження – кінцево-елементний метод розв'язання нелінійних диференціальних рівнянь в часткових похідних в тривимірній та двовимірній постановці, методи теорії електромагнітного поля, теорії теплопровідності.

Для досягнення поставленої мети вирішено такі завдання:

- визначено актуальність питання нагріву і переробки рідинних сумішей;
- виконано огляд конструкцій електромеханічних перетворювачів, що працюють в системах нагріву та переробки рідин;
- розглянуто побудову математичної моделі електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора;
- виконано кінцево-елементне моделювання взаємопов'язаних електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора;
- наведено заходи з безпечної експлуатації насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей.

Результати кваліфікаційної роботи апробовані на міжнародній конференції.

ABSTRACT

Explanatory note: 105 pp., 3 tabl., 42 figs., 3 app., 39 sources.

PUMP-HEAT GENERATOR, PROCESSING AUTOMATION,
ELECTROMECHANICAL CONVERTER, THERMAL PROCESSES.

The research object is the interconnected electromagnetic and thermal processes of the pump-heat generator for the automation of the liquid mixtures processing.

The research subject is the electromagnetic and temperature field of the pump-heat generator active part for the automation of the liquid mixtures processing.

The purpose of the qualification work is to develop a pump-heat generator for automating the liquid mixtures processing based on the results of electromagnetic and thermal processes modeling.

Research methods – finite element method for solving nonlinear partial differential equations in three-dimensional and two-dimensional formulation, methods of the electromagnetic field theory, heat conduction theory.

To achieve the set goals, the following tasks were solved:

- the relevance of the issue of liquid mixtures heating and processing is determined;
- a review of the designs of electromechanical converters operating in systems for heating and processing liquids has been carried out;
- considered the construction of the mathematical model of electromagnetic and thermal processes of the pump-heat generator;
- finite element modeling of interrelated electromagnetic and thermal processes of the pump-heat generator has been performed;
- measures for the safe operation of the pump-heat generator to automate the liquid mixtures processing are given.

The qualification work results were tested at an international conference.

ЗМІСТ

Перелік скорочень	8
Вступ.....	9
1 Огляд конструкцій електромеханічних перетворювачів, що працюють у системах нагріву та переробки рідин.....	11
1.1 Актуальність питання нагріву і переробки рідинних сумішей.....	12
1.2 Огляд конструкцій електромеханічних перетворювачів, що працюють в системах нагріву та переробки рідин.....	15
1.3 Постановка задач досліджень.....	25
1.4 Висновки до 1 розділу	25
2 Математична модель електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора.....	26
2.1 Вихідні дані електромагнітної задачі.....	26
2.1.1 Підхід до кінцево-елементного моделювання електромагнітних процесів.....	33
2.1.2 Підхід до кінцево-елементного моделювання теплових процесів	35
2.2 Модель взаємопов'язаних електромагнітних і теплових процесів.....	37
2.3 Реалізація кінцево-елементної моделі та підготовка вихідних даних.....	41
2.4 Висновки до 2 розділу	54
3 Результати моделювання електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора.....	56
3.1 Результати моделювання електромагнітних процесів насоса-теплогенератора	56
3.2 Результати моделювання взаємопов'язаних електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора.....	60

3.3 Вказівки щодо заходів з безпечної експлуатації насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей	70
3.3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих чинників.....	70
3.3.2 Заходи по безпечній техніці і безпеці праці.....	71
3.3.3 Охорона навколишнього середовища.....	72
3.4 Висновки до 3 розділу	74
Висновки	75
Перелік джерел посилання	76
Додаток А Програма розрахунку процесів насоса-теплогенератора	80
Додаток Б Демонстраційний матеріал	89
Додаток В Відомість кваліфікаційної роботи магістра.....	105

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

АД – асинхронний двигун;

ВС – вихровий струм;

ГТ – гідродинамічний теплогенератор;

ЕМ – електрична машина;

ЕМП – електромеханічний перетворювач;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

МФР – масивний феромагнітний ротор;

НТ – насос-теплогенератор;

ППР – порожнистий перфорований ротор;

СКЕ – сітка кінцевих елементів.

ВСТУП

Необхідність істотного перегляду енерго- і матеріаломістких технологій та обладнання, зростання цін на енергоносії, особливо на природний газ, спонукає до пошуку напрямків формування технологій, а також до створення обладнання, яке б забезпечувало значне зменшення витрат енергії та матеріалів на одиницю продукції і забруднень навколишнього середовища, підвищення продуктивності праці. Одним з напрямків створення таких технологій є максимальна інтеграція структурних та функціональних властивостей окремих пристроїв технологічного ланцюга і відтворення їх в одному електромеханічному перетворювачі, інтеграція і повне використання його дисипативних складових енергії, а також використання перероблюваних речовин і сумішей, як охолоджуючого середовища.

Недоліки існуючих систем нагріву і переробки рідинних сумішей усуваються за рахунок максимальної інтеграції структурних та функціональних властивостей окремих пристроїв технологічного ланцюга і відтворення їх в одному електромеханічному перетворювачі.

Суттєвими перевагами запропонованої технології є високе значення коефіцієнта корисної дії, значні скорочення виробничої площі, кількості одиниць обладнання та термінів його окупності.

Конструктивною особливістю насоса-теплогенератора (НТ), в якому ротор одночасно є виконавчим механізмом, що виконує функцію робочого колеса насоса, нагрівача і ланки електромагнітної системи, є перфорована структура масивного ротора. Створення та забезпечення ефективної роботи подібних пристроїв вимагає вирішення ряду завдань, зокрема, пов'язаних з моделюванням електромагнітних і теплових процесів.

Мета роботи – розробка насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей за результатами моделювання електромагнітних і теплових процесів.

Об'єкт дослідження – взаємопов'язані електромагнітні та теплові процеси насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей.

Предмет дослідження – електромагнітне та температурне поле в активній частині насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей.

Методи дослідження – кінцево-елементний метод розв'язання нелінійних диференціальних рівнянь в часткових похідних в тривимірній та двовимірній постановці, методи теорії електромагнітного поля, теорії теплопровідності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити актуальність питання нагріву і переробки рідинних сумішей;
- виконати огляд конструкцій електромеханічних перетворювачів, що працюють в системах нагріву та переробки рідин;
- розглянути побудову математичної моделі електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора;
- виконати кінцево-елементне моделювання взаємопов'язаних електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора;
- навести заходи з безпечної експлуатації насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей.

Роботу виконано згідно [1–3]. Результати дослідження опубліковані у [4].

1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ В СИСТЕМАХ НАГРІВУ ТА ПЕРЕРОБКИ РІДИН

Сьогоднішнє зростання інтересу до електричних машин (ЕМ) з феромагнітною вторинною частиною обумовлене можливістю їх нового застосування [5]. Серед недавніх зарубіжних публікацій зустрічаються роботи, присвячені розробці обертово-лінійних електромеханічних перетворювачів, здатних одночасно здійснювати обертання і рух уздовж своєї вісі. При цьому, як правило, порожнистий феромагнітний елемент циліндричної форми функціонує як ротор з декількома ступенями свободи. Такі перетворювачі становлять невелику групу електроприводів, що дозволяють забезпечити більш широкі можливості руху, ніж традиційні приводи, а підвищення вимог до мехатронних пристроїв тільки сприяє їх неухильному розвитку. Вони використовуються в пристроях, призначених для перемішування і свердління [6]. Фактично, їх потенційне застосування варіюється від верстатів до робототехніки та різних пристроїв, що використовуються для складання, захоплення, переміщення, упакування, струшування тощо [7, 8, 9].

Разом з тим, асинхронні двигуни з порожнистим ротором широко використовуються в різних пристроях автоматизації і управління (траєкторне управління, стежучі системи передачі кута, показники швидкості повороту тощо). В роботі [10] завдяки наявності вікон ротора, його вихрові струми в межах активної довжини машини будуть спрямовані переважно в аксіальному напрямку, що забезпечує підвищення електромагнітного моменту, ККД і коефіцієнта потужності асинхронного двигуна з порожнистим перфорованим ротором (ППР). Отримані висновки сформульовані на підставі аналітичного рішення для розподілу густини вихрових струмів ротора. Однак, підвищення точності розрахунків і скорочення часу розробок передбачають створення удосконалених тривимірних моделей та ефективних алгоритмів проектування.

У більшості випадків наявність вікон (перфорацій) в роторі асинхронного двигуна обумовлена технологічною необхідністю та особливостями застосування [11]. Наявність перфорацій ротора призводить до виникнення нерівномірностей магнітного поля в повітряному зазорі, як в аксіальному, так і в тангенціальному напрямках, а також до перерозподілу вихрових струмів в масивному роторі, що в свою чергу впливає на вихідні характеристики НТ.

1.1 Актуальність питання нагріву і переробки рідинних сумішей

Кінцевим продуктом усього ланцюга енергетичних перетворень у сучасних способах генерації енергії є речовина. Причому ця кінцева речовина стає, як правило, більш небезпечною для біосфери, ніж вихідний енергоносіє. Альтернативою існуючим способам одержання енергії стають такі способи, в яких на кінцевій стадії енергетичних перетворень не з'являється небезпечна для біосфери речовина. Тому на даний час, напрямки пошуку нових способів отримання енергії змістилися на альтернативну енергетику, в тому числі і з причин зростаючих цін на традиційні енергоносії.

В якості альтернативного джерела теплової енергії відоме використання кавітації. Разом з тим, кавітація є ефективнішим методом багатофакторного впливу на рідину, а області її застосування в різних технологічних процесах є дуже широкими (рис. 1.1).

У промисловості для кавітаційного впливу на рідину найбільш часто використовуються гідродинамічні теплогенератори. ГТ – це нове покоління теплових машин, що перетворюють механічний та акустичний вплив на рідину в тепло. Нагрівання рідини здійснюється в процесі перетворенні кінетичної енергії рідини в теплову енергію за рахунок кавітаційних і вихрових ефектів.

Аналіз показав, що серед великої кількості конструкторських рішень ГТ, найбільш перспективними для практичного використання виявляються ГТ динамічного типу, в яких механічна активація робочої рідини відбувається в результаті впливу на рідину рухливих активних елементів – обертових,

коливних або тих, що здійснюють складний рух. Ротори таких ГТ можуть виконуватися у вигляді турбін з прямими або профільованими лопатями, тіл обертання з поздовжніми профільованими поверхнями, перфорованих циліндричних або конічних барабанів, односпрямованих або протилежно обертових перфорованих дисків.



Рисунок 1.1 – Области застосування кавітації в різних технологічних процесах

В останнє десятиліття опубліковані сотні робіт, що прямо або побічно обґрунтовують можливість отримання надлишкової теплоти при використанні ГТ. На думку їхніх конструкторів і дослідників, ГТ відрізняються високою ефективністю – відношенням виробленої теплоти до споживаної енергії. Так, наприклад, чисельні значення ефективності теплогенераторів наближаються до одиниці. Незважаючи на неоднозначність у визначенні ефективності, ГТ різних конструкцій і потужностей виробляються в країнах СНД, Європи, Азії та підтверджують свою працездатність в системах гарячого водопостачання та при

обробці різних рідин. Встановлено, що вихрові нагрівачі рідини мають середній умовний коефіцієнт перетворення енергії на 23 % вище в порівнянні з електродними теплогенераторами і на 42 % вище в порівнянні з ТЕНами. Багато виробників використовують здатність ГТ перемішувати і одночасно підігрівати різні речовини. Найбільших успіхів у цій галузі на Україні досягнув НВП «Інститут Текмаш». Відомі конструкції промислових зразків гідродинамічних установок ТЕК, ТЕК-НД, ТЕК-ПГ, що виготовляються цим підприємством для гарячого водопостачання, приготування вологих кормів, а також пастеризації і гомогенізації у харчовій промисловості, які мають ККД понад 90 %.

Використання ГТ передбачає поетапне перетворення енергії з одного виду в інший. Механічна енергія перетворюється в теплову з використанням кінетичної енергії робочого тіла. У якості останнього найчастіше служить вода. Джерелом механічної енергії зазвичай служить електричний двигун, який в переважній більшості конструкцій теплогенеруючих установок виявляється винесеним за контур системи циркуляції рідини. Існуючі схеми перетворення енергії припускають марне розсіювання теплової енергії двигуна і механічної передачі в навколишнє середовище. У середньому ККД системи електроприводу становить від 0,72 до 0,85, а втрати в механічній передачі від двигуна до виконавчого механізму дорівнюють від 7 % до 10 % [12]. Оскільки ККД окремих елементів системи формують загальний ККД системи, втрати вже на першому етапі перетворення енергії неприпустимі.

Створення ефективних технологічних систем, які об'єднують процеси нагріву, транспортування та переробки, стає можливим в першу чергу за рахунок об'єднання окремих елементів обладнання в одному корпусі, а також використання дисипативної складової енергії цих же елементів. Об'єднання в одному корпусі асинхронного двигуна і ГТ дозволяє усунути недоліки існуючих схем перетворення енергії із застосуванням ГТ. Підвищення ефективності системи здійснюється за рахунок усунення проміжних механічних передач і, що дуже важливо, за рахунок використання енергії, яка раніше при

традиційній схемі перетворення марно розсіювалися в навколишнє середовище. Використання електричних і магнітних втрат масивного ротора і статора в якості додаткового джерела теплової енергії є доцільним, ще із тієї причини, що ефективність нагріву в ГТ стає особливо помітною, коли температура вихідної води, що піддається механоактивації, становить $66,5\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 3,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Разом з тим, суміщення ротора АД з робочим колесом насоса дозволить відмовитися від використання додаткового циркуляційного насоса, поліпшити масогабаритні показники теплогенеруючої установки, підвищити ефективність використання активних матеріалів і надійність системи. Необхідно відзначити, що використання таких ЕМП в якості ГТ відповідає основній тенденції розвитку сучасного електроприводу, яка полягає в максимально можливому усуненні проміжних механічних передач, а в ідеалі – в об'єднанні електродвигуна і робочого органу в одному корпусі.

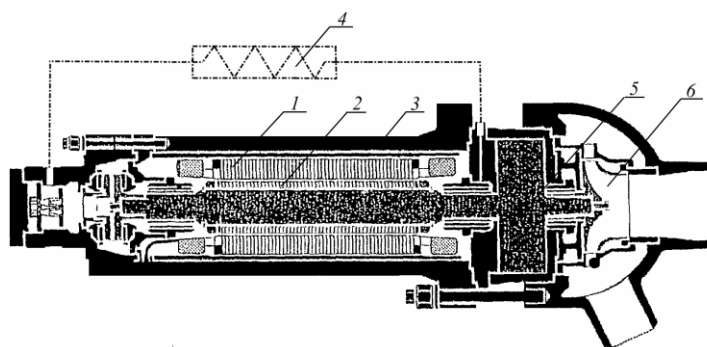
1.2 Огляд конструкцій електромеханічних перетворювачів, що працюють в системах нагріву та переробки рідин

За конструктивним виконанням запропонований пристрій, що відноситься до асинхронних машин, які мають масивний феромагнітний ротор (МФР), поєднаний з виконавчим механізмом. За способом охолодження – до пристроїв, що використовують рідинне охолодження. Його принциповою відмінністю від існуючих ЕМП є комплексне використання різних по фізичній природі джерел потужності нагрівання – гідродинамічних ефектів і втрат електромагнітної системи.

Надалі ми розглянемо конструкції електромеханічних перетворювачів, що працюють в системах нагріву, переробки і транспортування рідин, основними властивостями яких є суміщення елементів конструкції з елементами виконавчого механізму, використання теплової енергії активної частини, а також використання робочої рідини в як охолоджуючого середовища.

На сьогоднішній день відомо застосування герметичних насосів з «мокрим» статором, в яких асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором компонується в одному блоці з насосом, представляючи собою єдиний агрегат. Ізоляція обмотки статора виконується водонепроникною. Робоче колесо насоса насаджується на консольний кінець вала ротора. Корпус такого насоса заповнений водою, яка служить для охолодження статора і ротора, а також для змащення й охолодження підшипникових опор.

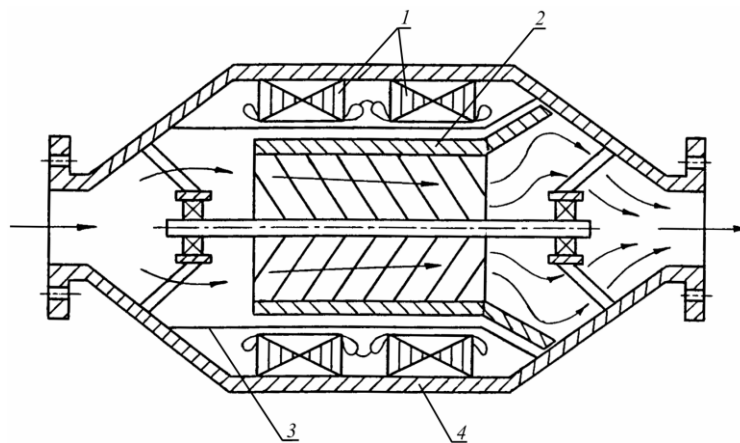
На рис. 1.2 представлена конструкція електродвигуна з рідинним охолодженням, що містить коаксіально розташований насос для контуру охолоджуючої рідини. Усі обертові деталі розташовані всередині герметичного складального вузла «двигун-насос», який заповнений робочою рідиною. У такому технічному рішенні тепло може бути повернуто в систему циркуляції рідини, у випадку якщо рівень температури в камері маховика перевищує рівень температури робочої рідини. Даний електродвигун, зважаючи на його призначення і конструктивні особливості, передбачає можливість лише часткової рекуперації теплової енергії. Разом з тим, робота при високих швидкостях обертання ротора супроводжується вельми низькими тепловиділеннями в активній частині.



1 – статор; 2 – ротор; 3 – корпус; 4 – система охолодження;
5 – маховик; 6 – лопасне колесо

Рисунок 1.2 – Електродвигун з коаксіально розташований насосом

Відомий пристрій, призначений для перекачування нафтопродуктів та інших в'язких рідин, що представляє собою АД з масивним ротором, причому останній суміщений з робочим колесом насоса (рис. 1.3). Статор виконаний секційним для пониження швидкості обертання робочого колеса-ротора. Між статором і ротором встановлений ізолюючий екран. Завдяки екрануванню вдається виключити вплив рідкого середовища на обмотку статора. Теплові втрати, що виділяються в екрані і роторі при роботі насоса, витрачаються на підігрів рідини, що перекачується, що знижує її в'язкість і обумовлює прискорення процесу перекачування.



1 – секційний статор; 2 – масивний ротор; 3 – ізолюючий екран; 4 – корпус

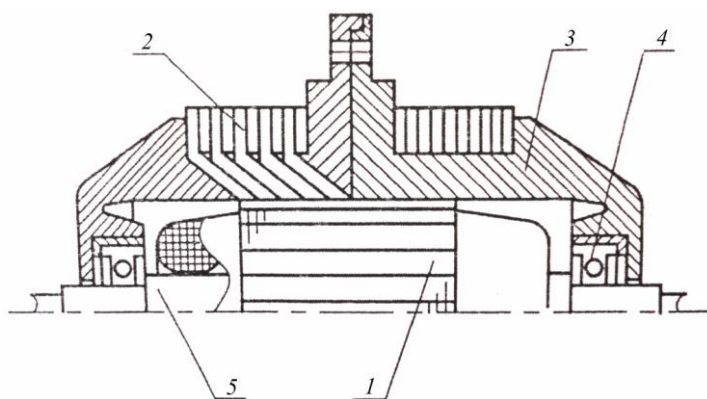
Рисунок 1.3 – Двигун-насос для перекачки нафтопродуктів

До недоліків двигуна-насоса можна віднести неповне використання дисипативної складової енергії, внаслідок герметизації статора, а також невисокий коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої поверхні ізолюючого екрану.

Ефективне відведення тепла втрат АД може здійснюватися через вузли приводного механізму (робоче колесо насоса, барабан центрифуги, ролик транспортера, мішалка тощо). У зв'язку з даним фактом і принципом системного проектування (вбудовування, моноблочне агрегування), є

істотний резерв енергоресурсозбереження на основі оберненої схеми АД. Конструкція АД із зовнішнім дво пакетним ротором представлена на рис. 1.4.

На рис. 1.5 представлений гідродинамічний кавітаційний апарат, виконаний на базі статора трифазного електродвигуна. Пристрій може застосовуватися для отримання теплової, а також електричної енергії і містить дві обмотки – живильну і генераторну. У якості робочого середовища використовується магнітна суспензія, наприклад водна, що обертається полем статора. Виступи пазів магнітопроводу статора і можливість безінерційного реверсування поля служать додатковими джерелами кавітації. Захист обмоток і магнітопроводу забезпечується лаковою пропиткою. Відведення тепла здійснюється через змійовик, електроенергії – через генераторну обмотку.



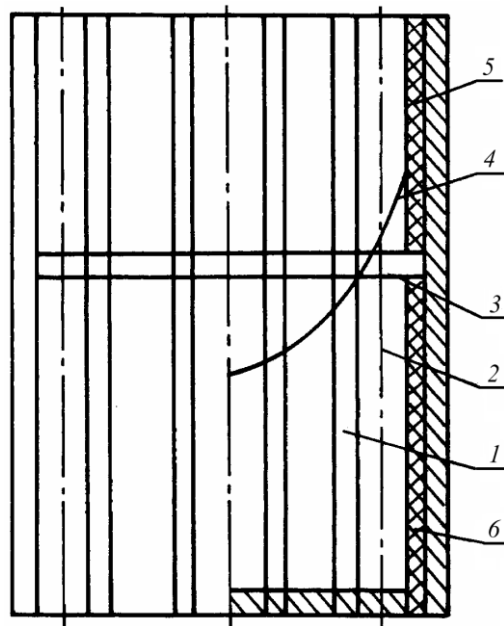
1 – статор; 2 – ротор; 3 – корпус; 4 – підшипник; 5 – нерухома вісь

Рисунок 1.4 – АД із зовнішнім дво пакетним ротором

Перевагою такого пристрою є можливість одночасного використання теплової потужності, одержуваної за рахунок кавітаційних і вихрових гідродинамічних ефектів, а також за рахунок електричних і магнітних втрат статора, оскільки останній застосовується як кавітаційний об'єм. Однак, внаслідок відсутності обертових частин, продуктивність пристрою невисока. З

тієї ж причини, можливе використання тільки рідин, що взаємодіють з магнітним полем.

Перспективними пристроями електропідігріву є електронагрівальні пристрої трансформаторного типу. Ці пристрої, що є, по суті, електричними машинами, послужили основою для створення електромеханічних теплогенеруючих перетворювачів. Перша звітка про практичне застосування електронагрівачів трансформаторного типу для нагріву води з'явилася в середині 70-х років минулого століття. Відомо, що дані пристрої не тільки не поступаються, але і нерідко перевершують по експлуатаційно-технічним параметрам традиційні види установок електронагрівання.

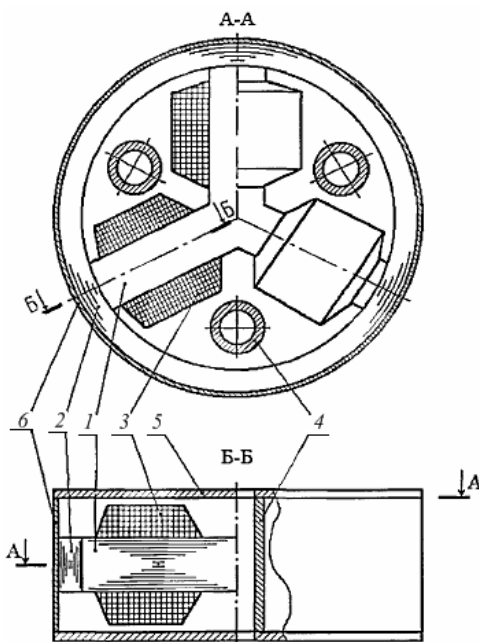


1 – пази статора; 2 – вісь змійовика; 3 – рівень нерухомою рідини;
4 – рівень рідини при обертанні; 5 – генераторна обмотка; 6 – живляча обмотка

Рисунок 1.5 – Гідродинамічний кавітаційний апарат на базі статора трифазного електродвигуна

Один з варіантів такого електронагрівального пристрою (рис. 1.6) має магнітопровід, стрижні якого розташовані в одній площині під кутом 120

градусів відносно один одного й охоплені кільцевим ярмом. На стрижнях розміщена трифазна первинна обмотка. Короткозамкнена вторинна обмотка виконана у вигляді трубок, призначених для проходження рідини, що нагрівається, які накоротко замкнені на кінцях дисками. Вторинна обмотка разом з корпусною оболонкою створює герметичну камеру, усередині якої розміщений магнітопровід з первинною обмоткою. Внаслідок того, що конструкція електронагрівача герметична, він може використовуватися як у якості заглибного, так і в якості проточного. До переваг цієї конструкції слід віднести повну симетрію навантаження фаз нагрівача, компактність.



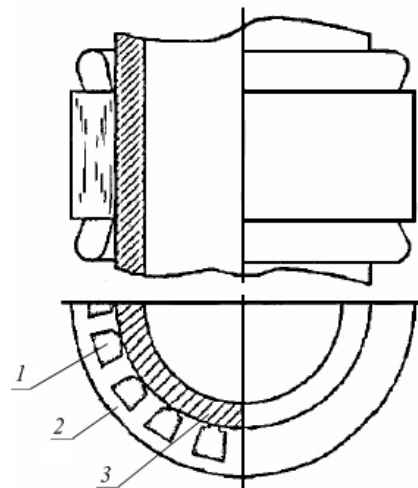
- 1 – стрижні; 2 – ярмо; 3 – первинна обмотка; 4 – вторинна обмотка;
5 – замкнені диски; 6 – корпусна оболонка

Рисунок 1.6 – Електронагрівальний пристрій трансформаторного типу з просторовою магнітною системою

На рис. 1.7 представлено електронагрівальний пристрій трансформаторного типу з обертовим магнітним полем. Первинна обмотка

виготовляється розподіленою по пазах, виконаним в магнітопроводі, який має вигляд статора асинхронного електродвигуна. Роль вторинної обмотки виконує сталеві труба, що має зовнішній діаметр, рівний внутрішньому діаметру магнітопроводу і розташована всередині магнітопроводу. Струми, індуковані в трубі обертовим магнітним полем, нагрівають трубу, від якої тепла енергія передається рідині, що проходить по трубі.

Відомий пристрій технологічного нагріву рідини, індуктор якого виконаний у формі статора асинхронної машини. Масивний ротор являє собою порожнистий товстостінний циліндр, в стінці якого виконані крізні отвори, розташовані вздовж аксіальної координати. Потік рідини, що нагрівається проходить через отвори в стінці нерухомого порожнистого циліндричного ротора.



1 – первинна обмотка; 2 – магнітопровід; 3 – сталеві труба

Рисунок 1.7 – Електронагрівальний пристрій трансформаторного типу з обертовим магнітним полем

Розглянуті вище статичні електронагрівальні пристрої вже впроваджені у виробництво і використовуються в побуті та промисловості, однак, вони мають ряд недоліків, основним з яких є низький коефіцієнт тепловіддачі з нагрітої

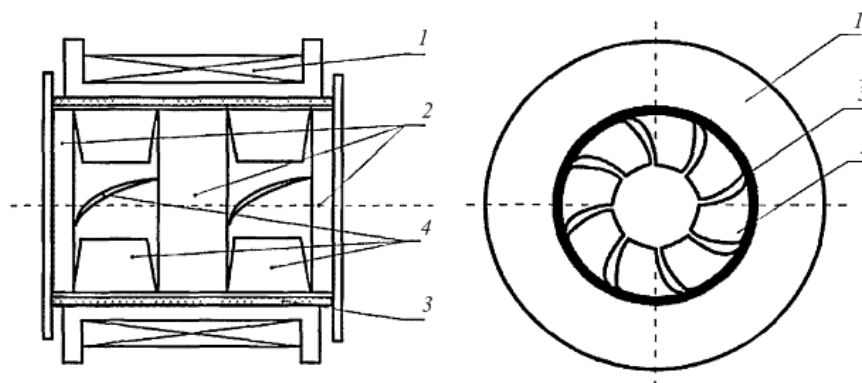
поверхні і відповідно невисока ефективність. Підвищення ефективності перетворювачів даного типу можливе за рахунок зміни фізичного процесу теплообміну, що веде до додаткових вентиляційних або гідравлічних втрат, і вимагає спеціальних зовнішніх джерел механічної потужності (вентилятори, насоси тощо), та пов'язане зі зростанням вартості комплексу і зниженням його системної надійності.

Логічним розвитком електротехнічних комплексів для генерації теплової енергії стало застосування в них виконавчих пристроїв на основі ЕМП з нерухомою і обертовою вторинними обмотками. Принцип дії таких пристроїв аналогічний принципу дії АД, за винятком того, що в даному випадку виникає необхідність урахування додаткової функції обертового ротора-нагрівача теплоносія за рахунок джоулевих втрат, що виділяються в ньому. Електронагрівальні пристрої з обертовими нагрівальними елементами дозволяють істотно підвищити коефіцієнт тепловіддачі з активної поверхні, однак, ці пристрої мають загальний недолік, пов'язаний з тим, що в режимах близьких до синхронних, кількість теплових втрат, що виділяються в рухомому елементі істотно зменшується. Для підвищення теплопродуктивності і зниження впливу на параметри теплогенеруючого пристрою швидкості обертання рухомого елемента в конструкції передбачені додаткові джерела тепла, показники яких не пов'язані безпосередньо зі швидкістю обертання нагрівального елемента.

Пристрої з обертовими нагрівальними елементами можуть бути класифіковані за типом перетворювача енергії обертання: осьовий, діагональний, відцентровий, шнековий; за кількістю робочих коліс: одноступінчасті і багатоступінчасті; за наявністю або відсутністю і розташуванню спрямляючих механізмів; за видом виконання: вибухозахищений, малошумний, ударостійкий, вбудований та ін.

Розглянемо принцип роботи даного пристрою на прикладі конструкції, представленої на рис. 1.8, що включає магнітопровід з первинною обмоткою, нерухомий нагрівальний елемент, обертовий нагрівальний елемент, виконаний

у вигляді порожнього циліндра, на внутрішній поверхні якого сформовані напірні лопаті. Нерухома частина теплогенератора являє собою капсульований ізоляційним, антифрикційним, самозмащувальних матеріалом статор. Обертовий нагрівальний елемент і магнітопровід відокремлені теплоізолюючим шаром з антифрикційного неелектропровідного матеріалу, що виконує функцію одностороннього радіально-упорного підшипника ковзання і становить єдину складальну одиницю з магнітопроводом та первинною обмоткою. Робота пристрою супроводжується обертанням внутрішнього циліндра, що забезпечує переміщення рідини уздовж вісі теплогенератора з супутнім відбором тепла від внутрішньої поверхні нерухомого нагрівального елемента, який нагрівається вихровим струмом (ВС) і є основним джерелом теплової потужності. Збільшення кількості переміщуваного теплоносія є наслідком низького вісьового гідравлічного опору пристрою. Кількість теплоносія, що нагрівається та/або переміщується в одиницю часу залежать в основному від величини індукованого струму і швидкості обертання.



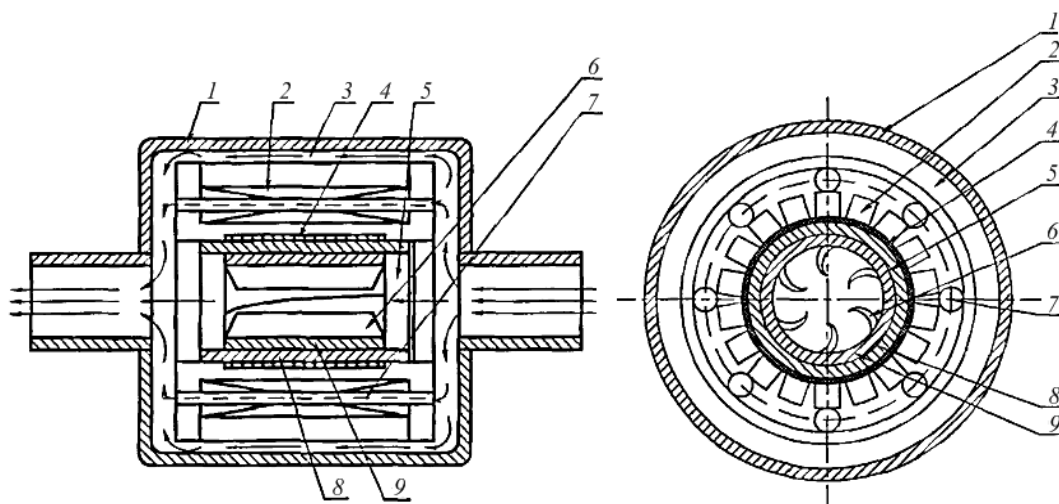
- 1 – первинна обмотка; 2 – обертовий нагрівальний елемент;
3 – нерухомий нагрівальний елемент; 4 – напірні лопаті

Рисунок 1.8 – Електронагрівальний пристрій з капсульованим статором

На рис. 1.9 представлено електронагрівальний пристрій з обертовим нагрівальним елементом, що має підвищену ефективність нагріву за рахунок

наявності декількох нагрівальних контурів, і підвищений коефіцієнт потужності за рахунок застосування феромагнітного елемента, розташованого всередині немагнітного обертового елемента.

Перетворювач складається із зовнішнього кожуха, відокремленого від магнітопроводу, з укладеною в ньому обмоткою, зазором і двох вторинних елементів, виконаних з електропровідного матеріалу, – нерухомого і обертового з напірними лопатями. У статорі виконані аксіальні канали. Обертовий елемент виконаний у вигляді двох коаксіальних циліндрів, нерухомих один щодо одного, причому зовнішній циліндр складається з електропровідного немагнітного матеріалу, а внутрішній – з феромагнітного.



1 – зовнішній кожух; 2 – первинна обмотка; 3 – зазор; 4 – нерухомий нагрівальний елемент; 5 – обертовий нагрівальний елемент; 6 – напірні лопаті; 7 – аксіальні канали; 8 – немагнітний циліндр; 9 – феромагнітний циліндр.

Рисунок 1.9 – Електронагрівальний пристрій
з внутрішнім феромагнітним елементом

Робоча рідина, що нагрівається надходить через вхідний патрубок, циркулює всередині нерухомого елемента, де нагрівається за рахунок відводу теплової енергії нерухомого і обертового елементів, а також механічних,

гідравлічних і додаткових втрат. Завдяки зовнішньому контуру (його канал утворений зовнішньою поверхнею магнітопроводу і внутрішньою поверхнею зовнішнього кожуха), а також аксіальними каналам статора, додатковий нагрів рідини відбувається за рахунок електричних і магнітних втрат в первинній обмотці.

1.3 Постановка задач досліджень

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розглянути побудову математичної моделі електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора;
- виконати кінцево-елементне моделювання взаємопов'язаних електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора;
- навести заходи з безпечної експлуатації насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей.

1.4 Висновки до 1 розділу

Огляд існуючих конструкцій показав, що об'єднання в одному блоці АД, ГТ і насоса дозволяє розглядати даний пристрій як новий тип ЕМП, забезпечення ефективної роботи якого, пов'язане з необхідністю вирішення ряду абсолютно нових завдань і неможливе без прийняття досвіду і принципів конструювання пристроїв технологічних установок нагріву, транспортування та обробки рідин [4]. Підвищити теплопродуктивність радикальним чином у порівнянні з розглянутими конструкціями стає можливим за рахунок комплексного використання гідродинамічних ефектів і втрат електромагнітної системи, а також за рахунок створення ефективної теплообмінної системи «вузли з тепловиділеннями – охолоджуюче середовище», яка виконує функції спрямування теплової енергії в технологічну зону нагріву рідини і забезпечення допустимого перегрівання ізоляції.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ І ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ НАСОСА-ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

Математичне моделювання електромагнітних полів є основою для проектування електромеханічних пристроїв та дослідження процесів у них. У практиці проектування ЕМП знаходження величини теплової потужності є результатом розрахунку електромагнітних процесів на базі теорії аналізу та синтезу електричних кіл та методів розрахунку електромагнітних полів, що дозволяє вирішити задачу кількісного визначення інтенсивності магнітного та електричного полів при заданій геометрії, струмах та обмотувальних даних. Цілями вирішення прямих задач є знаходження різних інтегральних величин: магнітних потоків, струмів, електрорушійних сил (ЕРС), втрат тощо. Розрахунок електромагнітного поля дозволяє у свою чергу визначити оптимальні співвідношення та геометричні розміри для отримання необхідних показників продуктивності. Вирішення польової задачі зазвичай зводиться до розв'язання великої кількості диференціальних рівнянь, що виражають зв'язки між величинами поля. Першим етапом розрахунку є знаходження розподілу магнітної індукції в повітряному зазорі, яка значно впливає на вихідні характеристики ЕМП.

2.1 Вихідні дані електромагнітної задачі

Моделювання процесів насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей необхідно розпочати зі створення чисельної моделі – насоса-теплогенератора, що в процесі роботи взаємодіє з перероблюваною рідиною.

Вихідними даними для розрахунку електромагнітної задачі є:

- геометричні параметри моделі;
- кутова частота обертання ротора;

- щільність струму в пазах статора;
- електричні і магнітні властивості матеріалів.

Для коректного завдання геометрії моделі доцільно застосовувати метод екструзії (отримання тривимірних об'єктів з урахуванням двовимірних проєкцій). Побудова просторових об'єктів, що мають складну конфігурацію, виконується за допомогою операцій геометричної різниці, перетину та об'єднання. Геометричні об'єкти, що повторюються, зручно створювати шляхом дублювання і переміщення (обертання). Геометрія моделі також може бути виконана за допомогою зовнішньої САПР (наприклад AutoCAD, SolidWorks), з подальшим імпортуванням в робочу область Comsol Multiphysics. Графічний інтерфейс програми Comsol Multiphysics разом із тривимірною геометрією моделі насоса-теплогенератора показаний на рис. 2.1.

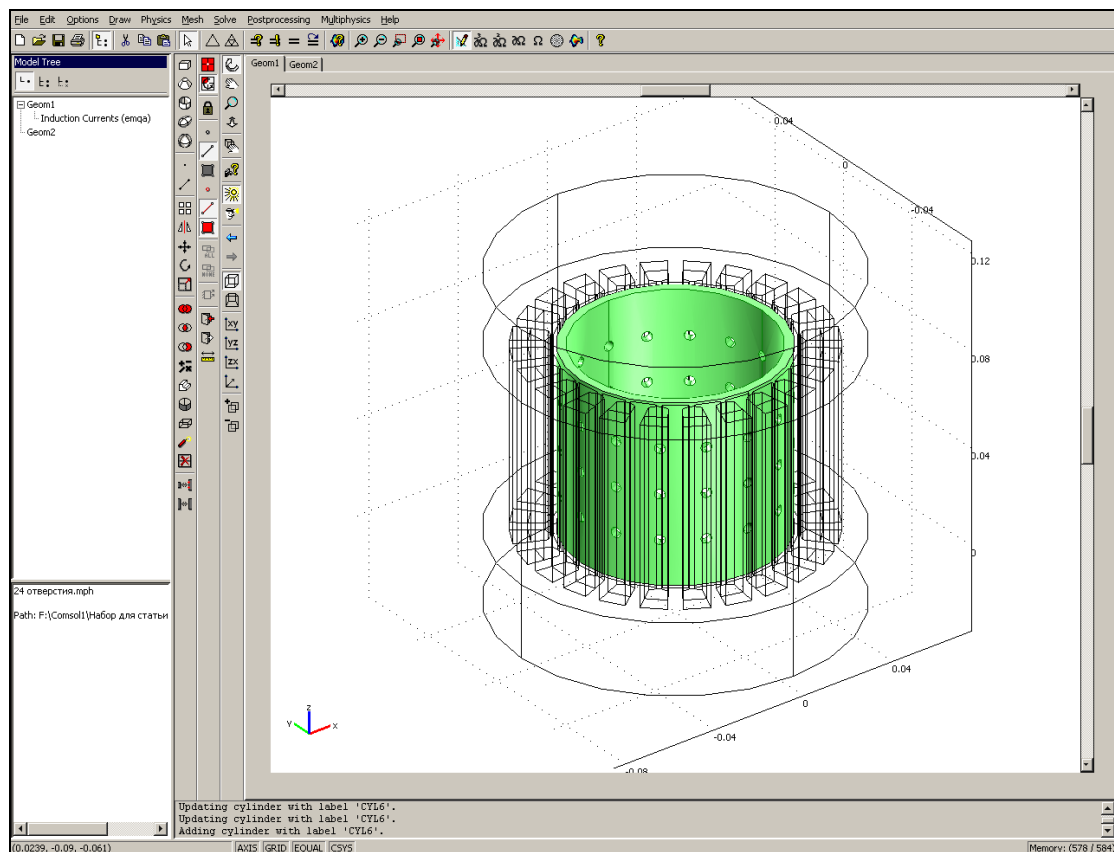


Рисунок 2.1 – Графічний інтерфейс програми Comsol Multiphysics спільно із тривимірною геометрією моделі насоса-теплогенератора

Загалом побудова тривимірної геометрії моделі не викликає труднощів, проте є досить трудомісткою і включає ряд особливостей, що перешкоджають успішній генерації сітки кінцевих елементів. При побудові геометрії об'єкта важливо уникати створення надмірно дрібних деталей, граней та ребер. Оскільки кожен кінцевий елемент повинен належати до однієї розрахункової області, то перетин тривимірних областей і неспіввісність окремих деталей можуть стати причинами проблем генерації сітки кінцевих елементів.

Розрахунок розподілу електромагнітного поля проведений з урахуванням реальних лінійних розмірів активної зони і обмотувальних даних експериментального зразка НТ. Дослідження процесів НТ при різних схемах перфорації ротора проводилося з використанням єдиного статора. У розрахунках повітряний зазор прийнятий рівним 1,5 мм (в експериментальній моделі зазор збільшений для розміщення індуктивних датчиків, а в конструкції НТ зазор складає від 1 мм до 1,5 мм з метою розміщення герметизуючої гільзи). Основні конструктивні параметри статора наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні конструктивні параметри статора

№	Параметр	Значення
1	Зовнішній діаметр, мм	140
2	Внутрішній діаметр, мм	88
3	Довжина сердечника, мм	75
4	Кількість зубців	24

Дослідження впливу перфорацій у порожнистому роторі проведено з варіюванням наступних конструктивних параметрів ППР:

- кількість рядів отворів – Z_2 ;
- кількість отворів в ряду – n ;
- діаметр отворів – d ;
- схема перфорацій (прямі ряди, скошені ряди, шахове розташування отворів).

Конструктивні параметри ППР: зовнішній діаметр – 85 мм; товщина стінки – 3,5 мм, довжина – 75 мм. Досліджувана модель НТ з гладким ротором відрізняється тільки відсутністю отворів. Надалі для зручності будемо використовувати короткі позначення конструктивних варіантів ППР. Наприклад, позначенню П-20-3-4, відповідає ротор, що має 20 прямих рядів по 3 отвори діаметром 4 мм. У прийнятому позначенні перша буква визначає тип схеми перфорацій (П – прямі ряди; С – скошені ряди; Ш – шахове розташування отворів), друга, третя і четверта цифри визначають параметри Z_2 , n , d відповідно.

Кутова частота обертання ротора задається у вигляді частоти джерел поля у відповідності до роторної системи координат. Джерела поля задаються сторонньою густиною струму на ділянках пазів статора згідно з трифазною схемою з'єднання обмотки. На рис. 2.2 схематично представлений статор дво полюсного двигуна з числом пазів на полюс і фазу рівним чотирьом.

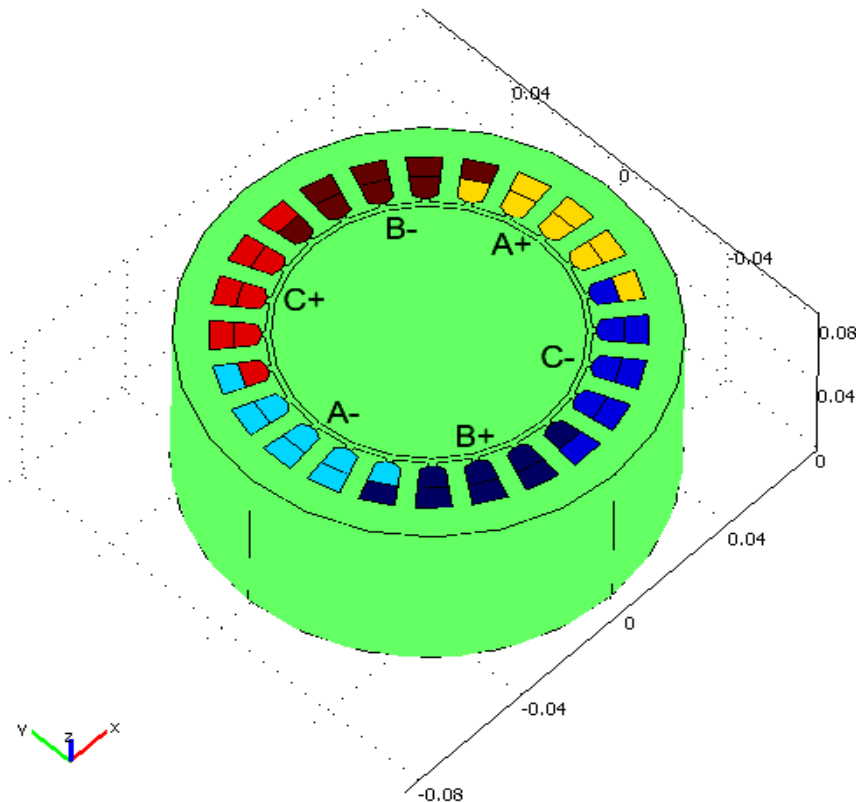


Рисунок 2.2 – Схема завдання джерел поля

Комплексні значення густини струму в фазах обмотки статора:

$$\vec{J}_A = I_m \cdot u_n / S_n, \quad (2.1)$$

$$\vec{J}_B = -I_m [\cos(-2\pi/3) - j \sin(-2\pi/3)] \cdot u_n / S_n, \quad (2.2)$$

$$\vec{J}_C = -I_m [\cos(-4\pi/3) - j \sin(-4\pi/3)] \cdot u_n / S_n, \quad (2.3)$$

де I_m – амплітуда струму у фазі статора (дані фізичної моделі);

u_n – кількість ефективних провідників в пазу;

S_n – площа перерізу паза.

Нелінійність магнітних властивостей масивного ротора і сердечника статора враховується завданням відповідних кривих намагнічування. Необхідна точність таблично заданих кривих намагнічування забезпечується кубічною сплайн-апроксимацією. Оптимальна кількість точок, що задаються (вузлів апроксимації) знаходиться у межах від 15 до 20. Питома електрична провідність матеріалу ротора, приймалася у відповідності з довідковими даними. У табл. 2.2 наведені основні властивості матеріалів для кожної розрахункової області, що задаються як вихідні дані.

Таблиця 2.2 – Властивості матеріалів розрахункових областей

№ Області	Назва розрахункової області	Відносна магнітна проникність, μ_r	Питома електрична провідність, γ , См/м
1	Перфорований ротор	Крива намагнічування Ст. марки 3	$0,5 \cdot 10^7$
2	Магнітопровід статора	Крива намагнічування Ст. марки 2013	0
3	Повітряна область	1	0
4	Обмотка статора	1	$5,8 \cdot 10^7$

Конкретний набір вихідних даних розрахунку поля залежить від параметрів вторинного контуру, і визначався експериментально для кожного конструктивного варіанту ППР. На рис. 2.3 представлені експериментальні

частотні характеристики (залежності струму фази статора від ковзання) базового двигуна з короткозамкненим ротором і двигуна з порожнистим гладким ротором. Експериментальні частотні характеристики НТ при різних конструктивних виконаннях ППР представлені на рис. 2.4 - 2.6.

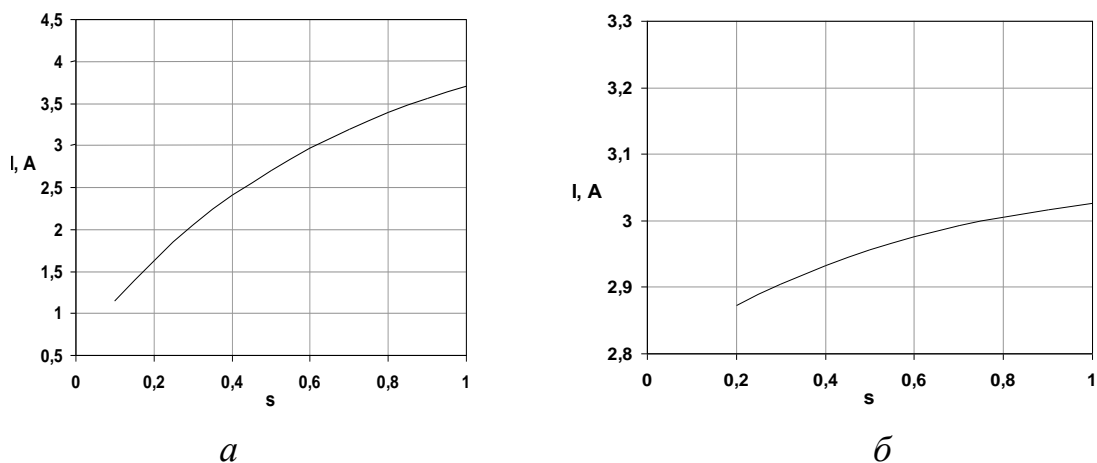


Рисунок 2.3 – Частотні характеристики базового двигуна (а) і двигуна з порожнистим гладким ротором (б)

Математична модель процесів насоса-теплогенератора являє собою m-файл у якому мовою програмування Matlab описуються геометричні параметри моделі, константи, глобальні змінні, параметри середовищ, налаштування вирішувача та багато іншого.

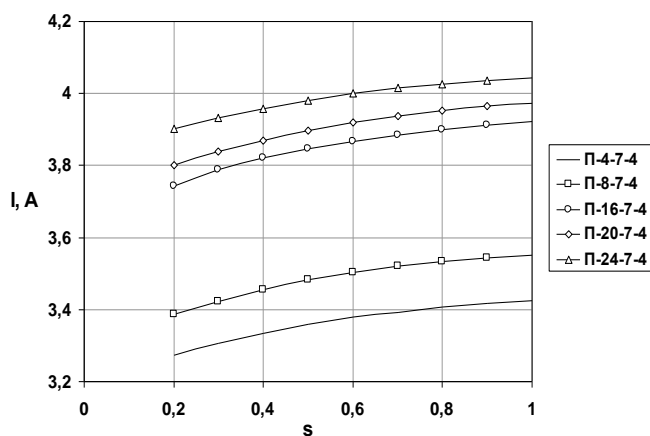


Рисунок 2.4 – Частотні характеристики НТ при різних значеннях Z_2 ($n = 7$, $d = 4$ мм)

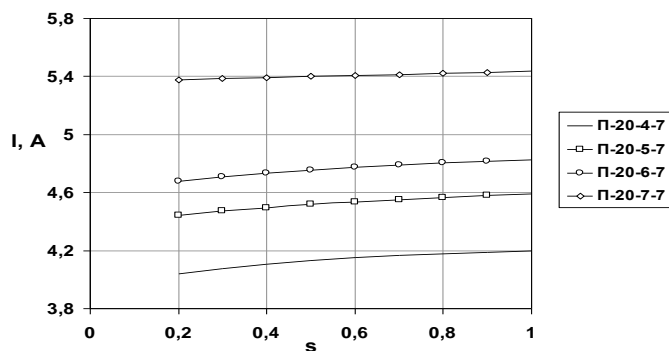


Рисунок 2.5 – Частотні характеристики НТ при різних значеннях n ($Z_2 = 20$, $d = 4$ мм)

Програму розрахунку процесів насоса-теплогенератора наведено в додатку А. Представлена програма необхідна для подальшого завдання вихідних параметрів моделі та їх швидкої зміни з метою отримання варіацій чисельного розрахунку для різноманітних умов експерименту.

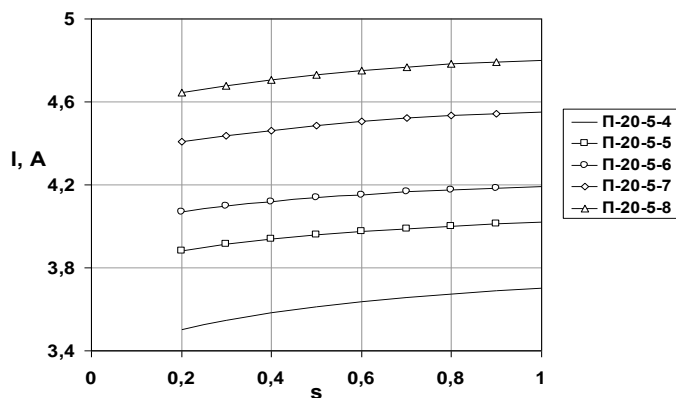


Рисунок 2.6 – Частотні характеристики НТ при різних значеннях d ($Z_2 = 20$, $n = 5$ мм)

За допомогою засобів даної програмної платформи можна прогнозувати ефективність та показники продуктивності запропонованого насоса-теплогенератора, а саме його ККД, швидкість нагріву та перекачування рідинної суміші. Експериментальні частотні характеристики НТ при різних конструктивних виконаннях ППР представлені на рис. 2.7 та 2.8.

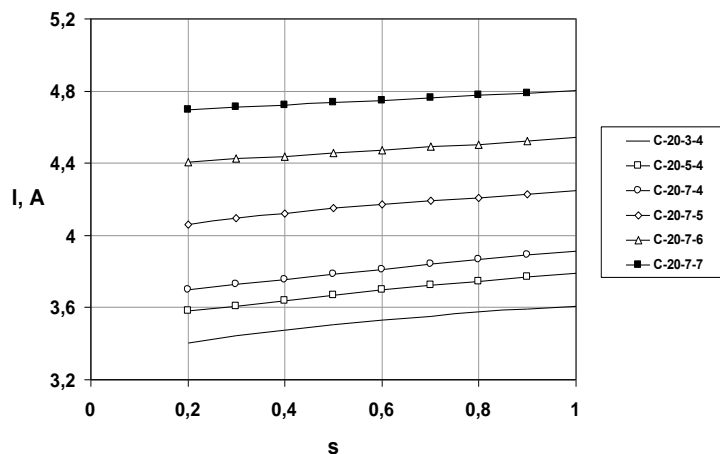


Рисунок 2.7 – Частотні характеристики НТ при різних значеннях n і d ($Z_2 = 20$, $\alpha = 30^\circ$)

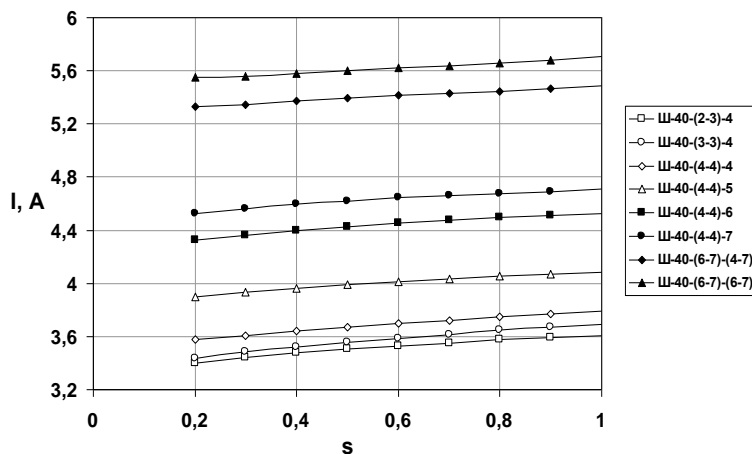


Рисунок 2.8 – Частотні характеристики НТ при різних значеннях n і d ($Z_2 = 40$)

2.1.1 Підхід до кінцево-елементного моделювання електромагнітних процесів

Моделювання проведено за допомогою комплексу Comsol Multiphysics. Це програмна платформа для чисельного моделювання та оптимізації пристроїв і процесів різноманітних фізико-хімічних систем, яка знаходить застосування у всіх сучасних областях проектування, виробництва і інноваційних наукових дослідженнях. Найбільша точність аналізу забезпечується при розрахунку

тривимірних електромагнітних полів. Незважаючи на стрімкий розвиток обчислювальної техніки, створення тривимірних математичних моделей ЕМП пов'язане з труднощами.

Для побудови тривимірних нелінійних кінцево-елементних моделей ЕМП, що забезпечують прийнятну точність розрахунку, необхідно:

- використання ресурсів локальної мережі, високоефективної обчислювальної техніки та програмних продуктів;
- використання якісної математичної моделі досліджуваного процесу;
- коректне завдання геометрії, граничних умов моделі та побудова сітки кінцевих елементів;
- використання ряду припущень, які спрощують розрахунок, не надаючи істотного впливу на точність.

Оскільки основний інтерес представляє розподіл поля в повітряному зазорі та перфорованому роторі, доцільно обмежити розрахункову область лише активною частиною. Це дозволяє знизити вимоги до апаратних ресурсів, що значно спрощує розрахунок тривимірної моделі. Вплив лобових частин нехтуємо.

Електромагнітна задача вирішується за такими етапами.

Передпроцесорна стадія:

- ідентифікація задачі (визначення фізичного модуля), вибір розмірності моделі та типу аналізованого процесу (стаціонарний, перехідний, квазістаціонарний);
- побудова геометрії моделі;
- завдання фізичних властивостей матеріалів, зазначення початкових та граничних умов;
- завдання параметрів та побудова сітки кінцевих елементів.

Процесорна стадія:

- налаштування параметрів обчислювального блоку та запуск процедури чисельного розрахунку.

Постпроцесорна стадія:

- візуалізація та аналіз результатів;
- проведення додаткових постпроцесорних розрахунків з метою визначення локальних та інтегральних величин, що нас цікавлять.

Для вирішення конкретної електромагнітної задачі в пакеті Comsol Multiphysics передбачено спеціалізований фізичний модуль – AC/DC. Цей модуль призначений для розрахунку електромагнітних ефектів, включаючи електростатику, магнітостатику, електромагнітну квазі-статику.

2.1.2 Підхід до кінцево-елементного моделювання теплових процесів

Основним завданням НТ є нагрів і переробка рідини, тому при його розробці мають вирішуватися питання забезпечення заданих вихідних характеристик, і, в першу чергу, температури робочої рідини. Температура робочої рідини залежить від усіх джерел теплової потужності, тому, на відміну від традиційних ЕМП, тепловий розрахунок НТ навіть наближено не може зводитися до визначення тільки температури обмотки статора, необхідної для перевірки відповідності класу нагрівостійкості ізоляції. Разом із тим, рішення таких задач, як визначення значень робочих температур елементів конструкції, що дозволяють прогнозувати експлуатаційні характеристики пристрою і оптимізувати його параметри для отримання заданих показників продуктивності, неможливе без аналізу теплових процесів.

У НТ робоча рідина рухається за допомогою ротора, а момент опору, що виникає, призводить до зниження частоти обертання, що в свою чергу веде до збільшення теплових втрат. Тому, найбільшу частку від загальних тепловиділень в активних частинах НТ становитимуть втрати в масиві ротора. При цьому рідина, що нагрівається виступає в двох якостях: механічне навантаження для ротора, створювана силами в'язкого тертя; охолоджуюча середа, яка омиває ППР і відбирає від нього теплоту.

Оскільки конструктивно НТ є ще й рідинно-кільцевим насосом з двостороннім підведенням, то в його робочому об'ємі виникає складний

просторовий потік робочої рідини. Внаслідок великої складності гідравлічного тракту, а також комплексного впливу кавітаційних і вихрових гідродинамічних ефектів параметри потоку (швидкість, тиск і температура) в кожній точці робочого об'єму мають різні значення. Це у свою чергу характеризує складність ідентифікації умов охолодження активної частини і суттєво ускладнює визначення значень коефіцієнтів тепловіддачі, що мають першорядне значення в теплових розрахунках.

Оскільки нагрів навколишнього середовища визначається, перш за все, умовами тепловіддачі з поверхні, точність визначення її температурних параметрів буде залежати від значень коефіцієнтів тепловіддачі, описуваних, як правило, емпіричними формулами і не повністю враховують технологічні та конструкційні фактори.

Певну складність представляє задача розрахунку теплових параметрів статора, який складається із сукупності фізично різномірних матеріалів, що знаходяться у істотно різних умовах теплопередачі і, відповідно, що характеризуються об'ємними градієнтами температур. Наявність герметизуючої гільзи, що безпосередньо прилягає до внутрішньої поверхні сердечника, призводить до погіршення умов охолодження статора.

З метою спрощення взаємозалежної задачі в розрахунковій моделі НТ приймається ряд припущень, що не спотворюють фізичної сутності процесів:

- значення коефіцієнтів тепловіддачі приймаються середніми і визначаються відповідно до критеріальних рівнянь, структура яких залежить від режиму течії робочої рідини і форми перерізу каналу;
- градієнт температури в поздовжньому перетині НТ відсутній, а теплове поле розглядається в поперечному перерізі;
- з огляду на те, що інерційність теплових процесів істотно вище інерційності електромагнітних процесів, впливом перехідних режимів електромагнітного поля нехтуємо.

2.2 Модель взаємопов'язаних електромагнітних і теплових процесів

На першому етапі роботи дослідження електромагнітних процесів НТ проведено без урахування взаємозв'язку з тепловими. По-перше, аналіз впливу безпосередньо перфорацій ротора стає зручнішим і наочним при розгляді електромагнітної задачі окремо. По-друге, незважаючи на великі можливості сучасних комп'ютерів, отримання рішення для тривимірних взаємопов'язаних завдань представляє досить складну проблему. Для ЕМП з масивним ротором врахування взаємного впливу електромагнітного та теплового поля є особливо важливим [13]. Нагрівання масивного ротора призводить до істотної зміни конфігурації струмонесучого шару, до зміни густини тепловиділень і, відповідно, температури. Дослідження впливу нагріву гладкого ротора на характер розподілу ВС показали, що при врахуванні нерівномірного нагрівання ВС прагнуть проникнути в нижні, більш «холодні» шари ротора, що володіють більшою електричною провідністю. При цьому зменшення амплітуди густини ВС на поверхні ротора в порівнянні з «холодним» ротором становить 35 %. Даний приклад показує необхідність урахування взаємозв'язку електромагнітних і теплових процесів з метою отримання адекватної картини розподілу теплового поля в перерізі активної частини НТ. У загальному вигляді система взаємопов'язаних диференціальних рівнянь для електромагнітного поля щодо векторного магнітного потенціалу A і теплового поля щодо температури T має наступний вигляд:

$$\Delta A - \mu\gamma(T) \frac{\partial A}{\partial t} - \mu\gamma(T)(v \times \text{rot } A) = -\mu J_{\text{стор}}, \quad (2.4)$$

$$\lambda \Delta T - c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = P(A),$$

де λ , c , ρ – відповідно теплопровідність, теплоємність і щільність матеріалу;

$P(A)$ – питома потужність джерел тепла. У двовимірних декартових координатах рівняння електромагнітного поля для аксіальної складової векторного магнітного потенціалу A_z , а також рівняння нестационарної теплопровідності будуть мати вигляд:

$$\frac{\partial^2 A_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 A_z}{\partial y^2} - \mu\gamma(T) \frac{\partial A_z}{\partial t} - \mu\gamma(T) \left(v_x \frac{\partial A_z}{\partial x} - v_y \frac{\partial A_z}{\partial y} \right) = -\mu J_{z-стор}, \quad (2.5)$$

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = P(A).$$

Рух провідної охолоджуючої рідини в зазорі НТ являє собою класичну модель течії між двома співвісними циліндрами. При цьому провідна рідина тече по кільцевому зазору внаслідок обертання внутрішнього циліндра щодо зовнішнього, нерухомого. Магнітне поле спрямоване перпендикулярно циліндричних стінок і обертається з синхронною швидкістю згідно з ротором. Будемо вважати, що довжина кола циліндрів значно більше зазору між ними, а обертове магнітне поле представимо біжучим. Схема такого перебігу показана на рис. 2.9. Стінка при $y = 0$ має постійну лінійну швидкість, а при $y = \delta$ – нерухома. Тоді лінійна швидкість часток рідини, прилеглих до поверхні обертового ротора дорівнює:

$$V = 2\pi \cdot \omega_R \cdot r, \quad (2.6)$$

де r – зовнішній радіус ротора.

Оскільки герметизуюча гільза нерухома, то градієнт швидкості рідини в зазорі визначається:

$$|\text{grad } v| = \frac{dV}{dy} = \frac{2\pi \cdot \omega_R \cdot r}{R - r}, \quad (2.7)$$

де y – координата вздовж радіальної вісі по перерізу зазору;

R – внутрішній радіус герметизуючої гільзи.

Локальна швидкість (y -го шару рідини) в зазорі при простому протіканні Куетта визначається:

$$V_y = \frac{\delta - y}{\delta} v, \quad (2.8)$$

де δ – величина зазору між циліндрами.

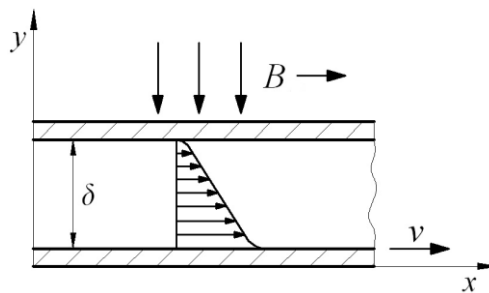


Рисунок 2.9 – Протікання робочої електропровідної рідини в зазорі НТ

Для обертowego руху ротора і провідного охолоджуючого середовища лінійні швидкості в кожній точці виражаються через кутову частоту обертання. При цьому складові швидкості рівні $v_x = \omega \cdot y$, $v_y = \omega \cdot x$. При завданні швидкості обертання окремих верств робочої рідини з'являється можливість обліку реального характеру руху провідного середовища в зазорі НТ, що дозволяє підвищити точність електромагнітного та теплового розрахунку.

За відомою функцією векторного магнітного потенціалу на підставі співвідношення $B = \text{rot } A$ знаходяться складові вектора магнітної індукції:

$$B_x = \partial A_z / \partial y, \quad B_y = -\partial A_z / \partial x. \quad (2.9)$$

Для визначення густини струму в роторі використовується вираз, що випливає з першого рівняння системи рівнянь Максвелла:

$$J_z = \frac{1}{\mu} \left(\frac{\partial B_y}{\partial x} - \frac{\partial B_x}{\partial y} \right). \quad (2.10)$$

Сумарна теплова потужність НТ розраховується за виразом:

$$P(A) = J_z^2(A) / \gamma(T) + J_{стоп}^2 / \gamma(T) + P_{cl} + P_{кав} + P_{тер} + P_{рез} + P_{мех} + P_{доод}, \quad (2.11)$$

де P_{cl} – втрати в сталі статора;

$P_{кав}$ – потужність тепловиділень, обумовлених кавітацією;

$P_{тер}$ – потужність втрат на тертя рідини в зазорі НТ;

$P_{рез}$ – потужність тепловиділень за рахунок резонансних коливань;

$P_{мех}$ – механічні втрати на тертя в підшипниках;

$P_{доод}$ – додаткові втрати.

У вираз (2.11) входять усі існуючі складові тепловиділень: втрати від ВС в роторі (від усіх гармонійних електромагнітного поля), втрати в міді і сталі статора, а також складові, які не можуть бути знайдені безпосередньо за результатами розрахунку електромагнітного поля. До таких відносяться тепловиділення, викликані кавітаційними і резонансними процесами, а також тертям рідини між ротором і герметизуючою (непровідною) гільзою. Втрати активної потужності в механічних вузлах і додаткові втрати, які дисипують в тепло, у кінцевому рахунку, також беруть участь у формуванні потужності нагрівання НТ.

Питома електрична провідність сталі ротора $\gamma(T)$ залежить від температури T у відповідності з виразом:

$$\gamma(T) = \gamma_0 / (1 + \alpha(T - T_0)), \quad (2.12)$$

де γ_0 – електрична провідність масиву при температурі T_0 ;

α – температурний коефіцієнт. Для ротора зі сталі марки Ст. 3 $\gamma_0 = 0,5 \cdot 10^7$ См/м, $\alpha = 0,005$.

Оскільки кожній точці масиву відповідає своє значення температури і електропровідності, то підсумкова закономірність просторового розподілу теплових джерел буде досить складною і може бути знайдена тільки з використанням чисельних методів розрахунку.

2.3 Реалізація кінцево-елементної моделі та підготовка вихідних даних

Взаємозв'язок рівнянь електромагнітних і теплових процесів проявляється у взаємному впливі температури, електропровідності, густини ВС і питомих теплових втрат, та відображається у виразах (2.5), (2.9) – (2.12), чисельна реалізація яких виконана на базі програмного комплексу Comsol Multiphysics, що дозволяє розглядати фізичні властивості матеріалів як залежні від температури. Для вирішення взаємопов'язаних задач у даному програмному комплексі передбачено спеціалізований модуль – Multiphysics. Завдяки ідентичності форми математичного запису рівнянь електромагнітного та теплового поля розрахунок виконується з використанням єдиної СКЕ, однак, слід зазначити обставини ускладнюючі використання такої СКЕ. По-перше, теплова інерція для елементів конструкції НТ істотно вище електромагнітної інерції. По-друге, просторовий градієнт зміни польової функції значно більше для електромагнітного поля. Вказані відмінності вимагають адекватного врахування при чисельній реалізації взаємозалежної задачі. Так, мінімальний розмір розрахункового тимчасового кроку і мінімальний розмір КЕ в СКЕ необхідно приймати виходячи з умов досягнення необхідної точності рішення електромагнітного поля, хоча вибрані розміри будуть надмірно малими для досягнення такої ж точності аналізу теплового поля. На рис. 2.10 показана СКЕ моделі спільно з двома панелями налаштувань. Одна з панелей (Perpendicular Induction Currents) відповідає налаштуванням електромагнітної задачі, друга (Heat Transfer by Conduction) – налаштуванням теплової задачі. Першим

програмним етапом вирішення взаємозалежної завдання є розрахунок квазістаціонарного поля, що дозволяє визначити розподіл потужності тепловиділень в роторі і статорі в умовах сталого режиму роботи НТ. У якості вихідних для розрахунку електромагнітного поля використовувалися експериментальні дані про токи статора та частоту обертання ротора в режимі навантаження (частотні характеристики).

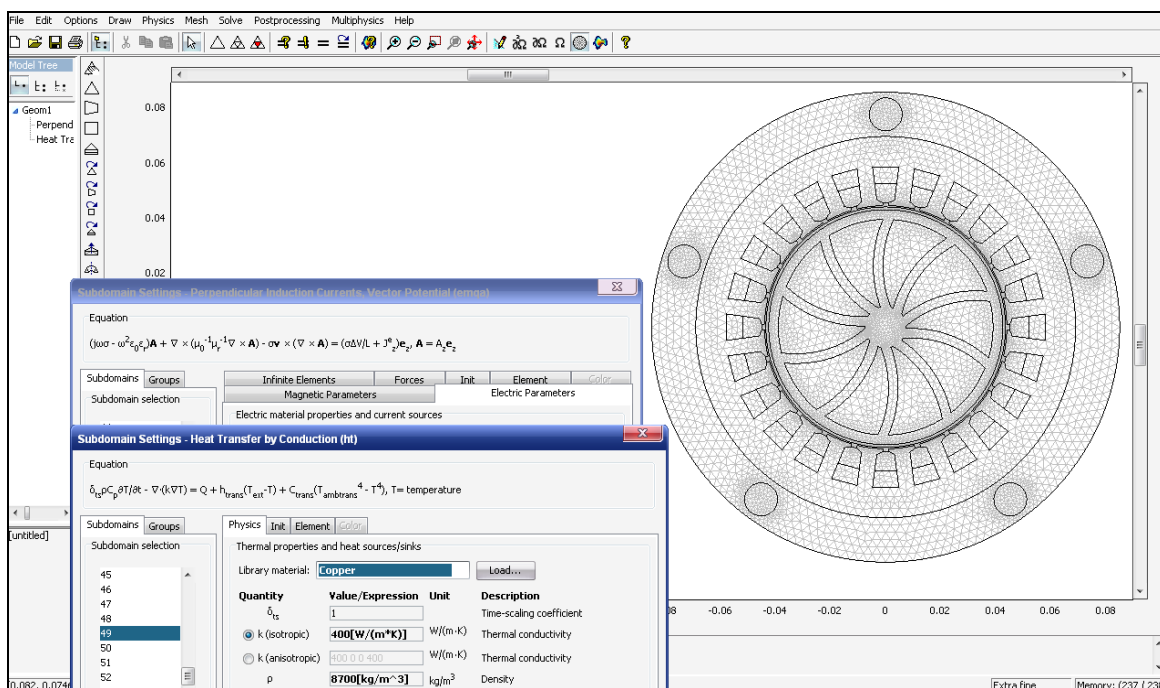


Рисунок 2.10 – СКЕ моделі спільно з панелями налаштувань

Безпосереднє врахування перфорацій ротора в двомірній геометрії моделі є неможливим. Тому збільшення активного опору ротора внаслідок наявності перфорацій враховувалося за допомогою завдання еквівалентної питомої електропровідності для відповідної розрахункової підобласті згідно виразу:

$$\gamma_{екв}(T) = \frac{\gamma(T)}{k_r}, \quad (2.13)$$

де k_r – коефіцієнт, що враховує збільшення активного опору ротора внаслідок введення перфорацій.

Потім, дані розрахунку електромагнітного поля засобами програми передаються в підпорядковану задачу нестационарної теплопередачі для розрахунку процесу нагрівання.

Початковими умовами для теплового розрахунку є значення температури усередині розрахункової області в початковий момент часу t_0 :

$$T(x, y, t)|_{t=t_0} = T_0(x, y, t_0). \quad (2.14)$$

З метою підвищення точності розрахунку враховані залежності теплофізичних властивостей активних матеріалів і навантажувально-охолоджувального середовища (води) від температури, а також залежності магнітної проникності масивного ротора і сердечника статора від величини магнітної індукції. Як для рівняння електромагнітного поля, так і для рівняння теплопровідності системи (2.5) задаються граничні та початкові умови. Вибір граничних умов обумовлений особливостями охолодження НТ. Основним видом теплообміну ротора та робочої рідини є конвективний теплообмін. Теплова потужність, що віддається конвекцією робочої рідини, визначається відповідно до закону Ньютона-Рихмана, а на відповідних кордонах задається гранична умова третього роду [14].

$$\frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{A,B,C,D,E} = -\frac{k_T}{\lambda} (T - T_0), \quad (2.15)$$

де k_T – коефіцієнт тепловіддачі;

T_0 – температура охолоджуючого середовища.

На рис. 2.11, а показана розрахункова геометрична модель, яка відтворює конструкцію НТ в поперечному розрізі. Гранична умова (2.15) задається на зовнішній та внутрішній поверхнях ротора A і B , на внутрішній поверхні

герметизуючої гільзи C , на зовнішній поверхні корпусу D і на поверхнях охолоджуючих аксіальних каналів E (рис. 2.11, б).

Втрати на тертя обертових деталей з газом або рідиною, які насправді виділяються в прикордонному шарі, прийнято вважати поверхневими і представляти у вигляді ідеалізованих джерел поверхневого тепловиділення, приписуючи їм інтенсивність q_F , Вт/м² [15]. У цьому випадку гранична умова третього роду приймає вигляд:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{A,B,C,D,E} = -\frac{k_T}{\lambda}(T - T_0) + \frac{q_F}{\lambda}. \quad (2.16)$$

Зважаючи на складність гідравлічної конфігурації НТ, основною проблемою теплового розрахунку є визначення коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією, значення яких залежать від цілого ряду чинників (форми каналів, стану їх поверхні, параметрів охолоджуючого середовища тощо) і у випадку охолодження рідким середовищем можуть досягати декількох тисяч [16]. Точне встановлення значень коефіцієнтів тепловіддачі є окремою, дуже складною науковою задачею. Умови охолодження більшості частин ЕМ найбільш доцільно порівнювати з тепловіддачею в каналах, оскільки потік охолоджуючого середовища оточений в машині з усіх боків нагрітими стінками [17]. У цьому відношенні НТ не є винятком, однак, так само як і канали ЕМ, канали НТ відрізняються від каналів, які застосовують для вимірів коефіцієнтів тепловіддачі. Робоча рідина рухається в них з нерівномірною швидкістю і схильна до турбулентності, що викликано змінами перетину і різкими поворотами. Турбулентний характер руху рідини сприяє підвищенню коефіцієнта тепловіддачі, тому більшість встановлених експериментальним шляхом величин коефіцієнтів тепловіддачі повинні збільшуватися на так званий коефіцієнт «вихростворення» [17]. З метою визначення коефіцієнтів тепловіддачі проводилися чисельні теоретичні та експериментальні дослідження.

Покажемо деякі підходи (вирази) для визначення наближених значень коефіцієнтів тепловіддачі, які використовувалися в чисельних розрахунках теплового поля НТ при заданні граничних умов третього роду (2.15).

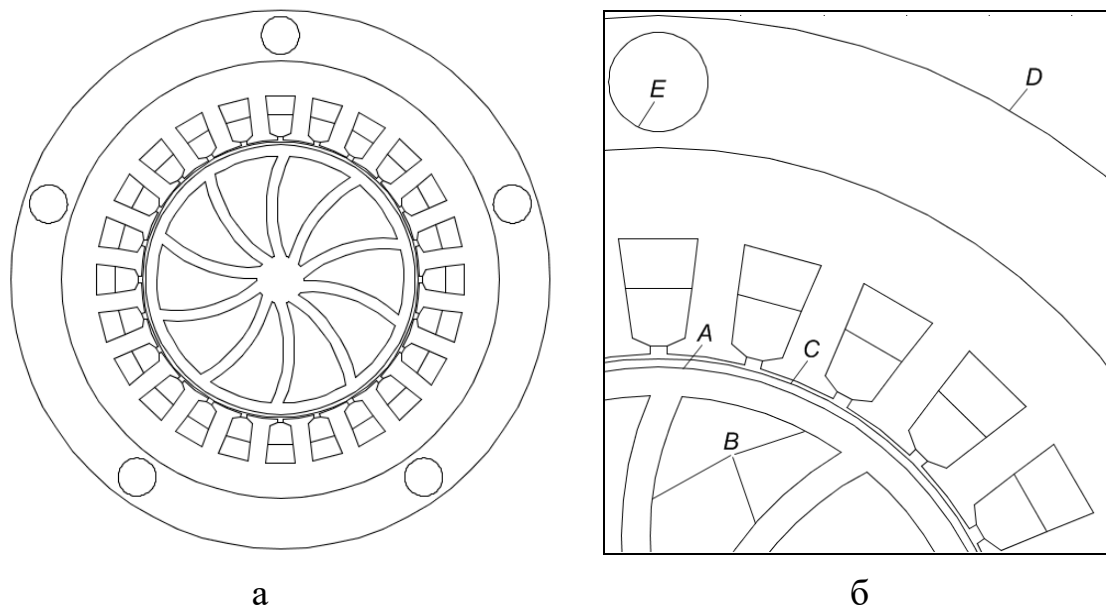


Рисунок 2.11 – Геометрична модель НТ (а); завдання граничних умов (б)

На зовнішній поверхні корпусу D згідно дослідних даних з герметично закритими машинами та масляними трансформаторами (при природному охолодженні через теплопровідність і конвекцію в повітрі) задається значення $k_T \approx 8 \text{ Вт}/(^\circ\text{C}\cdot\text{м}^2)$. Для розрахунку значення коефіцієнта тепловіддачі на поверхні аксіальних каналів E статора може використовуватися ряд відомих виразів, що дозволяють визначити середній коефіцієнт тепловіддачі в круглому каналі при турбулентному режимі течії. Серед них найбільш часто використовується вираз М.А. Міхєєва [18]:

$$Nu_{\text{жcd}} = 0,021 \cdot Re_{\text{жcd}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{жcd}}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{жcd}}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon, \quad (2.17)$$

де $Re_{\text{жcd}}$ – число Рейнольдса для руху рідини в круглому каналі;

$Pr_{\text{жcd}}$ – число Прандтля при температурі рідини у центрі каналу;

$(Pr_{\text{жкд}}/Pr_c)^{0,25}$ – поправка на змінність фізичних параметрів у поперечному перерізі каналу [19];

ε – поправка на ділянку гідродинамічної стабілізації при турбулентному режимі.

На практиці теплових розрахунків ЕМП знайшла застосування емпірична формула Ріхтера, яка застосовна для каналу з нормальною турбулентністю ($10^4 < Re < 10^6$) і враховує велику кількість параметрів каналу і охолоджуючого середовища:

$$k_T \approx 0,178\lambda^{0,178} (sc)^{0,832} r^{0,088} l^{-0,256} \nu^{0,832}, \quad (2.18)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності робочої рідини;

s – питома вага робочої рідини;

c – питома теплоємність робочої рідини;

r – гідравлічний радіус перетину каналу (у круглому каналі дорівнює дійсному радіусу);

l – довжина каналу;

ν – швидкість робочої рідини.

Для наближеного розрахунку коефіцієнта тепловіддачі на зовнішній поверхні ротора A може використовуватися вираз для середнього коефіцієнта тепловіддачі на внутрішній стінці каналу кільцевого перерізу при турбулентному плині рідини [19].

$$Nu_{\text{жкк}} = 0,017 \cdot Re_{\text{жкк}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{жкк}}^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{жкк}}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18} \cdot \varepsilon, \quad (2.19)$$

де $Re_{\text{жкк}}$ – число Рейнольдса для руху рідини в кільцевому каналі;

$Pr_{\text{жкк}}$ – число Прандтля при температурі рідини в середині каналу;

$d = d_2 - d_1$ – еквівалентний діаметр кільцевого каналу.

Необхідно відзначити, що метод розрахунку тепловіддачі за допомогою еквівалентного діаметра є наближеним, точні межі його застосовності не встановлені.

Суттєвою невизначеністю характеризуються умови охолодження внутрішньої поверхні ротора B . Незважаючи на суттєвий досвід проектування вихрових машин, розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі з їх робочих поверхонь проводиться за допомогою емпіричних залежностей [20, 21]. Серед них найбільш часто використовуються залежності (2.17) і (2.19). Вираз (2.17) може бути використано для визначення коефіцієнта тепловіддачі в каналах трикутного перетину (міжлопаткових каналах), при цьому попередньо розраховується еквівалентний діаметр:

$$d_e = 4F / U, \quad (2.20)$$

де F – площа поперечного перерізу каналу;

U – периметр каналу.

Вирази (2.17) і (2.19) відносяться до гладких поверхонь труб, в припущенні, що не виникає додаткових вихорів, викликаних раптовими змінами перетину і різкими поворотами, характерними для гідравлічного тракту НТ. Експериментально встановлено, що коефіцієнт тепловіддачі підвищується за рахунок додаткових вихорів, обумовлених раптовими змінами перетину і різкими поворотами, і його підвищення не залежить від швидкості охолоджуючого середовища. Тому, воно може враховуватися за допомогою простого числового коефіцієнта «вихростворення». Згідно з результатами дослідів Рітшеля цей коефіцієнт досягає значення 1,75. Відповідно з експериментами поставленими фірмою А.Е.Г., коефіцієнт тепловіддачі може збільшитися аж до дворазового значення, внаслідок вихростворення. Відповідно до вимірів Зутте, коефіцієнт «вихростворення» може приймати значення від 1,7 до 1,9 [22]. Цей коефіцієнт рекомендовано приймати великим (від 2 до 2,1) у поверхні повітряного зазору між нерухомими і обертовими

частинами машини. Додаткове вихростворення при вузьких каналах позначається лише в межах невеликої ділянки по довжині каналу, отже, в середньому можна приймати цей коефіцієнт дорівнює 1,3. Теплообмін на внутрішній поверхні герметизуючої гільзи C , яка примикає до зони підвищеного тиску і стикається з сумішшю рідини і кавітаційних бульбашок, має складну фізичну природу.

Процес кавітації супроводжується утворенням великої кількості бульбашок, наповнених переважно парами рідини, а також газами, і має багато спільного з процесом кипіння рідини, у зв'язку з чим, коефіцієнти тепловіддачі при кавітації і кипінні повинні визначатися подібним набором теплофізичних параметрів: щільністю рідкої і парової фази, питомою теплою пароутворення, коефіцієнтом теплопровідності рідини і пари, коефіцієнтом в'язкості рідини. У результаті аналізу рівнянь динаміки двофазного середовища методами теорії розмірностей і обробки дослідних даних Д.А. Лабунцовим було отримано співвідношення для визначення коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні нерухомої рідини у великому обсязі [23].

$$k_T = b \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right) \lambda^{2/3} (\zeta \nu T_H)^{-1/3} q^{-2/3}, \quad (2.21)$$

де ρ' і ρ'' – щільність рідини та пари за температури насичення;

ζ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини за температури насичення;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини;

T_H – температура насичення;

q – щільність теплового потоку.

Для функції $b(\rho'/\rho'')$, на основі дослідних даних виведено емпіричний вираз:

$$b \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right) = 0,075 \left(1 + 10 \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)^{-2/3} \right). \quad (2.22)$$

При вимушеному русі киплячої рідини в трубах в умовах, коли рідина нагріта до температури насичення, коефіцієнт тепловіддачі може бути підрахований з використанням наступних виразів [24]:

$$k_T = k_1 \quad \text{при} \quad \frac{k_2}{k_1} \leq 0,5; \quad (2.23)$$

$$k_T = k_1 \quad \text{при} \quad \frac{k_2}{k_1} \leq 2; \quad (2.24)$$

$$\frac{k_T}{k_1} = \left(1 + \frac{k_2}{k_1}\right)^{1/2}, \quad \text{при} \quad 0,5 \leq \frac{k_2}{k_1} \leq 2, \quad (2.25)$$

де k_1 – коефіцієнт тепловіддачі при турбулентному русі однофазної рідини в каналі круглого перерізу, що визначається за виразом (2.17);

k_2 – коефіцієнт тепловіддачі при розвиненому бульбашковому кипінні у великому обсязі, що визначається за виразами (2.21) і (2.22).

В цілому, завдання адекватних умов теплообміну в робочому зазорі між ротором і герметизуючою гільзою являє собою дуже складну проблему. Внаслідок малої величини зазору витрата рідини через нього в аксіальному напрямку Q_3 значно менше загальної витрати через теплогенератор – Q_Σ . Ймовірно, що область робочого зазору може бути змодельована еквівалентним шаром з малим коефіцієнтом теплопровідності, а також значеннями густини і теплоємності, характерними для парорідинної суміші. У реальних умовах частина рідини, що проходить через зазор в аксіальному напрямку і нагрівається в ньому, змішується з основним потоком, і тому підвищення температури рідини, внаслідок нагрівання в зазорі залежатиме від співвідношення Q_3 і Q_Σ .

З метою визначення середніх значень швидкості рідини (по перетину каналів), необхідних для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі, попередньо визначається секундна витрата рідини НТ [25]:

$$Q_{\Sigma} = \left(\frac{\pi}{4} (D_l^2 - D_c^2) - \frac{zS}{2} (D_l - D_c) \right) \cdot b \frac{n}{60}, \quad (2.26)$$

де D_l та D_c – діаметр робочого колеса по крайках лопатей та діаметр ступиці відповідно;

z – кількість лопатей;

S – середня товщина лопатей;

b – ширина лопаті;

n – частота обертання робочого колеса.

Рівняння (2.5) – (2.12) безпосередньо використані для розрахунку температурного поля в поперечному перерізі НТ з метою знаходження наближених значень робочих температур елементів конструкції, що дозволить спрогнозувати експлуатаційні характеристики пристрою і при подальших дослідженнях оптимізувати його параметри для отримання заданих показників продуктивності. Сумарна теплова потужність НТ, що визначається відповідно до виразу дозволяє знайти температуру теплоносія, що гріється, шляхом інтегрування по площі відповідних розрахункових підобластей (каналів). При наявності теплообміну температура рідини в різних точках каналу різна. Температура частинок рідини, що стикаються зі стінкою, буде дорівнювати температурі стінки, а температура частинок, що течуть в центрі каналу, буде більше або менше в залежності від того, відбувається охолодження або нагрівання рідини. У проміжних точках перетину температура змінюватиметься між цими значеннями, як правило, по параболічного закону. Тому, для визначення показників продуктивності НТ використовується поняття середньої температури рідини по перетину.

$$T_p = \frac{1}{S} \int_S t_p dS, \quad (2.27)$$

де S – площа інтегрування;

t_p – локальне значення температури рідини.

У реальних умовах осереднення температури рідини на виході з каналу відбувається за наявності будь-яких вихорів, що надають перемішуючий вплив. Коректне завдання потужності тепловиділень, що виникають у робочому об'ємі НТ за рахунок гідродинамічних ефектів, може бути виконано виходячи з оцінки ефективності його роботи. Точне визначення величини цих тепловиділень вимагає проведення експериментальних, а також теоретичних досліджень гідродинамічних процесів в НТ і виходить за рамки даної роботи.

Серед безлічі гіпотез [26–30] про причини надфективності ГТ найбільш обґрунтованою і правдоподібною виглядає гіпотеза, в якій поява надлишкового тепла $Q_{над}$ пояснюється екзотермічним фазовим переходом рідини $B_1 \rightarrow B_2$, що піддається механоактивації [26]:



Однак дослідженнями [26] також встановлено, що частково впорядкований стан води виявляється нестійким і супроводжується зворотнім переходом з метастабільного стану B_2 в стабільне B_1 , причому зворотний перехід $B_2 \rightarrow B_1$ є ендотермічним і може відбуватися як з відносно монотонним, так і зі стрибкоподібним поглинанням тепла:



Стрибкоподібний фазовий перехід $B_2 \rightarrow B_1$ супроводжується різким охолодженням води. Так, наприклад, температура води може понизитися від $T_2 = 75$ °С в дисперсній фазі B_2 до $T_1 = (45 - 55)$ °С у фазі B_1 . Час релаксації при зворотному переході, в залежності від стабільності зовнішніх умов і чистоти води, може становити від кількох до десятків хвилин. Таким чином, механічна обробка води, супроводжувана інтенсивною кавітацією [26, 31], може призводити до виділення і поглинання теплоти. Важливо відзначити, що, якщо

температуру T_2 гарячої води в дисперсній фазі B_2 понизити, наприклад, шляхом теплообміну з навколишнім середовищем, то температура T_1 води у фазі B_1 після зворотного переходу може виявитися нижчою, ніж первісна.

У дослідженні [27] описується механізм отримання надлишкової теплоти фазового переходу $Q_{над}$ в робочій камері теплогенератора, який знайшов експериментальне підтвердження в роботах інших авторів [32-34]. Однак, факт наявності додаткової теплоти $Q_{над}$ не означає, що вона може бути використана для збільшення теплопродуктивності генератора. Теплопродуктивність ГТ за час τ , як правило, визначають по перепаду температури на теплообміннику $\Delta T = T_2 - T_1$ і витраті G води в контурі:

$$Q = k \Delta T G \tau, \quad (2.30)$$

де k – коефіцієнт пропорційності.

Ефективність роботи ГТ, у нехтуванні розсіюванням тепла в гідромагістралях і елементах контуру, оцінюють відношенням:

$$\eta_e = \frac{Q}{W}, \quad (2.31)$$

де Q – теплота, що передана від ГТ споживачу за час τ ;

W – електроенергія споживана ГТ за час τ .

Кількість тепла, що виділяється при механоактивації води в ГТ, залежить від потужності, що розсіюється у воді при її активації і теплоти фазового переходу:

$$Q = \Delta Q + Q_{над}, \quad (2.32)$$

де ΔQ – кількість тепла, отриманого водою в результаті прямого перетворення роботи в теплоту;

$Q_{над}$ – надлишкова теплота переходу $B_1 \rightarrow B_2$.

Теплота Q являє собою суму двох складових, одна з яких $Q_{над}$, викликана екзотермічним перетворенням води, а інша, в кінцевому підсумку, отримана шляхом перетворення електроенергії W в еквівалентну їй теплоту ΔQ . При безперервному виробництві теплоти генератором споживач може отримати тільки ту її частину, яка надходить до нього за допомогою теплопередачі, тобто теплоту ΔQ , причому завжди $\Delta Q \leq W$. Теплота обумовлена тимчасовим тепловиділенням, і, після закінчення часу релаксації ця частина теплоти знову поглинається водою. Тому вона недоступна для передачі споживачеві. У той же час, якщо використовувати ГТ за схемою з відкритим контуром, то в цьому випадку, можливо забезпечити такий режим роботи, при якому частина теплоти $Q_{над}$ буде безперервно вилучатись з проточної води, що відчуває пряме фазове перетворення в межах контуру і релаксуючої вже після виходу за його межі. Оскільки при цьому надмірне тепло витягується з зовнішнього стосовно генератору середовища, то принципові обмеження значення ефективності роботи ГТ в подібному режимі, мабуть, відсутні. У [35] наведено конкретні приклади отримання теплової енергії (описані досліди) за допомогою пристрою, конструкція якого найбільш близька до розглянутого в роботі НТ. З наведених експериментальних даних випливає, що ставлення виділеної потужності до витраченої склало від 1,27 до 2,9, в залежності від потужності приводного електродвигуна і температури рідини, що нагрівається. Якщо врахувати втрати електродвигуна, то коефіцієнт перетворення механічної енергії в теплоту склав від 1,57 до 3,59.

Механічна потужність НТ, що витрачається на створення гідродинамічних ефектів і транспортування робочої рідини визначається як:

$$P_2 = P_1 - J_z^2(A) / \gamma(T) - J_{стоп}^2 / \gamma(T) - P_{c1} - P_{дод} - P_{мех}, \quad (2.33)$$

де P_1 – потужність, споживана НТ.

Потужність тепловиділень, що обумовлена гідродинамічними ефектами та задається в якості об'ємної густини теплових втрат на розрахунковій ділянці між лопаткових каналів, розраховується виходячи з виразу:

$$P_{\text{сд}} = P_2 \cdot \eta_m, \quad (2.34)$$

де η_m – коефіцієнт перетворення механічну енергії в теплоту.

Втрати в сталі статора, додаткові, а також механічні втрати визначаються за існуючими методиками розрахунку [36, 37] і задаються як об'ємні тепловиділення на відповідних розрахункових ділянках статора і ротора.

Надалі при аналізі теплових процесів домовимося вважати, що на вхід теплогенератора забезпечується подача робочої рідини, що має постійну температуру, що справедливо як для розімкнутої системи охолодження, так і для замкнутої у разі передачі теплообміннику незмінної кількості теплоти. Розглядається схема руху теплоносія, при якій рідина через всмоктувальні (вхідні) отвори резонансних дисків надходить у внутрішню порожнину ротора, а виходить через нагнітальні (вихідні) отвори, а також аксіальні канали статора.

2.4 Висновки до 2 розділу

Основним завданням НТ є нагрів і переробка рідини, тому при його розробці мають вирішуватися питання забезпечення заданих вихідних характеристик, і, в першу чергу, температури робочої рідини. Температура робочої рідини залежить від усіх джерел теплової потужності, тому, на відміну від традиційних ЕМП, тепловий розрахунок НТ навіть наближено не може зводитися до визначення тільки температури обмотки статора, необхідної для перевірки відповідності класу нагрівостійкості ізоляції. Разом із тим, рішення таких задач, як визначення значень робочих температур елементів конструкції, що дозволяють прогнозувати експлуатаційні характеристики пристрою і

оптимізувати його параметри для отримання заданих показників продуктивності, неможливе без аналізу теплових процесів.

Взаємозв'язок рівнянь електромагнітних і теплових процесів проявляється у взаємному впливі температури, електропровідності, густини ВС і питомих теплових втрат. Першим етапом розрахунку є знаходження розподілу магнітної індукції в повітряному зазорі, яка значно впливає на вихідні характеристики ЕМП.

3 РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ І ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ НАСОСА-ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

3.1 Результати моделювання електромагнітних процесів насоса-теплогенератора

Програмний комплекс Comsol Multiphysics надає широкі можливості аналізу отриманих результатів на основі універсальних способів візуалізації рішення: колірні заливки по різним фізичним величинам у вигляді ребер, поверхонь і всіляких зрізів розрахункової області; векторні поля; лінії струму; візуалізація окремих комплексних і просторових компонент; анімації; графіки. Зокрема, просторова картина магнітного поля може бути представлена у вигляді стрілок-векторів, відображаючих модуль і напрямок векторної функції.

Даний спосіб візуалізації дозволяє оцінити не тільки рівні індукції, але і конфігурацію поля в активній частині машини. На рис. 3.1 представлений результат вирішення тривимірного розподілу магнітного поля в активній частині НТ з гладким ротором (при $s = 0,2$) у вигляді стрілок-векторів.

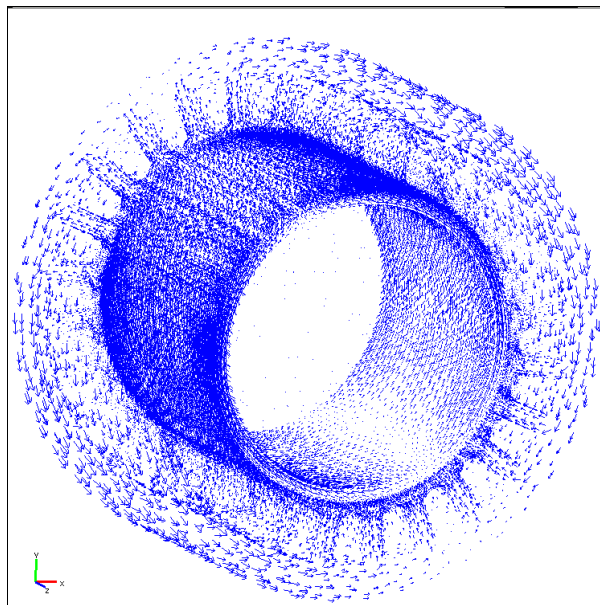


Рисунок 3.1 – Картина тривимірного магнітного поля в активній частині НТ с гладким ротором у вигляді стрілок-векторів магнітної індукції

Картина магнітного поля у поперечному перерізі того ж НТ у вигляді стрілок-векторів представлена на рис. 3.2.

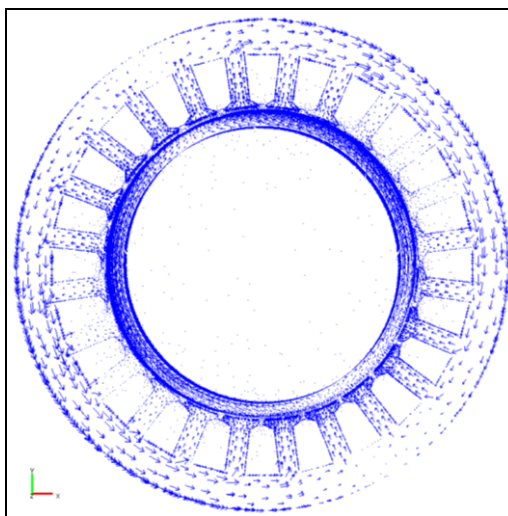


Рисунок 3.2 – Картина магнітного поля у поперечному перерізі НТ с гладким ротором у вигляді стрілок-векторів магнітної індукції

Більш наочним з точки зору відображення структури магнітного поля в поперечному перерізі НТ, є спосіб візуалізації за допомогою ізоліній векторного магнітного потенціалу (рис. 3.3).

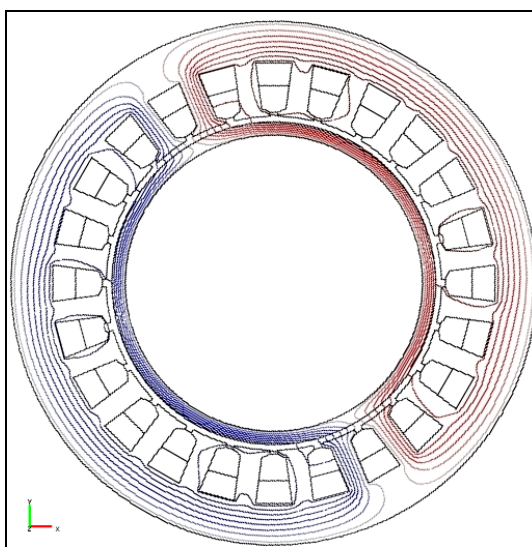


Рисунок 3.3 – Картина магнітного поля у поперечному перерізі НТ с гладким ротором у вигляді ізоліній векторного магнітного потенціалу

Надалі для зручності надання результатів розрахунку тривимірних полів використовується побудова графіків розподілу магнітної індукції вздовж ліній, що проходять через різні ділянки активної зони.

Враховуючи велику кількість проведених розрахунків для НТ, обмежимося наданням деяких результатів чисельного рішення електромагнітних завдань. На рис. 3.4 представлена картина розподілу тривимірного магнітного поля в активній частині НТ (П-20-3-4) у вигляді стрілок-векторів магнітної індукції при $s = 0,2$. Магнітне поле в повітряному зазорі між статором і ППР розподіляється нерівномірно, що зумовлено кінцевою довжиною і наявністю отворів ротора. Витіснення поля до країв активної частини викликано реакцією ВС індуктованих в роторі, а спотворення прямокутної форми поля в зазорі тим більше, чим більше значення приймають параметри $\sqrt{f\gamma/\mu_r}(\tau^2/\delta')$ и L/τ [38].

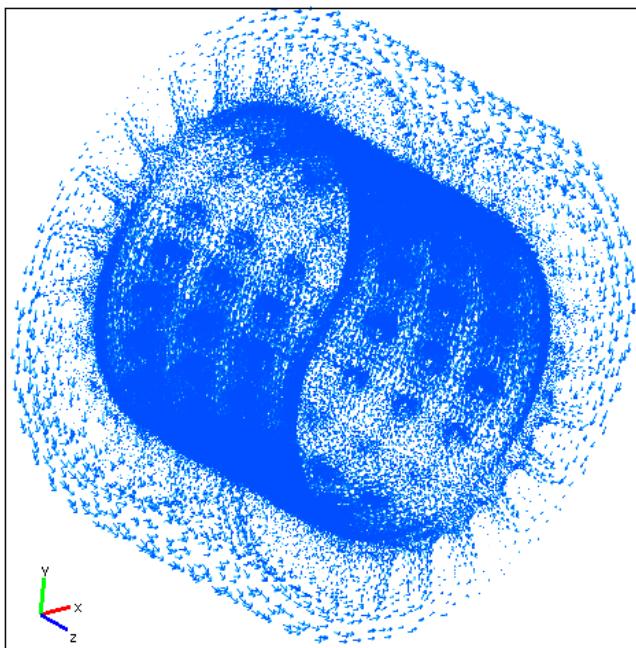


Рисунок 3.4 – Картина тривимірного магнітного поля в активній частині НТ (П-20-3-4) у вигляді стрілок-векторів магнітної індукції

На рис. 3.5 представлені криві розподілу нормальної складової магнітної індукції (для різних значень ковзання) уздовж аксіальної лінії, що проходить

над суцільною ділянкою ротора між рядами отворів, через середину повітряного зазору. Під нормальною складовою розуміється просторова складова вектора магнітної індукції, спрямована вздовж нормалі до лінії повітряного зазору.

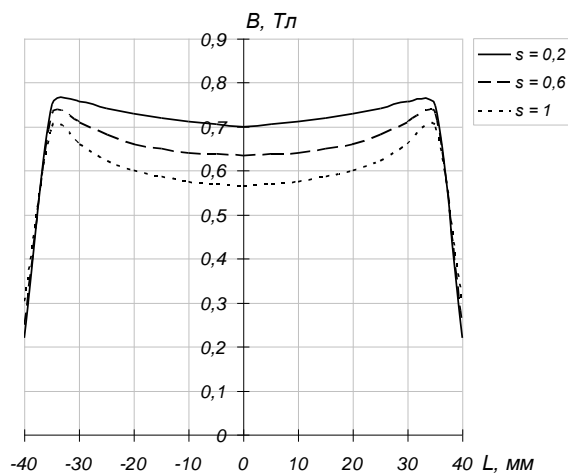


Рисунок 3.5 – Розподіл магнітної індукції в зазорі вздовж суцільної ділянки між рядами отворів

Аналогічні криві для ділянки повітряного зазору над центрами отворів одного ряду, представлені на рис. 3.6. З порівняння рис. 3.5 і 3.6 випливає, що перфорації надають магнітному полю в зазорі НТ локально-зубчастий характер.

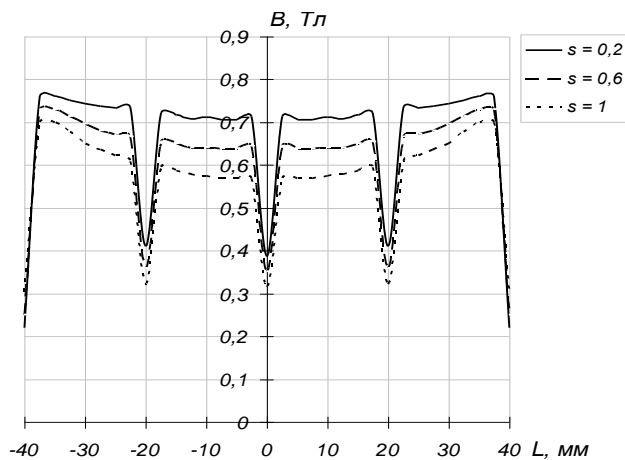


Рисунок 3.6 – Розподіл магнітної індукції в зазорі вздовж ділянки над центрами отворів одного ряду

На рис. 3.7 показаний графік розподілу нормальної складової магнітної індукції уздовж середини повітряного зазору над отвором, в межах зубця статора. Зона отвору на графіку обмежена пунктирними лініями.

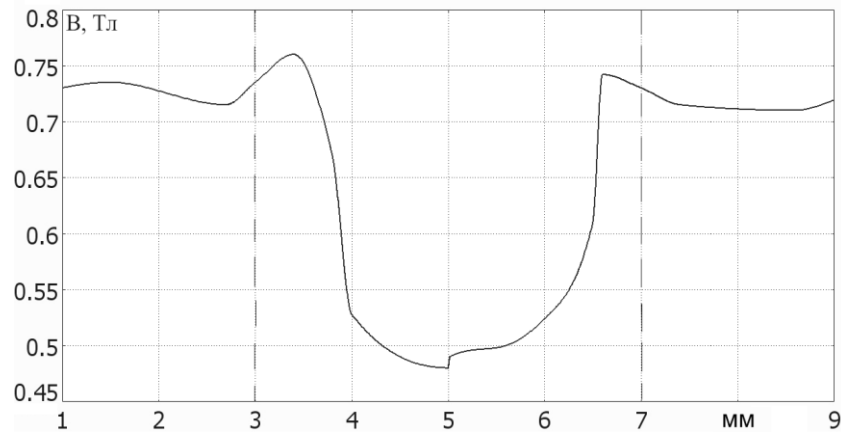


Рисунок 3.7 – Розподіл нормальної складової магнітної індукції уздовж середини повітряного зазору над отвором

Як результат, провали в кривій магнітної індукції в зазорі над отвором досягають від 0,4 Тл до 0,5 Тл.

3.2 Результати моделювання взаємопов'язаних електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора

На рис. 3.8 представлено розподіл температури по глибині ротора (П-20-5-7) для моменту часу $t = 1$ с після включення.

З графіка видно, що в момент після включення головним джерелом теплової потужності є тонкий шар зовнішньої поверхні масивного ротора, який звернений у бік основного джерела електромагнітного поля.

Характер розподілу температури по глибині ротора практично повністю збігається з характером миттєвого розподілу густини ВС по глибині ППР.

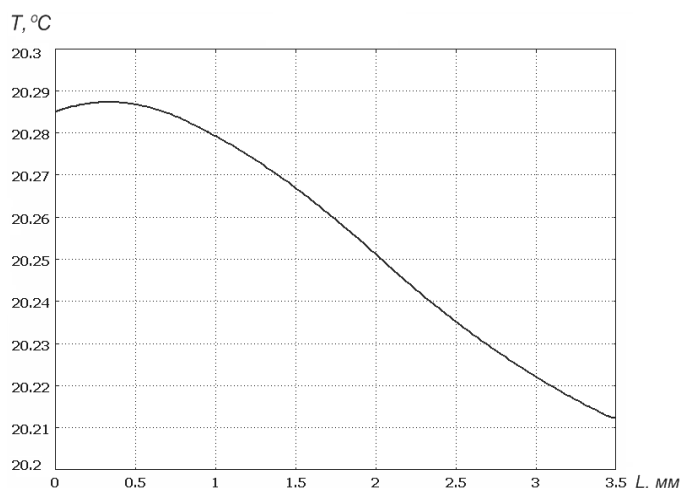


Рисунок 3.8 – Розподіл температури по глибині ротора для $t = 1$ с

Залежність середньої (за площею поперечного перерізу ротора) густини струму від часу представлена на рис. 3.9. Отримані результати свідчать про те, що при врахуванні взаємозв'язку електромагнітних і теплових процесів змінюється не тільки амплітуда густини ВС на поверхні ротора, а й повний струм ротора.

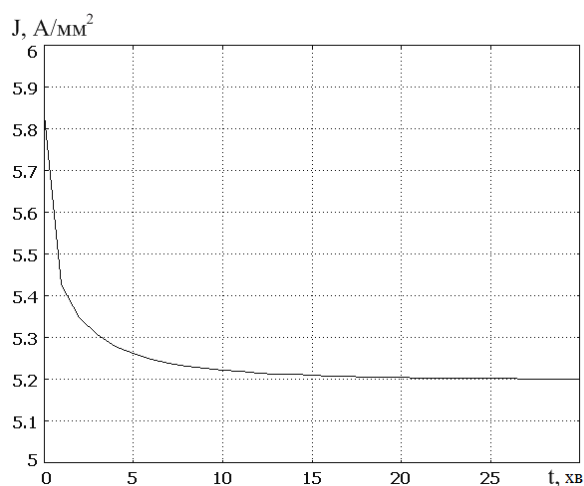


Рисунок 3.9 – Залежність середньої густини струму ротора від часу

Так, при нагріванні ротора до сталої температури – 64 °С, середня щільність ВС зменшується до величини 5,2 А/мм² (на 11 %). Важливим фактором, який слід враховувати при проектуванні НТ, поряд із зменшенням вторинного струму (інтегральних тепловиділень) по мірі нагріву, є

відгалуження частини магнітного потоку через робочі лопатки ротора. Це явище добре проглядається на картині поля, представленій на рис. 3.10 у вигляді ізоліній векторного магнітного потенціалу. У табл. 3.1 наведені значення магнітної індукції в лопатках ротора, отримані в результаті серії розрахунків, проведених для конструкцій ротора з різним числом n_l і товщиною лопаток s_l .

Таблиця 3.1 – Значення магнітної індукції в лопатках ротора (Тл)

s_l	n_l			
	8	10	12	15
3,5 мм	1,243	1,212	1,181	1,141
5 мм	0,939	0,921	0,893	0,866
7 мм	0,831	0,817	0,794	0,771

Результатом розрахунку електромагнітної задачі є величина потужності теплових втрат для провідних елементів конструкції НТ. На рис. 3.11 представлені залежності потужності тепловиділень від ковзання для різних варіантів ППР. Отримані залежності показують, що зі збільшенням кількості та діаметру перфорацій потужність об'ємних тепловиділень ППР тільки знижується, а характер кривої не залежить від типу схеми перфорацій.

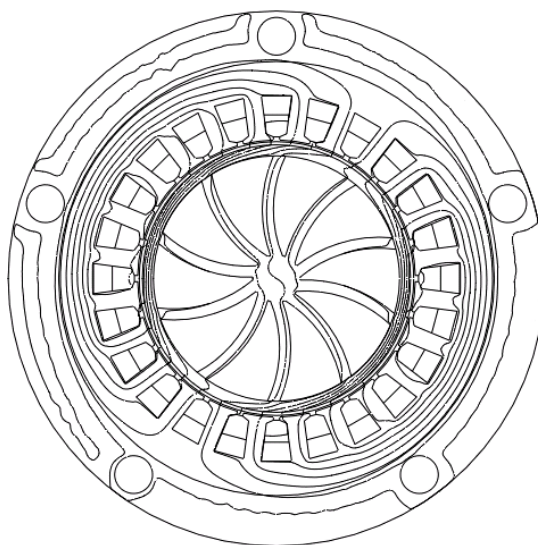


Рисунок 3.10 – Розподіл векторного магнітного потенціалу

Інтегральні теплові характеристики теплогенеруючого ЕМП з використанням порожнистого феромагнітного елемента різної товщини представлені в роботі [39]. У цій же роботі надані рекомендації з вибору товщини порожнистого феромагнітного циліндра, показано якісний вплив на розподіл магнітного поля, а також підтверджується можливість використання ЕМП в якості пристроїв електронагріву і транспортування, що характеризуються підвищеною ефективністю теплообміну з середовищем, що нагрівається.

Для отримання вичерпної оцінки теплового стану елементів конструкції НТ доцільно розглянути кілька випадків, яким притаманні різні теплові навантаження і охолоджуючі властивості теплоносія:

- робота НТ при різних значеннях η_c ;
- робота НТ при підвищеному значенні $k_{\text{перф}}$ ротора;
- робота НТ при різних параметрах системи охолоджуючих каналів статора.

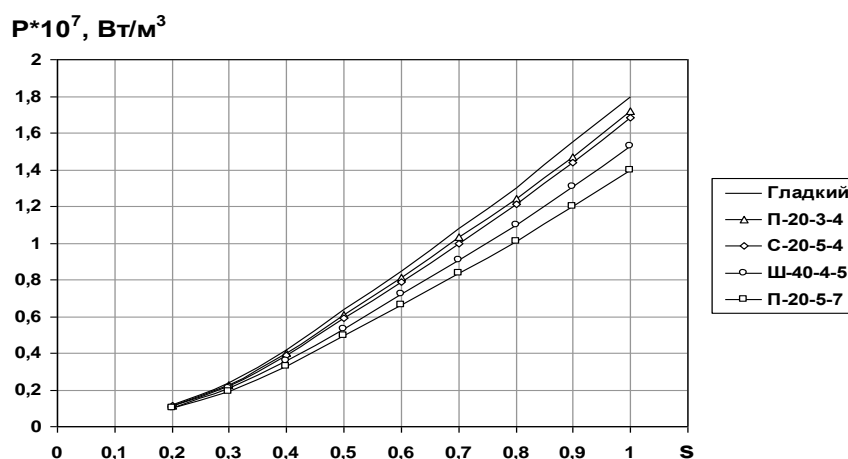


Рисунок 3.11 – Залежності потужності тепловиділень від ковзання для різних варіантів ППР

Результати чисельного розрахунку можуть бути представлені у вигляді картин температурного поля всієї розрахункової області для конкретного моменту часу, а також у вигляді температурно-часових залежностей для будь-якого з розрахункових вузлів. На рис. 3.12-3.13 представлені картини

усталеного розподілу температури в поперечному перерізі НТ, а також температурно-часові залежності окремих розрахункових вузлів моделі при значеннях $\eta_e = 1,3, 1,9$ і $2,5$ ($k_{перф.} = \text{const} = 0,1$).

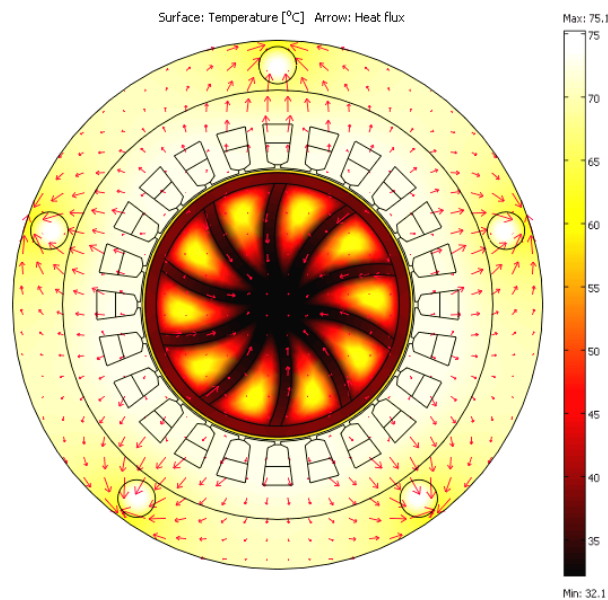


Рисунок 3.12 – Розподіл температури та вектора теплового потоку в поперечному перерізі НТ при $\eta_e = 1,3$ та $k_{перф.} = 0,1$

Значення температури в кожній точці перетину НТ визначається відповідно до рівня інтенсивності колірної заливки, а розподіл вектора теплового потоку показано у вигляді стрілок.

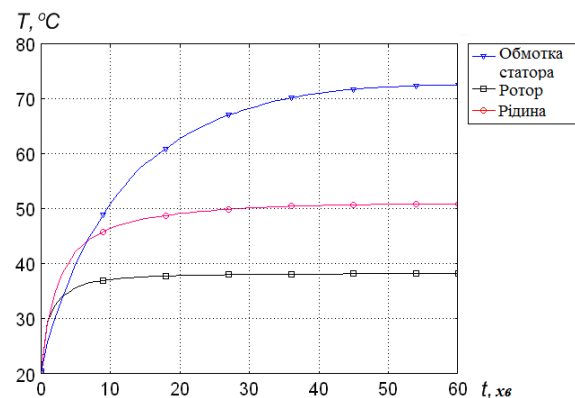


Рисунок 3.13 – Температурно-часові залежності окремих розрахункових вузлів моделі при $\eta_e = 1,3$ и $k_{перф.} = 0,1$

На рис. 3.14 - 3.17 представлені картини усталеного розподілу температури в поперечному перерізі НТ.

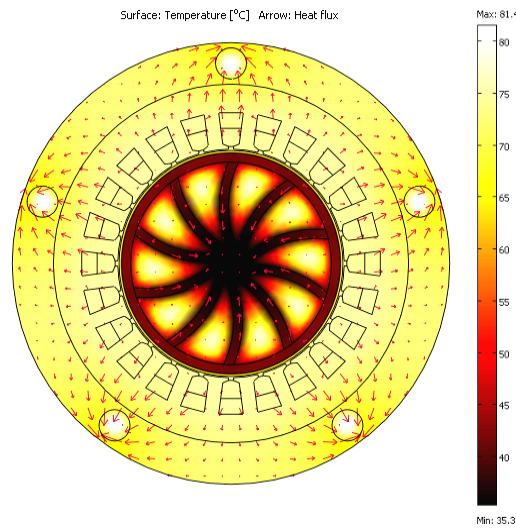


Рисунок 3.14 – Розподіл температури та вектора теплового потоку в поперечному перетині НТ при $\eta_e = 1,9$ та $k_{перф.} = 0,1$

На графіках температурно-часових залежностей показана динаміка зростання середньої температури робочої рідини, ротора і температури найбільш нагрітої точки обмотки статора.

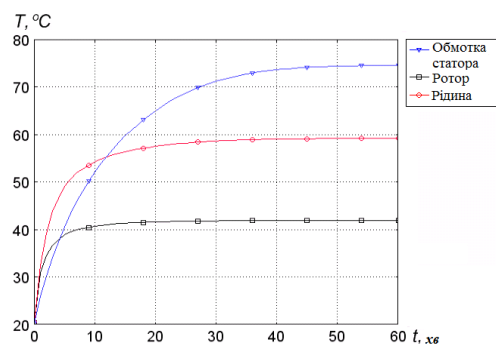


Рисунок 3.15 – Температурно-часові залежності окремих розрахункових вузлів моделі при $\eta_e = 1,9$ и $k_{перф.} = 0,1$

З представлених результатів випливає, що із зміною величини $Q_{над}$ картина усталеного розподілу температури в перетині НТ змінюється

несуттєво. Так, температура найбільш нагрітої точки обмотки статора змінюється в межах від 73 °С до 79 °С, що свідчить про теплоізолюючі властивості робочого зазору і незначному теплообміні між статором і ротором, причому відвід тепла від ротора відбувається з його внутрішньої поверхні, а від обмотки статора – через аксіальні канали і поверхню корпусу.

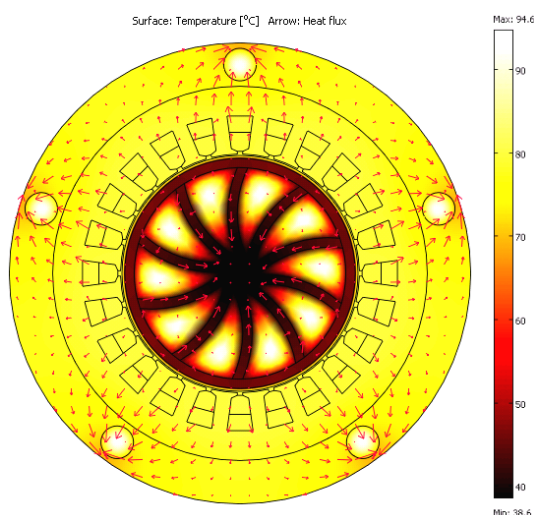


Рисунок 3.16 – Розподіл температури та вектора теплового потоку в поперечному перетині НТ при $\eta_e = 2,5$ та $k_{перф.} = 0,1$

Підвищена теплова інерція статора, мабуть, пояснюється слабкістю зв'язків (великим опором) з іншими джерелами теплоти. Відомо, що чим нижче інтенсивність охолодження, тим більшою тепловою інерцією володіє активна частина ЕМ.

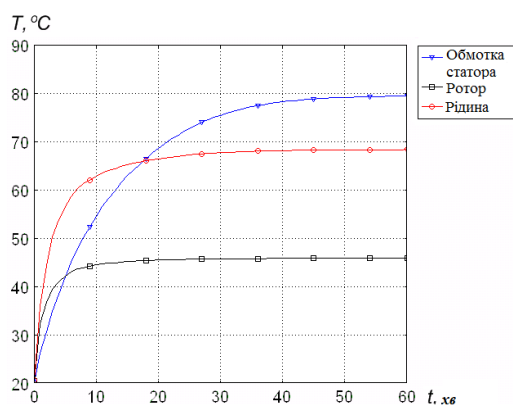


Рисунок 3.17 – Температурно-часові залежності окремих розрахункових вузлів моделі при $\eta_e = 2,5$ та $k_{перф.} = 0,1$

Отримані картини розподілу температури свідчать про те, що в цілому, теплова напруженість НТ знаходиться в допустимих межах.

Розглянемо температурне поле в перетині НТ для випадку, коли коефіцієнт перфорації ротора має підвищене значення – 0,35 (рис. 3.18, 3.19).

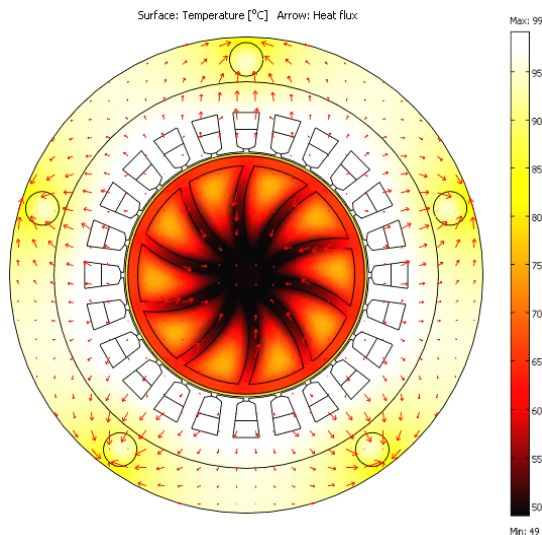


Рисунок 3.18 – Розподіл температури та вектора теплового потоку в поперечному перетині НТ при $k_{перф.} = 0,35$ та $\eta_e = 1,3$

У цьому випадку, робота НТ характеризується значними струмами, що протікають в обмотці статора, підвищеною частотою ВС ротора (відповідно великим рівнем втрат в обмотці статора і ротора), а також меншими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі, що обумовлено зниженням частоти обертання ротора і витрати рідини.

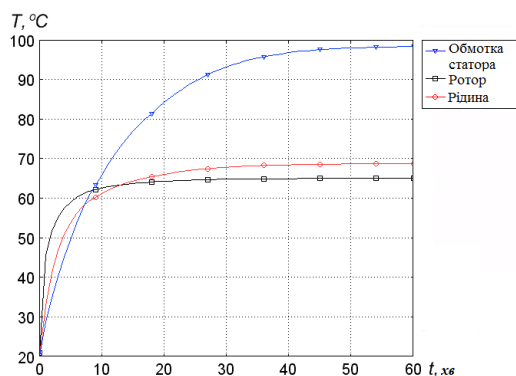


Рисунок 3.19 – Температурно-часові залежності окремих розрахункових вузлів моделі при $k_{перф} = 0,35$ та $\eta_e = 1,3$

З порівняння картин теплового поля НТ, що мають значення коефіцієнта перфорації 0,1 і 0,35 слід, що при значенні $\eta_e = 1,3$ необхідна температура теплоносія на виході теплогенератора (від 65 °С до 70 °С) може бути отримана за рахунок збільшення $k_{перф}$.

Залежності усталеним температури статора і ротора, а так само температури робочої рідини на виході теплогенератора від величини коефіцієнта перфорації при $\eta_e = 1,3$ представлені на рис. 3.20. Як показав розрахунок механічних характеристик НТ, із зростанням $k_{перф}$ відбувається зниження витрати (напору), тому, для забезпечення найкращих результатів за всіма показниками продуктивності, доцільно використання теплогенератора в замкнутій системі циркуляції робочої рідини.

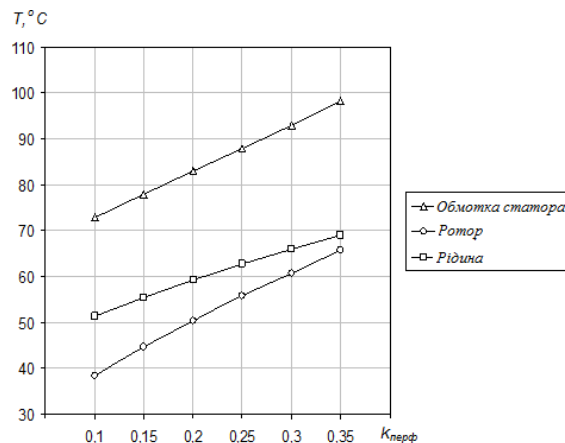


Рисунок 3.20 – Залежності температури статора, ротора та робочої рідини від величини коефіцієнта перфорації при $\eta_e = 1,3$

Підвищений магнітний опір обумовлює напружений тепловий стан статора (98 °С) і призводить до необхідності інтенсифікації охолодження з застосуванням більшої кількості та/або перетину аксіальних каналів. З метою поліпшення умов охолодження обмотки статора при роботі з підвищеним значенням $k_{перф}$, має сенс розглянути деякі розрахункові варіанти при різних параметрах аксіальних каналів. Розподіл температури і вектора теплового потоку в поперечному перерізі НТ ($k_{перф} = 0,35$, $\eta_e = 1,3$), що має число каналів статора $n_k = 10$ радіусом $r = 6$ мм представлені на рис. 3.21. З результатів

розрахунку видно, що зі збільшенням кількості охолоджуючих каналів в два рази температура обмотки статора зменшується на 20 °С.

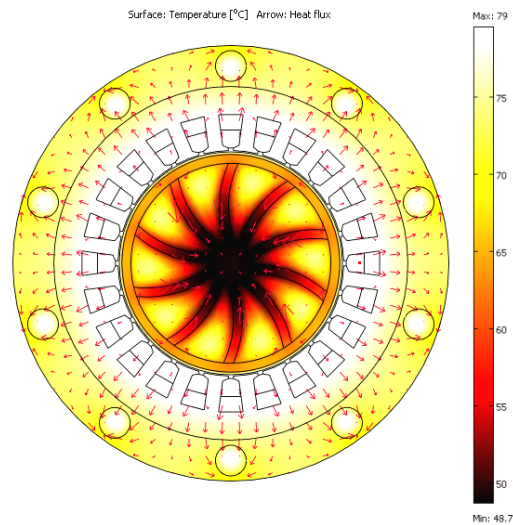


Рисунок 3.21 – Розподіл температури та вектора теплового потоку у поперечному перетині НТ ($k_{перф.} = 0,35$ та $\eta_e = 1,3$) при $n_k = 10$ та $r = 6$ мм.

На рис. 3.22 у вигляді графіка поверхні представлена залежність температури найбільш нагрітої точки обмотки статора від числа аксіальних каналів і їх радіусу.

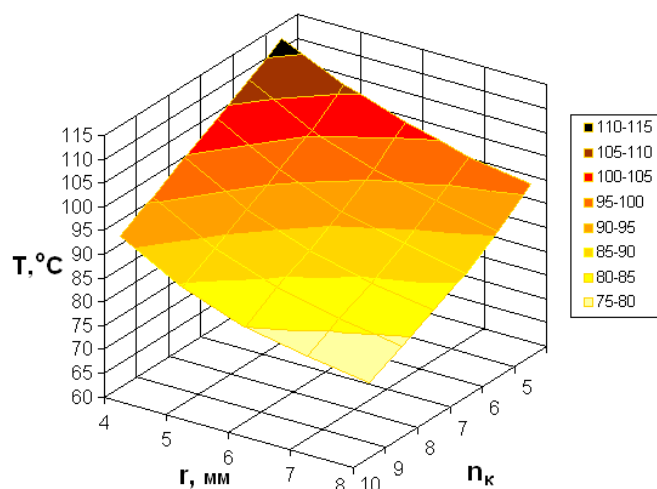


Рисунок 3.22 – Залежність температури найбільш нагрітої точки обмотки статора від числа аксіальних каналів та їх радіусу

Розрахунки, проведені для випадків відсутності охолоджувальних каналів статора, показують, що температура обмотки сягає дуже високих значень: від 270 °С до 280 °С.

Необхідно відзначити, що навіть непрямий спосіб відведення тепла в класичних ЕМ дозволяє збільшити корисну потужність від 1,3 до 1,4 раз при охолодженні статора і майже у 2 рази при додатковому охолодженні ротора і підшипникових щитів. Тому циркуляція робочої рідини в аксіальних каналах статора, всередині і зовні порожнистого ротора дозволяє забезпечити корисну потужність НТ не нижче потужності базової ЕМ з повітряним охолодженням.

3.3 Вказівки щодо заходів з безпечної експлуатації насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей

3.3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих чинників

Під час роботи на виробництві на людину можуть впливати один, або низка небезпечних та шкідливих виробничих факторів. Безпека того чи іншого технологічного процесу може бути визначена за їх кількістю і за ступенем небезпеки кожного зокрема. Безпека праці на виробництві визначається ступенем безпеки окремих технологічних процесів.

Залежно від часу дії та інтенсивності виробничі чинники можуть бути небезпечними або шкідливими. У разі миттєвої дії чинник стає небезпечним, а при тривалому впливі він є шкідливим.

Небезпечним називають виробничий чинник, дія якого на організм працюючого у відповідних умовах може призводити до травм або іншого раптового, різкого погіршення стану здоров'я.

Шкідливим називається виробничий чинник, дія якого на організм працюючого може призводити у певних умовах до захворювання чи зниження рівня працездатності.

Насос-теплогенератор може експлуатуватися у вибухонебезпечних приміщеннях, в яких за умов технологічного процесу можуть утворюватися вибухонебезпечні суміші.

По категорії виробництв по вибухопожежонебезпеці, виробництво, у якому буде використовуватися агрегат, відноситься до категорії А (вибухопожежонебезпечне виробництво).

Клас вибухонебезпечності зони, де можливе розміщення агрегату, В-І.

Розряд точності зорових робіт V-B. Характеризується періодичним спостереженням за станом устаткування і комунікацій при постійному перебуванні людей у приміщенні. При цьому розряді робіт освітленість контрасту об'єкта розрізнення з фоном і від характеристик фону не залежить. Система освітлення загальна, однак застосовуються також переносні освітлювачі.

Рівень звуку, який випромінює агрегат при роботі становить 90 дБ (А). Рівень шуму, який випромінює агрегат, не перевищує допустимих норм.

3.3.2 Заходи по безпечній техніці і безпеці праці

Вибухонебезпечність резонансного насосу-теплогенератора забезпечується спеціальними засобами, що виключають можливість вибуху внаслідок його несправності.

Вибухобезпечність проектного агрегату забезпечується надійним захистом вибухонебезпечного навколишнього середовища від можливого проникнення назовні з оболонки статора і коробки виводів полум'я вибуху при аварійних ситуаціях усередині оболонок.

Ущільнення коробки виводів здійснюється за допомогою гумових прокладок, які необхідні для захисту від проникнення у середину коробки млу і вологи, що викликає струми витоку, місцеві дуги або іскріння на неізольованих контактних затисках.

Для забезпечення надійності агрегату необхідно виконувати планово-запобіжний ремонт. При виконанні перевірок і оглядів електроустаткування

необхідно виміряти опір ізоляції обмоток мегомметром.

Для зниження механічного шуму застосовуються деталі з не шумливих матеріалів, вібропоглинаючі прокладки й еластичні муфти. Зниження аеродинамічного шуму здійснюється за допомогою приєднаних або вбудованих глушителів.

Для попередження поширення вібрації на робочі місця проводяться технічні заходи, що полягають у пристрої спеціальних фундаментів або амортизаторів.

Для запобігання нещасних випадків проводиться інструктаж з охорони праці та пожежній безпеці, а також перевіряється рівень знань обслуговуючого персоналу та робітників.

Безпека ремонтних робіт забезпечується відключенням агрегату від джерел, які могли б привести його в дію.

При зупинці на ремонт на пускових пристроях обов'язкове вивішування плаката "Не включати, працюють люди!"

Обладнання в ремонт готується силами виробничого персоналу цеху: начальник зміни і механік цеху передають підготоване обладнання за актами керівникові ремонтних робіт (при аварії плюс аварійний акт). Відремонтоване обладнання також приймається за актом (або записом у журналі).

3.3.3 Охорона навколишнього середовища

Переробка сировини, отримання енергії супроводжується багаточинним впливом на оточуюче середовище. Серед багатьох проблем охорони навколишнього середовища особливе місце займають – проблема охорони атмосферного повітря, яке, з одного боку, є природним ресурсом у всіх технологічних операціях по переробці мінеральної сировини, з іншого – середовищем, в яке викидаються відходи технологічних процесів виробництва.

Основними чинниками, що визначають цю проблему є споживання повітря для здійснення технологічних процесів в багатьох видах виробництва, забруднення повітря викидами технологічних процесів, а також надходження забруднюючих речовин в повітря з поверхні суші і води.

Забруднюючі речовини, що знаходяться в атмосферному повітрі потрапляють в організм людини, головним чином, через органи дихання і негативно впливають на всі його органи.

Законом України «Про охорону атмосферного повітря» передбачено державний облік шкідливих дій підприємств на атмосферне повітря. При цьому ведеться державний облік об'єктів, що роблять шкідливий вплив на атмосферне повітря, видів і кількості шкідливих речовин, що викидаються в атмосферу. Основна робота по первинному обліку виконується самим підприємством і перевіряється органами місцевого самоврядування. Найважливішою мірою захисту атмосферного повітря є встановлення гранично допустимих викидів (ГДВ) забруднюючих речовин для кожного окремого підприємства, яке виплачує податки за забруднення атмосфери. Ці заходи держави спонукають підприємства проводити заходи до зниження викидів в атмосферу.

При розробці комплексу організаційно-технічних заходів щодо охорони повітряного басейну від забруднень на виробництві, перш за все надають увагу вдосконаленню технології первинної обробки, транспортування і складування матеріалів, а також використуванню різних пиловловлювачів для очищення вентиляційних викидів; вдосконаленню технології очищення диму котельних за допомогою пристроїв для уловлювання шкідливих газів, пило- і золовловлювачів.

Для запобігання дії пилу на організм робітників на робочому місці необхідно одягати спецодяг, респіратори, захисні окуляри. Для індивідуального захисту робочого персоналу від пилу передбачається користуватися респіраторами і іншими простими захисними засобами дихальних шляхів людини.

На підприємствах України застосовуються загальні заходи та засоби попередження забруднення повітряного середовища:

– вилучення шкідливих речовин в технологічних процесах, заміна шкідливих речовин менш шкідливими;

– удосконалення технологічних процесів та устаткування (застосування замкнених технологічних циклів, неперервних технологічних процесів, мокрих способів переробки пиломатеріалів тощо);

- автоматизація і дистанційне управління технологічними процесами та обладнанням, що включає безпосередній контакт працюючих з шкідливими речовинами;
- герметизація виробничого устаткування, робота технологічного устаткування під розрідженням, локалізація шкідливих виділень за рахунок місцевої вентиляції;
- поливання водою, з різними активними добавками, автодоріг;
- дотримання встановленого технологічного режиму поліпшення виробничих процесів;
- зволоження або покриття поверхонь, що порашаються (автодоріг, складів і т.д.);
- створення санітарно-захисних зон і дотримання санітарного режиму (впорядкування, озеленення) на території підприємства і поблизу нього;
- здійснення комплексу організаційно-технічних заходів щодо охорони навколишнього середовища.

3.4 Висновки до 3 розділу

Представлені результати свідчать, що зі зміною величини надлишкової теплоти картина усталеного розподілу температури в перетині НТ змінюється несуттєво. Так, температура найбільш нагрітої точки обмотки статора змінюється в межах від 73 °С до 79 °С, що свідчить про теплоізолюючі властивості робочого зазору та незначний теплообмін між статором і ротором, причому відведення тепла від ротора відбувається з його внутрішньої поверхні, а від обмотки статора – через аксіальні канали і поверхню корпусу. Отримані картини розподілу температури свідчать про те, що в цілому, теплова напруженість НТ знаходиться в допустимих межах.

З урахуванням взаємозв'язку електромагнітного і теплового полів змінюється, як амплітуда густини вихрових струмів на поверхні ротора, так і повний струм ротора. Так, при нагріванні ротора до температури 64 °С, середня густина вихрових струмів зменшується до величини 5,2 А/мм² (на 11%).

ВИСНОВКИ

За результатами виконання кваліфікаційної роботи було вирішено наступні завдання:

- визначено актуальність питання нагріву і переробки рідинних сумішей;
- виконано огляд конструкцій електромеханічних перетворювачів, що працюють в системах нагріву та переробки рідин;
- розглянуто побудову математичної моделі електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора;
- виконано кінцево-елементне моделювання взаємопов'язаних електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора;
- наведено заходи з безпечної експлуатації насоса-теплогенератора для автоматизації переробки рідинних сумішей.

Отримані результати в ході дослідження електромагнітних і теплових процесів насоса-теплогенератора дозволяють обирати розмірні співвідношення елементів конструкції з метою оптимізації параметрів системи охолодження і отримання заданих показників продуктивності. Як показують розрахунки, зі зростанням $k_{перф}$ відбувається зниження витрати (напору), тому, для забезпечення найкращих результатів за всіма показниками продуктивності, доцільно використання теплогенератора в замкнутій системі циркуляції робочої рідини. Підвищений магнітний опір обумовлює напружений тепловий стан статора (98 °С) і призводить до необхідності інтенсифікації охолодження з застосуванням більшої кількості та/або перетину аксіальних каналів. З метою поліпшення умов охолодження обмотки статора при роботі з підвищеним значенням $k_{перф}$, розглянуто деякі варіанти з різними параметрами аксіальних каналів. Зі збільшенням кількості охолоджуючих каналів в два рази температура обмотки статора зменшується на 20 °С. Розрахунки, проведені для випадків відсутності охолоджувальних каналів статора, показують, що температура обмотки сягає дуже високих значень – від 270 °С до 280 °С.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. ДСТУ 3008:2015. Документація. Звіти у сфері науки та техніки. Структура та правила оформлення. [Чинний від 2015–06–22]. Вид. офіц. Київ, 2017. 29 с. (Інформація та документація).

2. Дипломне проектування для студентів усіх форм навчання спеціальностей 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»: / упоряд. І.Ш. Невлюдов, А.О. Андрусевич, О.В. Токарева, Г.В. Пономарьова. Київ, 2018. 320 с.

3. Методичні вказівки з підготовки й оформлення кваліфікаційної роботи здобувачами другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології, освітньо-професійних програм: «Автоматизоване управління технологічними процесами», «Комп'ютерно-інтегровані технологічні процеси і виробництва», «Комп'ютеризовані та робототехнічні системи» / упоряд. І. Ш. Невлюдов, Р. В. Артюх, Н. П. Демська, В. В. Євсєєв, О. І. Филипенко, О. М. Цимбал. Харків : ХНУРЕ, 2021. 50 с.

4. Грицюк В., Тимофєєва О., Редюхін М., Пільгуй К. Чисельний розрахунок характеристик асинхронного двигуна з порожнистим ротором для систем автономного теплопостачання. *Виробництво & Мехатронні системи* : матеріали V Міжнародна конференція. Харків, 2021. С. 39–41.

5. Gieras J. F., Juha S. Performance calculation for a high-speed solid-rotor induction moto. *IEEE Transactions On Industrial Electronics*. Liverpool, 2012. Vol. 59(6). P. 2689–2700.

6. Szczygiei M., Kluszczyski K. Rotary-linear induction motor based on the standard 3-phase squirrel cage induction motor – constructional and technological features. *Czasopismo Techniczne. Elektrotechnika*. Krakow, 2016. №4. P. 395-406.

7. Bolognesi P., Bruno O., Landi A., Sani L., Taponecco L. Electromagnetic actuators featuring multiple degrees of freedom: a survey. *International Conference on Electrical Machines* : Materials of ICEM conference. Lodz, 2004. P. 1–6.

8. Bolognesi P. A novel rotary-linear permanent magnets synchronous machine using common active parts. *Mediterranean Electrotechnical Conference* : Materials of 15th IEEE Mediterranean Electrotechnical Conference. London, 2010. P. 1179–1183.

9. Zablodskiy N., Pliugin V., Gritsyuk V. Submersible electromechanical transformers for energy efficient technologies of oil extraction. *Progressive technologies of coal, coaled methane, and ores mining*. 2014. №2. P. 223–227.

10. Анненков А. Н., Сизиков С. В., Шиянов А. И. Асинхронный двигатель с перфорированным полым ротором. *Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ*. 2018. Т. 61, №. 2. С. 129–140.

11. Gritsyuk V., Nevliudov I., Zablodskiy M., Demska N. Numerical Calculation of the Electromagnetic Torque of an Induction Motor with a Hollow Rotor. *Perspective technologies and methods in MEMS design* : Materials of XVII-th International Conference Perspective technologies and methods in MEMS design, Polyana, 2021. P. 124–129.

12. Заблодский Н. Н. Полифункциональные электромеханические преобразователи технологического назначения : монография. Алчевск : ДонГТУ, 2008. 295 с.

13. Заблодский Н. Н., Филатов М. А., Грицюк В. Ю. Численное моделирование электромагнитных полей в полифункциональных электромеханических преобразователях с полым перфорированным ротором. *Електротехніка і Електромеханіка*. 2012. № 1. С. 25–27.

14. Копылов И. П. Математическое моделирование электрических машин Москва, 2001. 327 с.

15. Вербовой П. Ф. Классификация и анализ конструкций роторов асинхронных двигателей. Киев, 1979. 54 с.

16. Вольдек А. И. Электромагнитные процессы в торцевых частях электрических машин. Ленинград, 1983. 216 с.

17. Симонов И. Л. Моделирование нагрузочно-измерительных устройств с полыми немагнитными роторами : дис. ... канд. техн. наук : 05.09.01. Брянск, 2009. 158 с.

18. Бинс К., Лауренсон П. Анализ и расчет электрических и магнитных полей : учебник. Москва : Энергия, 1979. 232 с.
19. Демирчян К. С., Солнышкин Н. И. Расчет трехмерных магнитных полей методом конечных элементов. *Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт*. 1975. № 5. С. 7–12.
20. Домбровский В. В. Справочное пособие по расчету электромагнитного поля в электрических машинах. Ленинград : Энергоатомиздат, 1983. 256 с.
21. Дунаевский С. Я. Крылов О. А., Мазия Л. В. Моделирование элементов электромеханических систем. Москва : Энергия, 1971. 288 с.
22. Сипайлов Г. А., Лоос А. В. Математическое моделирование электрических машин. Москва : Высшая школа, 1980. 176 с.
23. Данилевич Я. Б. Численные методы анализа электрических машин. Ленинград : Наука, 1988. 222 с.
24. Гречин Д. П. Математическое моделирование и исследование магнитного поля и характеристик асинхронных машин с массивными роторами: дис. ... канд. техн. наук : 05.09.01. Львов, 1984. 301 с.
25. Дегтярева Е. Л., Потапов Л. А. Исследование механических характеристик электрической машины с массивным ферромагнитным ротором. *Изв. вузов. Электромеханика*. 1998. № 2. С 23–27.
26. Нюхин Р. О. Моделирование и анализ электромагнитных полей в электромеханических системах с неферромагнитным ротором : диссертация канд. техн. наук : 05.13.18. Воронеж, 2006. 173 с.
27. Иванов-Смоленский А. В., Кузнецов В. А. Методика расчета магнитных поле. Москва, 1979. 72 с.
28. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники : Электромагнитное поле. Москва, 1978. 232 с.
29. Годунов С. К. Разностные схемы (введение в теорию). Москва : Наука, 1973. 400 с.
30. Заварыкин В. М., Житомирский В. Г., Лапчик М. П. Численные методы. Москва : Просвещение, 1991. 176 с.

31. Иванов В. В. Методы вычислений на ЭВМ : справочное пособие. Киев : Наукова думка, 1986. 584 с.
32. Крылов В. И., Бобков В. В., Монастырный П. И. Вычислительные методы. Москва : Наука, 1976. 671 с.
33. Курбатов П. А., Аринчин С. А. Численный расчет электромагнитных полей. Москва : Энергоатомиздат, 1984. 168 с.
34. Методы вычислений (Численный анализ. Методы, решения задач математической физики) : учебник / И. И. Ляшко и др. Киев : Вища школа, 1977. 408 с.
35. Турчак Л. И. Основы численных методов. Москва : Наука, 1987. 320 с.
36. Кручинина И. Ю. Поисковые исследования характеристик и свойств специальных типов асинхронных машин с массивным ротором на основе наноматериалов : дис. ... канд. техн. наук : 05.09.01. СПб, 2006. 118 с.
37. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. Москва : Мир, 1986. 318 с.
38. Куцевалов В. И. Вопросы теории и расчета асинхронных машин с массивными роторами : учебник. Москва : Энергия, 1966. 302 с.
39. Иванов-Смоленский А. В. Электромагнитные поля и процессы в электрических машинах и их физическое моделирование. Москва : Энергия, 1969. 304 с.