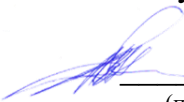


**Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Херсонський навчально науковий інститут**

Енерготехнічний факультет
Кафедра автоматики та електроустаткування

Рекомендовано до захисту
Завідувач кафедри автоматики та
електроустаткування


_____ **Надточий А.В.**
(підпис) (прізвище, ініціали)

«12» червня 2024 року

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи бакалаврв

на тему: «Особливості розрахунку та проектування заглибних
асинхронних двигунів»

Здобувач 4 курсу, групи 4367
за спеціальністю: 141 «Електроенергетика
електротехніка та електромеханіка»
(шифр і назва спеціальності)

Освітньо-професійна програма:
«Експлуатація суднових автоматизованих
систем»
(назва)

_____ Зарудний Є.Г. _____
(прізвище та ініціали) (підпис)

Керівник _____ Бобровський О.І. _____
(прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент _____ Білюк І.С. _____
(прізвище та ініціали) (підпис)

м. Херсон – 2024 року

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Херсонський навчально-науковий інститут

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Енерготехнічний

Кафедра, циклова комісія Автоматики та електроустаткування

Освітньо-кваліфікаційний рівень перший, (бакалаврський)

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

(шифр)

Спеціальність 141 «Електроенергетика електротехніка, та електромеханіка»

(шифр і назва)

Освітньо професійна програма « Експлуатація суднових автоматизованих систем»

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

гарант освітньої програми



Михаліченко П.Є.

“ 15 ” квітня 2024 року

З А В Д А Н Н Я **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА**

Зарудний Євгеній Геннадійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Особливості розрахунку та проектування заглибних асинхронних двигунів

Керівник роботи: PhD., доцент без вченого звання Бобровський О.І.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу

від “6” квітня 2024 року №55

2. Строк подання здобувачем роботи 10.06.2024

3. Вихідні дані до роботи були отримані в ході проходження переддипломної практик.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Матеріали, що застосовуються в конструкції заглибних електродвигунів; 2. Методи розрахунку механічних втрат і нагріву заглибного асинхронного електродвигуна; 3. Розрахунок механічних втрат і нагріву заглибного асинхронного електродвигуна

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) презентація в електронному виді

6. Консультанти розділів роботи

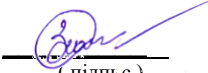
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
-	-		
-	-		
-	-		
-	-		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Матеріали, що застосовуються в конструкції заглибних електродвигунів	18.04.2024	виконано
2	Методи розрахунку механічних втрат і нагріву заглибного асинхронного електродвигуна	18.05.2024	виконано
3	Розрахунок механічних втрат і нагріву заглибного асинхронного електродвигуна	10.06.2024	виконано

Здобувач


(підпис)

Зарудний Є.Г.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Бобровський О.І.

(прізвище та ініціали)

АНАТАЦІЯ

Об'єктом дослідження є заглибні асинхронні електродвигуни.

Мета роботи – аналіз особливостей розрахунку та проектування заглибних герметичних асинхронних електродвигунів.

В роботі наведені методики розрахунку: гідродинамічних втрат; механічних втрат; нагріву заглибного асинхронного електродвигуна. За наведеними методикам зроблено розрахунок заглибного асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором при заповненні його внутрішнього об'єму повітрям, дистильованою водою, трансформаторним маслом. За результатами розрахунків зроблено висновок про те, що при заповненні внутрішнього обсягу заглибного електродвигуна дистильованою водою забезпечуються менші втрати та менше нагрівання в порівнянні з трансформаторним маслом. Обидва рідких діелектрика забезпечують менший нагрів ніж повітря. Виконано техніко-економічне обґрунтування роботи.

Ключові слова: заглибний електродвигун, асинхронний електродвигун, герметична конструкція, рідкі діелектрики, матеріали, розрахунок механічних втрат, режими течіння, розрахунок гідродинамічних втрат, розрахунок теплопередачі.

Abstract

Object of research are submersible asynchronous electric motors.

The work purpose – the analysis of features of calculation and design of submersible tight asynchronous electric motors.

Calculation procedures are given in work: hydrodynamic losses; mechanical losses; heating of the submersible asynchronous electric motor. By the given techniques calculation of the submersible asynchronous electric motor with a short-circuited rotor when filling its internal volume with air, the distilled water is made, transformer oil. By results of calculations the conclusion is drawn that when filling internal volume of the submersible electric motor with the distilled water smaller losses and smaller heating in comparison with transformer oil are provided. Both liquid dielectrics provide smaller heating with what air. The feasibility study on work is executed.

Keywords: submersible electric motor, asynchronous electric motor, sealed design, liquid dielectrics, materials, calculation of mechanical losses, modes flow, calculation of hydrodynamic losses, calculation of heat.

Зміст

Вступ	9
1.Матеріали, що застосовуються в конструкції заглибних електродвигунів.....	13
2 Методи розрахунку механічних втрат і нагріву заглибного асинхронного електродвигуна	
2.1 Метод розрахунку механічних втрат	14
2.1.1 Втрати в підшипниках сухого ковзання.....	14
2.1.2 Втрати на тертя в ущільненнях.....	15
2.1.3 Гідродинамічні втрати	16
2.1.3.1 Гідродинамічні втрати в зазорі між ротором і статором.....	16
2.1.3.2 Гідродинамічні втрати в торцевих зонах ротора.....	20
2.2 Метод розрахунку нагріву.....	21
2.2.1 Термічна провідність між зубцями пакета статора і обмотки статора...29	
2.2.2 Термічна провідність між статором і діелектриком, що заповнює внутрішній обсяг.....	31
2.2.3 Термічна провідність між статором і корпусом.....	32
2.2.4 Термічна провідність між статором і ротором.....	33
2.2.5 Термічна провідність між ротором і валом електродвигуна.....	33
2.2.6 Термічна провідність між ротором і діелектриком, що заповнює внутрішній обсяг.....	34
2.2.7 Термічна провідність між діелектриком, що заповнює внутрішній обсяг електродвигуна, і корпусом	35
3 Розрахунок механічних втрат і нагріву заглибного асинхронного електродвигуна.....	36
3.1 Розрахунок механічних втрат	36
3.1.1 Розрахунок втрат на тертя в ущільненнях.....	37
3.1.2Розрахунок втрат на тертя в підшипниках	38
3.1.3 Розрахунок гідродинамічних втрат, виникаючих в зазорі між	

ротором і статором	39
3.1.4 Розрахунок гідродинамічних втрат, виникаючих в торцевих зонах ротора	42
3.1.5 Розрахунок загальних гідродинамічних втрат	43
3.1.6 Розрахунок загальних механічних втрат	44
3.2 Розрахунок нагріву	45
3.2.1 Розрахунок термічних провідностей між елементами конструкції.....	45
3.2.1.1 Термічна провідність між зубцями пакету статора і обмоткою статора	45
3.2.1.2 Термічна провідність між статором и діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм	46
3.2.1.3 Термічна провідність між статором і корпусом	47
3.2.1.4 Термічна провідність між статором і ротором	49
3.2.1.5 Термічна провідність між ротором і валом електродвигуна.....	51
3.2.1.6 Термічна провідність між ротором і діелектриком,що заповнює внутрішній обсяг	52
3.2.1.7 Термічна провідність між діелектриком, що заповнює внутрішній обсяг електродвигуна і корпусом	53
3.2.2 Розрахунок перевищення температури елементів конструкції над температурою корпуса електродвигуна	54
3.3 Результати розрахунків.....	56
Висновок	67
Список літератури	68

Вступ

Завдяки надійній конструкції, простоті експлуатації та низькій вартості трифазні асинхронні електродвигуни знайшли широке застосування, вони не вимагають майже ніякого догляду та виносять великі перевантаження. Асинхронні електродвигуни присутні всюди, це найпоширеніший тип електродвигунів, їх випускається близько 90% від загального числа електродвигунів в світі. Вони були винайдені в 1889 році інженером М.О. Доливо-Добровольським [1], це винахід здійснив технічний переворот у всій світовій промисловості.

Ці машини характеризуються великим діапазоном потужностей та випускаються в досить різноманітних конструктивних виконаннях, призначених для певних умов експлуатації, наприклад вибухобезпечні електродвигуни, різні спеціальні електродвигуни для електроприводу в хімічній, гірничорудній, металургійній галузях промисловості [2].

В даний час широко використовуються свердловинні відцентрові електронасоси (рисунок 1), приводом яких служить зазвичай асинхронний електродвигун заглибного типу, такі насоси є найбільш економічними і ефективними пристроями для підйому підземних вод і нафтопродуктів [3].

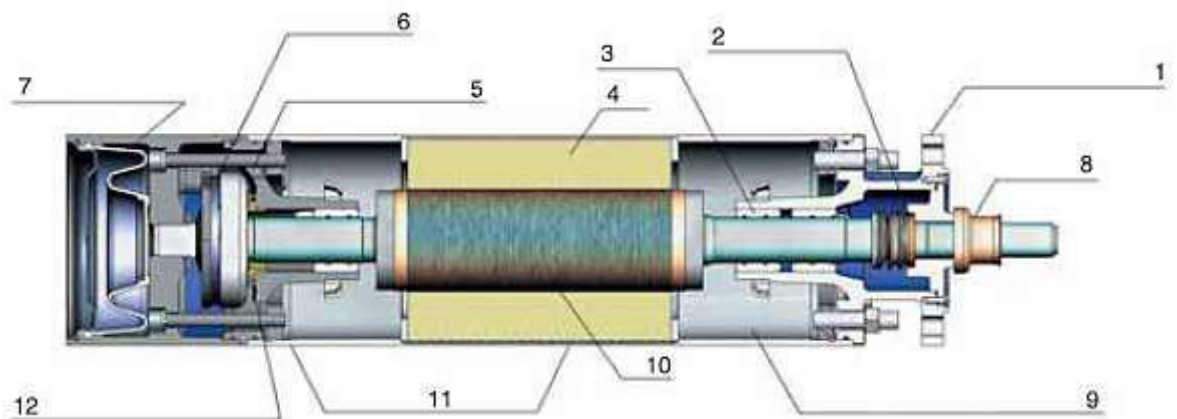


Рисунок 1 – Заглибний електродвигун в конструкції насоса

1 – підшипниковий щит верхній; 2 – торцеве ущільнення; 3 – радіальні підшипники; 4 – статор; 5 – підшипниковий щит нижній; 6 – осьовий підшипник; 7 – гумова мембрана для компенсації термічного розширення рідини; 8 –

пісковідбійник; 9 – внутрішня порожнина заповнена сумішшю, що має допуск для контакту з водою; 10 – ротор; 11 – корпус; 12 – зворотний осьовий підшипник.

Відцентрові насоси для відкачування води зі свердловин і глибоких колодязів прийшли на зміну поршневым установкам на початку минулого століття. Спочатку насоси, встановлені нижче рівня води в свердловині або колодязі, приводились в обертання за допомогою вертикального електродвигуна через проміжний вал, через наявність якого насоси не могли застосовуватися при великих глибинах і високих частотах обертання. Було необхідно об'єднати насос і приводний електродвигун в єдиний конструктив. У 1916 році російський інженер С. А. Арутюнов запатентував відцентровий насос з заглибним електродвигуном для видобутку води і нафти. В цей же час почалася розробка та застосування заглибних електродвигунів за кордоном [4].

Перші заглибні електродвигуни мали герметизовану внутрішню порожнину, тому вони називалися «сухими», надійність їх була дуже низька, оскільки найменше порушення герметичності або неполадки в системі протитиску призводили до затоплення їх внутрішньої порожнини та виходу з ладу обмотки статора. Надалі розроблялася конструкція, яка не вимагала б захисту від оточуючої води. Спочатку були створені заглибні електродвигуни, названі «напівсухими», з обмоткою, герметизованою тонкостінною гільзою, встановленою в статорі, вони, володіючи підвищеною надійністю в порівнянні з «сухими», мали низький ККД і коефіцієнт потужності, були складні у виготовленні і ремонті. Пошуки продовжилися по шляху створення водозаповнених електродвигунів з водостійкою ізоляцією обмотки статора («мокрого» типу). Відсутність якісних водостійких ізоляційних матеріалів довгий час залишалося чинником, який гальмує розвиток і застосування електродвигунів такого типу. З 1936 року сталось різке зрушення в області розробки полімерних матеріалів, що дозволило створити водостійку ізоляцію обмотувальних проводів для водозаповнених заглибних електродвигунів [5].

Заглибні електродвигуни постійно покращуються та знаходять застосування не тільки в складі насосних установок. Інтенсивне освоєння Світового океану,

розвиток морської геології викликає потребу в нових суднових електричних машинах для приводів механізмів підводних апаратів. У цій області застосовуються герметичні асинхронні маслозаповнені заглибні електродвигуни, здатні працювати на великих глибинах, вони використовуються в якості приводів гребних гвинтів, насосів, активних рулів, лебідок підводних апаратів [9]. Перевага віддається електродвигунам герметичного виконання, оскільки вони захищені від мулових відкладень, для виготовлення їх внутрішньої конструкції не потрібно застосування особливих корозійностійких матеріалів, вони надійніші електродвигунів відкритого виконання, що має особливе значення для суднових приводів.

Внутрішні порожнини заглибних герметичних електродвигунів, що використовуються в умовах високого гідростатичного тиску, заповнені рідким діелектриком (трансформаторним маслом, гасом та ін.), для їх захисту від навколишнього середовища застосовуються торцеві ущільнення або гумові манжети [5], все це призводить до збільшення механічних втрат. Наявність рідкого діелектрика також призводить до зміни умов теплообміну з навколишнім середовищем.

Для заповнення внутрішнього об'єму заглибних електродвигунів герметичного виконання можуть використовуватися різні діелектрики, для визначення найбільш економічного необхідно провести розрахунок механічних втрат і нагріву по методикам, що враховують наведені раніше особливості таких електродвигунів.

Метою роботи є аналіз особливостей розрахунку та проектування заглибних герметичних асинхронних електродвигунів. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розглянути особливості конструкції заглибних електродвигунів і матеріалів, що застосовуються для виготовлення деталей машини;
- визначити методи розрахунку механічних втрат, що виникають в підшипниках і ущільненнях;

- провести аналіз виникаючих гідродинамічних втрат і методів їх розрахунку, що враховують режим течії рідкого діелектрика та його термодинамічні властивості;

- визначити метод розрахунку нагріву елементів конструкції, що враховує вплив рідкого діелектрика на умови теплообміну з навколишнім середовищем;

- провести розрахунок механічних і гідродинамічних втрат і нагріву для заглибного асинхронного електродвигуна, що має традиційну геометрію, що відрізняється від геометрії заглибних насосних електродвигунів, при заповненні його внутрішнього обсягу різними діелектриками;

- провести аналіз особливостей розрахунку та проектування заглибних асинхронних електродвигунів.

1 Матеріали, що застосовуються в конструкції заглубних електродвигунів

Так як заглубні двигуни можуть працювати у воді з різними концентраціями хімічних домішок, необхідно прийняття заходів, що усувають або обмежують корозію. Для цього застосовуються антикорозійні матеріали, спеціальні захисні покриття. Широко застосовуються нержавіючі магнітні та зносостійкі сталі, порошкові покриття, пластмаси, сплави алюмінію тощо. [5]. Так вал двигуна виготовляється з нержавіючої сталі, а підшипникові щити з нержавіючої сталі або сплаву алюмінію, наприклад АМГ-6 [10].

Підшипник ковзання складається з рухомої втулки та нерухомого вкладиша (рисунок 2). Рухому втулку виготовляють з високоміцної антикорозійної термообробленої нержавіючої сталі, нерухомий вкладиш виконують з високоякісного композиційного антикорозійного й антифрикційного порошкового матеріалу (металокераміки) [11].

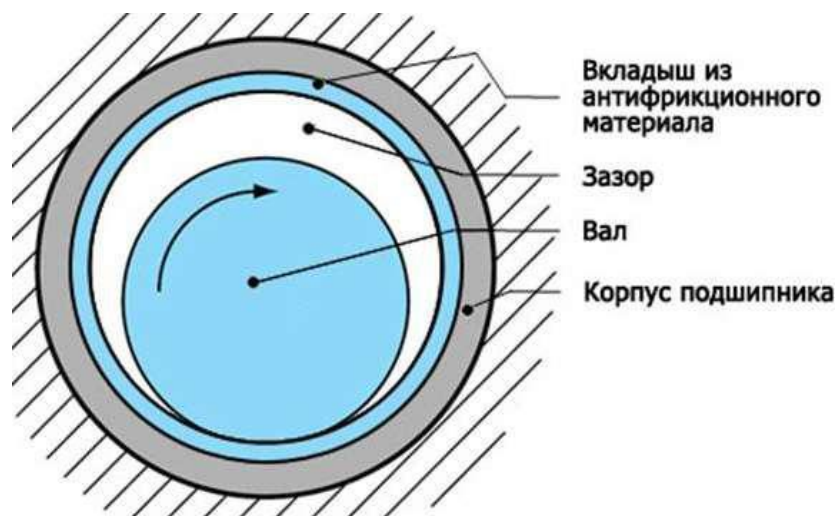


Рисунок 2 – Принципова схема опори з підшипником ковзання

Ізоляцію проводу роблять з опроміненого зшитого поліетилену, накладеного на мідь, і зовнішнього шару з фторопласта, що виконує додаткову функцію механічного захисту [12].

2 Методи розрахунку механічних втрат і нагріву заглибного асинхронного електродвигуна

2.1 Метод розрахунку механічних втрат

У звичайних асинхронних машинах з короткозамкненим ротором механічні втрати складаються з втрат на тертя в підшипниках і на тертя обертових частин машини об повітря, а також вентиляційних втрат, до яких відносяться витрати потужності на циркуляцію охолоджуючого повітря [1]. У розглянутих заглибних герметичних асинхронних електродвигунах вентиляційні втрати і втрати на тертя обертових частин машини об повітря замінюються гідродинамічними втратами, що виникають в зазорах, заповнених рідким діелектриком, на відміну від звичайних асинхронних машин з'являються додаткові втрати, що виникають в системі герметизації.

Механічні втрати заглибного герметичного асинхронного двигуна визначаються за формулою [5]:

$$p_{\text{мех}} = (p_{\text{п+г}} + p_{\text{гідр}})$$

де $p_{\text{п+г}}$ – втрати на тертя в підшипниках і системі герметизації, Вт; $p_{\text{гідр}}$ – гідравлічні втрати, Вт.

Перший доданок рівняння (1) дорівнює:

$$p_{\text{п+г}} = p_{\text{підш}} + p_{\text{герм}}, \quad (2)$$

де $p_{\text{підш}}$ – втрати на тертя в підшипниках, Вт; $p_{\text{герм}}$ – втрати на тертя в ущільненнях, що забезпечують герметичність внутрішнього об'єму електричної машини, Вт.

2.1.1 Втрати в підшипниках сухого ковзання

Механічні втрати в підшипниках сухого ковзання залежать від коефіцієнта тертя підшипника [9], який дорівнює:

$$f_T = \frac{\tau_{cp}}{\sigma_T}, \quad (3)$$

де τ_{cp} – межа плинності на зріз, кгс/см²; σ_T – межа плинності на стиснення, кгс/см²;

Як видно, коефіцієнт тертя не залежить від площі тертя або геометричних розмірів, а залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу, з якого виконані підшипники.

Механічні втрати в підшипниках можна визначити за допомогою наступного рівняння [9]:

$$p_{\text{підш}} = F_{\text{рот}} \cdot f_T \cdot v_B, \quad (4)$$

де $F_{\text{рот}}$ – вага ротора, кг·с; f_T – коефіцієнт тертя; v_B – лінійна швидкість обертання вала, м/с.

2.1.2 Втрати на тертя в ущільненнях

Механічні втрати на тертя в ущільненнях можна розрахувати за такою формулою [13]:

$$p_{\text{Герм}} = F_C \cdot f_T \cdot v_B, \quad (5)$$

де F_C – замикаюче зусилля, Н; f_T – коефіцієнт тертя матеріалу з якого виконаний ущільнювач; v_B – лінійна швидкість обертання вала, м/с.

Порядок визначення замикаючого зусилля залежить від конструктивного виконання ущільнення [14], в роботі розглядаються незбалансовані ущільнення вала фірми «Grundfos», замикаюче зусилля яких визначається за формулою:

$$F_C = A_h p + F_s, \quad (6)$$

де A_h – гідравлічна нагружна площа, м^2 ; p – тиск, Па ; F_s – сила стиснення пружини, Н .

2.1.3 Гідродинамічні втрати

Визначення гідродинамічних втрат являє собою складну задачу, оскільки виникаючі гідродинамічні втрати залежать від геометрії ділянки протікання рідкого діелектрика та режиму течії рідини в ньому, що призводить до необхідності умовного розбиття машини на окремі елементи. Для розрахунку гідродинамічних втрат асинхронного заглибного двигуна з короткозамкненим ротором розглядають наступні елементи: зазор між ротором і статором, торцеві зони ротора [15].

2.1.3.1 Гідродинамічні втрати в зазорі між ротором і статором

Зазор між ротором і статором електричної машини з точки зору руху рідини може розглядатися як канал з кільцевим перетином між нерухомим зовнішнім і обертовим внутрішнім циліндрами [15].

Гідродинамічні втрати залежать від режиму течії рідини. Рух рідини в кільцевому каналі з гладкими стінками при відсутності осьового градієнта тиску відбувається під дією відцентрових сил і сил в'язкісного тертя. При переважанні сил в'язкісного тертя над відцентровими силами, течія рідини носить ламінарний характер, тобто окремі шари рідини ковзають одна відносно іншої по концентричних траєкторіях, не перемішуючись між собою (рисунок 3, а). Відцентрові сили є джерелом збурень, що призводять до втрати стійкості ламінарного руху [15].

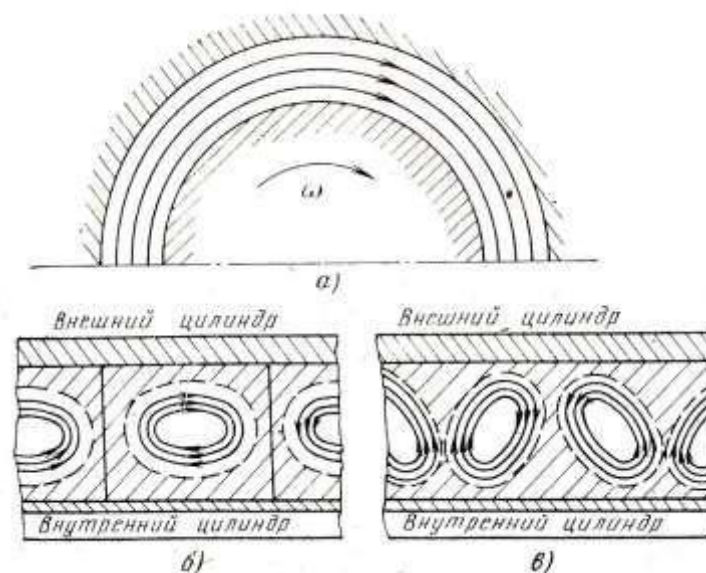


Рисунок 3 – Структура потоку рідини при різних режимах течії в кільцевому каналі

Результати аналітичних досліджень Тейлора показали, що при значеннях кутової швидкості внутрішнього циліндра більше деякої критичної швидкості, в зазорі утворюються мікрівихорі у вигляді валків з осями, паралельними напрямку швидкості (рисунок 3, б). Течія при цьому продовжує залишатися ламінарною. При дуже великих швидкостях виникає турбулентний режим течії з нерегульованими макровихорами Тейлора (рисунок 3, в) [15].

У гідродинаміці для того щоб охарактеризувати рух рідини в зазорі між обертовими циліндрами застосовують параметр, названий числом Тейлора [15]:

$$T_a = \omega^2 r \delta \nu^{-2}, \quad (7)$$

де ω – кутова швидкість обертання циліндра, рад/с; $r = 0,5 (r_1 + r_2)$ – середній радіус зазору, м; $\delta = r_1 - r_2$ – висота зазору, м; r_1 і r_2 – радіуси внутрішнього та зовнішнього циліндрів; ν – кінематична в'язкість рідини м²/с.

За допомогою числа Тейлора режими течії можуть бути розділені на [15]: ламінарний – при $0 < T_a < 1700$; ламінарний з макровихорами Тейлора при $1700 < T_a < 2 \cdot 10^7$ і турбулентний з нерегульованими макровихорами при $T_a > 2 \cdot 10^7$.

Далі розглядаються методики розрахунку гідродинамічних втрат для різних режимів течії:

- Ламінарний режим при чисто обертальному потоці:

При усталеній ламінарній течії в'язкої рідини в кільцевому каналі траєкторії частинок рідини являють собою концентричні кола, оскільки течії у всіх площинах, перпендикулярних осі обертання, будуть тотожними. В цьому випадку залишаються тільки тангенціальні компоненти в'язкісних напруг, для яких можна написати рівняння [16]:

$$d(r^2\tau)/dr = 0; \quad (8)$$

$$\tau = \mu(dv/dr - v/r), \quad (9)$$

де μ – коефіцієнт тертя.

При $\mu = \text{const}$ рівняння (8) з урахуванням (9) можна привести до виду:

$$\frac{d^2v}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dv}{dr} - \frac{v}{r^2} = 0. \quad (10)$$

При граничних умовах $r = r_1; v = v_1 = \omega_1 r_1; r = r_2; v_2 = 0$ рішення цього рівняння має вигляд:

$$v = \omega_1 r_1^2 \frac{r_2^2 + r_1^2}{r(r_2^2 - r_1^2)}. \quad (11)$$

Підставляючи в рівняння (8) значення v з (11), отримуємо рівняння для тангенціальних в'язкісних напруг між шарами рідини в зазорі:

$$\tau = \frac{2\mu\omega_1 r_1^2 r_2^2}{r^2(r_2^2 - r_1^2)}. \quad (12)$$

Для електричних машин $r_1 \approx r_2$, при цьому рівняння спрощується:

$$\tau = \frac{\mu\omega_1 r_1^3}{r^2 \delta}. \quad (13)$$

Дотичні напруження на поверхні циліндра, що обертається визначаємо, підставивши в (12) $r = r_1$:

$$\tau_1 = \mu\omega_1 r_1 / \delta. \quad (14)$$

В критеріальній формі цей вираз приймає наступний вигляд:

$$f = 2/R_e, \quad (15)$$

де f – коефіцієнт в'язкісного опору в каналі; R_e – число Рейнольдса для обертального руху в каналі, використовується для оцінки інтенсивності руху в кільцевому каналі [15], визначається за формулою:

$$R_e = v_n \delta v^{-1}, \quad (16)$$

де v_n – номінальна лінійна швидкість обертового ротора, м/с.

З урахуванням (14) і (16) коефіцієнт в'язкісного опору визначається виразом:

$$f = 2\tau_1/\rho v_n^2, \quad (17)$$

- Ламінарна та турбулентна течії з вихорами Тейлора при чисто обертальному потоці:

При великих значеннях числа Тейлора, впливом вихорів Тейлора можна знехтувати і в цьому випадку прийнятно допущення про турбулентний склад основного ядра потоку в каналі, що дає можливість аналітичними методами вирішити питання гідродинаміки [16].

При цьому профіль швидкостей в поперечному перерізі каналу може бути описаний логарифмічною кривою в центральній турбулентній зоні та двома лінійними ділянками в межах вузьких пристінних підшарів [16].

У цьому випадку рівняння для коефіцієнта в'язкісного опору:

$$1/f = 6,3 + 3,54 \ln R_e \sqrt{f}. \quad (18)$$

Формула (18) дає задовільну збіжність з експериментальними даними тільки для дуже великих чисел Рейнольдса, близько 10^5 і вище, при числах Рейнольдса, найбільш характерних для електричних машин, в межах $10^2 - 10^5$, вона дає завищені результати [16].

Більш точну апроксимацію експериментальних даних на всю зону ламінарної течії з вихорами Тейлора дає рівняння:

$$f R_e / 2 = 1700 / T_a + 0,21(1 - 1700 / T_a) T_a^{0,26}, \quad (19)$$

яке при числах Тейлора $T_a > 10^4$ зводиться з невеликим відхиленням до рівняння:

$$f R_e / 2 = 0,22 T_e^{0,26}. \quad (20)$$

Потужність гідродинамічних втрат в зазорі між пакетом гладкого ротора і статором визначаються за формулою:

$$p_{г.з} = \pi \rho \omega^3 D_p^4 l_p f / 16, \quad (21)$$

де ρ – щільність рідкого діелектрика в зазорі, кг/м³; ω – кутова швидкість, рад/с; D_p , l_p – діаметр і довжина пакета ротора; f – коефіцієнт в'язкісного опору для течії в зазорі.

2.1.3.2 Гідродинамічні втрати в торцевих зонах ротора

Гідродинамічні втрати, викликані обертанням торцевих зон поверхонь ротора, можуть бути визначені шляхом інтегрування окружних складових дотичних напруг на зазначені поверхні. Але дотичні напруги є складною функцією геометричних розмірів обертових поверхонь, швидкості та інших параметрів і важко піддаються математичному опису [15].

Гідродинамічні втрати в торцевих зонах висловлюють через коефіцієнт моменту опору [15]:

$$p_{г.т} = c_m \rho \omega^3 (D/2)^5 / 4, \quad (22)$$

де c_m – коефіцієнт моменту опору; ρ – щільність рідини, кг/м³; ω – кутова швидкість торцевої поверхні ротора, рад/с; D – діаметр торцевої поверхні ротора, м.

Коефіцієнт моменту опору визначається за формулою:

$$c_m = \frac{2M}{\omega^2 (\rho/2) (D/2)^2}, \quad (23)$$

де M – момент сил в'язкісного опору, протидіючих обертанням розглянутої торцевої поверхні.

Рух рідини в просторі між щитами та торцями обертового ротора аналогічно течії навколо диска, що обертається в нерухомому кожусі, тому для розрахунку коефіцієнта моменту опору можна використовувати емпіричні формули, отримані для диска, що обертається в кожусі [17]:

$$c_m = 3,78 R_e^{-0,5} \quad (24)$$

при $5 \cdot 10^3 < R_e < 10^5$;

$$c_m = 0,082 R_e^{-0,2} \quad (25)$$

при $10^5 < R_e < 10^7$.

Число Рейнольдса для руху рідини в торцевому каналі визначається [17]:

$$R_e = \frac{\omega_p D_p^2}{\nu}, \quad (26)$$

де ν – кінематична в'язкість рідини, $\text{м}^2/\text{с}$.

Гідродинамічні втрати, що виникають у заглибному герметичному асинхронному двигуні, буде дорівнювати сумі:

$$p_{\text{гдр}} = p_{\text{г.з}} + p_{\text{г.т}} \quad (27)$$

2.2 Метод розрахунку нагріву

Методи розрахунку і аналізу теплових процесів, розроблені для асинхронних електродвигунів загального призначення, дають орієнтовні результати при застосуванні їх до заглибних електродвигунів, це обумовлено тим що конструктивне виконання і умови охолодження заглибних електродвигунів сильно відрізняються від електродвигунів загального призначення [5].

Експериментальні дослідження температурних полів і їх аналіз показали, що для теплових розрахунків заглибних електродвигунів застосуємо принцип суперпозиції, який дозволяє розглядати процес нагріву електродвигуна як суму нагріву окремих елементів його конструкції, при цьому теплофізичні характеристики тіл і умови теплообміну можуть бути прийняті постійними для інтервалу робочих температур заглибних електродвигунів [18].

Рівняння теплового балансу для n взаємонагріваючих елементів конструкції записується в матричній формі [5]:

$$\Lambda \cdot \vartheta = p, \quad (28)$$

де Λ – симетрична матриця n -го порядку термічних провідностей; ϑ і p – стовпчикові матриці перевищення температур і втрат в окремих елементах n -го порядку.

З рівняння (27) визначається матриця перевищення температур:

$$\vartheta = r \cdot p, \quad (29)$$

де r – матриця, зворотна по відношенню до матриці Λ .

Рішення (28) за допомогою теплових параметрів можна представити в наступному вигляді:

$$\vartheta_i = \frac{\sum_{j=1, j \neq i}^n k_{ij} P_j + P_i}{\Lambda_i} + \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{\Lambda_k}, \quad (30)$$

де Λ_i – інтегральна термічна провідність тіла i до корпусу; Λ_k – термічна провідність корпусу до оточуючого середовища; k_{ij} – коефіцієнт впливу втрат тіла j на нагрів тіла i .

У загальному випадку теплові параметри можна визначити (27):

$$k_{ij} = \frac{[-1]^{(i+1)} M_{ji}}{M_{ii}}, \quad (31)$$

$$\Lambda_i = \Lambda_{ii} - \sum_{j=1, j \neq i}^n k_{ij} \Lambda_{ij}, \quad (32)$$

де $\Lambda_{ii} = \sum_{i=1}^n \Lambda_{in}$ – інтегральна термічна провідність вузла еквівалентної схеми.

Термічні провідності, обумовлені теплопровідністю в твердих тілах, нерухомому газі та рідині, називають кондукційними [5]. Їх розраховують за формулою:

$$\Lambda = \frac{\xi \lambda S}{l}, \quad (33)$$

де ξ – поправочний коефіцієнт, що враховує відхилення від рівномірного розподілу градієнта температури в тілі (для ізотропних тіл без тепловиділень $\xi = 1$, для тіл з внутрішніми джерелами тепловиділень $\xi > 1$); λ – коефіцієнт теплопровідності; S – площа поверхні, м²; l – довжини стінки, м.

На основі узагальнення даних технічного аналізу та результатів експериментального дослідження температурних полів заглибних асинхронних електродвигунів запропонована [18] картина температур і теплових зв'язків при симетричному нагріванні електродвигуна (рисунок 4), на підставі якої будується повна еквівалентна теплова схема електродвигуна (рисунок 5).

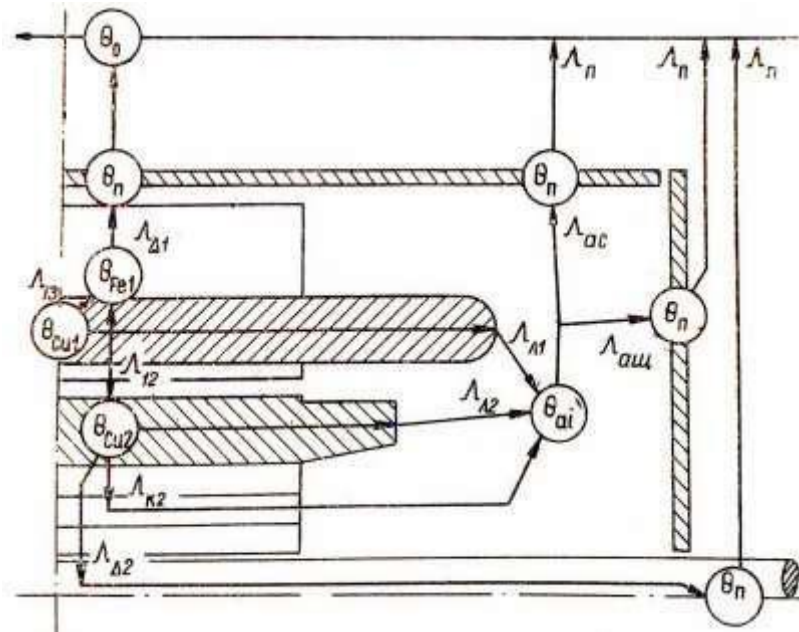


Рисунок 4 – Картина температур і теплових зв'язків при симетричному нагріві двигуна

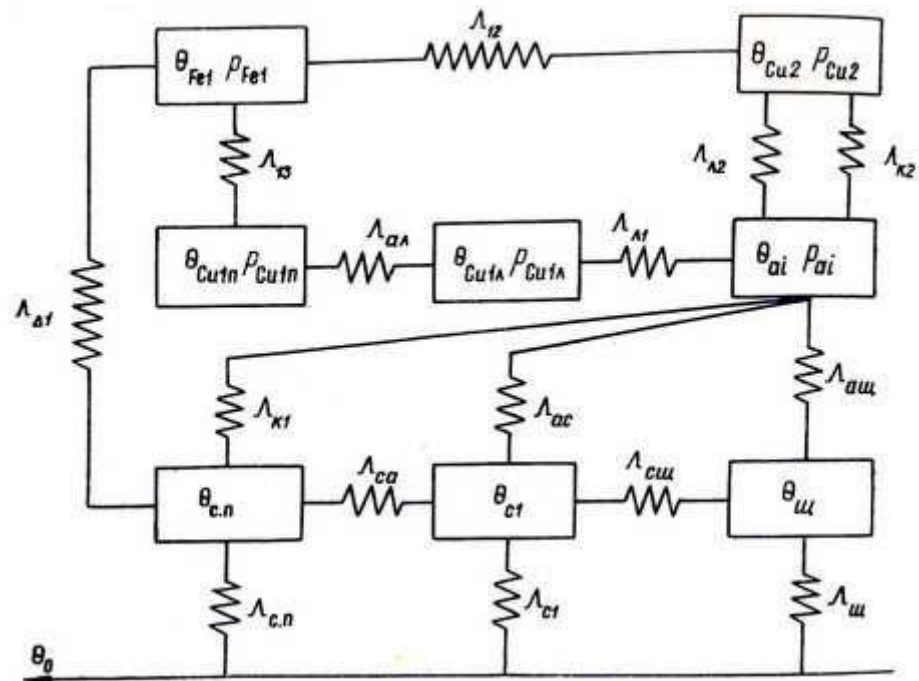


Рисунок 5 – Повна еквівалентна теплова схема заглибного асинхронного електродвигуна

Еквівалентна теплова схема враховує температури восьми елементів конструкції : Θ_{Fe1} – температура зубців пакету статора; Θ_{Cu2} – середня температура короткозамкненої клітки та зубців ротора; $\Theta_{Cu1п}$ – температура пазової частини

обмотки статора; $\Theta_{Cu1л}$ – температура лобової частини обмотки статора; Θ_{ai} – температура діелектрика, що заповнює внутрішній об'єм; $\Theta_{с.п}$ – середня температура частини корпусу, сполученого з пакетом статора; $\Theta_{с1}$ – середня температура кінцевих частин корпусу; $\Theta_{щ}$ – середня температура підшипникових щитів. Ця схема не дає можливості отримати практичні доступні загальні формули для розрахунку температур, але може бути спрощена відповідно до характерних для закритих двигунів розподілом температур, оскільки розгляд восьми елементів конструкції зайвий і нагрів електродвигуна може бути визначений при розгляді меншого числа елементів [18]. При цьому приймаються наступні припущення:

- обмотка статора нагріта рівномірно по довжині;
- температура усього корпусу машини однакова.

Таким чином вдається прийти до спрощеної еквівалентної теплової схеми закритого асинхронного електродвигуна (рисунок 6), в якій температури частин корпусу замінені на середню температуру корпусу Θ_n , а температури пазової і лобових частин обмотки статора замінені на середню температуру обмотки Θ_{Cu1} .

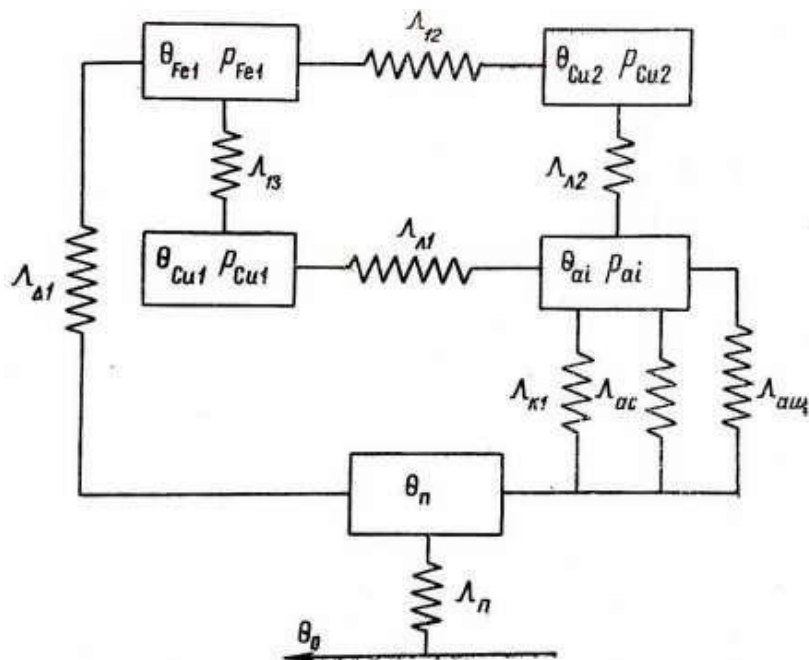


Рисунок 6 – Спрощена еквівалентна теплова схема заглибного асинхронного електродвигуна

Систему рівнянь спрощеної еквівалентної теплової схеми складають по методу теплового балансу взаємонагріваючих елементів конструкції [18]:

$$\left. \begin{aligned} \Theta_{Fe1}(\Lambda_{12} + \Lambda_{13}\Lambda_{\Delta1}) - \Theta_{Cu2}\Lambda_{12} - \Theta_{Cu1}\Lambda_{13} - \Theta_{\Pi}\Lambda_{\Delta1} &= p_{Fe1}, \\ \Theta_{Cu2}(\Lambda_{12} + \Lambda_{2a} + \Lambda_{\Delta2}) - \Theta_{Fe1}\Lambda_{12} - \Theta_{ai1}\Lambda_{2a} - \Theta_{\Pi}\Lambda_{\Delta2} &= p_{Cu2}, \\ \Theta_{Cu1}(\Lambda_{13} + \Lambda_{\Pi1}) - \Theta_{Fe1}\Lambda_{13} - \Theta_{ai1}\Lambda_{\Pi1} &= p_{Cu1}, \\ \Theta_{ai}(\Lambda_{\Pi1} + \Lambda_{2a} + \Lambda_{a\Pi}) - \Theta_{Cu1}\Lambda_{\Pi1} - \Theta_{Cu2}\Lambda_{2a} - \Theta_{\Pi}\Lambda_{a\Pi} &= p_{ai}, \\ \Theta_{\Pi}(\Lambda_{\Delta1} + \Lambda_{\Delta2} + \Lambda_{a\Pi}) - \Theta_{Fe1}\Lambda_{\Delta1} - \Theta_{Cu2}\Lambda_{\Delta2} - \Theta_{ai}\Lambda_{a\Pi} &= 0. \end{aligned} \right\}, \quad (34)$$

де Λ_{12} – термічна провідність між статором і ротором; Λ_{13} – термічна провідність між зубцями пакету статора та обмоткою статора; $\Lambda_{\Pi1}$ – термічна провідність між статором і діелектриком, заповнюючим внутрішній об’єм; $\Lambda_{\Delta1}$ – термічна провідність між статором і корпусом; $\Lambda_{\Delta2}$ – термічна провідність між ротором і валом електродвигуна; Λ_{2a} – термічна провідність між ротором і діелектриком, заповнюючим внутрішній об’єм; $\Lambda_{a\Pi}$ – термічна провідність між діелектриком, заповнюючим внутрішній об’єм, і корпусом; Θ_{Fe1} , p_{Fe1} – температура і втрати в зубцях пакету статора; Θ_{Cu1} , p_{Cu1} – температура та втрати в обмотці статора; Θ_{Cu2} , p_{Cu2} – температура та втрати в коротко замкнутій клітці та зубцях ротора; Θ_{Π} – температура корпусу; Θ_{ai} , p_{ai} – температура діелектрика, заповнюючого внутрішній об’єм, і механічні втрати.

Всі втрати передаються охолоджуючому середовищу через корпус, з огляду на це, застосовують двоступеневий метод розрахунку, тобто спочатку визначають перевищення температури всіх внутрішніх частин над корпусом, потім, при необхідності, розраховують температуру корпусу і сумують всі перевищення [18]. Перевищення температур можна знайти з виразів:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_1 &= \Theta_{Fe1} - \Theta_{\Pi}, \\ \vartheta_2 &= \Theta_{Cu2} - \Theta_{\Pi}, \\ \vartheta_3 &= \Theta_{Cu1} - \Theta_{\Pi}, \\ \vartheta_{ai} &= \Theta_{ai} - \Theta_{\Pi}. \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

де ϑ_1 – перевищення температури зубців пакету статора над температурою корпусу електродвигуна, °C; ϑ_2 – перевищення температури короткозамкненої клітки та зубців ротора над температурою корпусу електродвигуна, °C; ϑ_3 – перевищення температури обмотки статора над температурою корпусу

електродвигуна, °C; ϑ_{ai} – перевищення температури діелектрика, заповнюючого внутрішній об’єм, над температурою корпусу електродвигуна, °C.

Система рівнянь для перевищення температур в матричному запису мають вигляд [18]:

$$\begin{pmatrix} (\Lambda_{\Delta 1} + \Lambda_{12} + \Lambda_{13}) & -\Lambda_{12} & -\Lambda_{13} & 0 \\ -\Lambda_{12} & (\Lambda_{\Delta 2} + \Lambda_{12} + \Lambda_{2a}) & 0 & -\Lambda_{2a} \\ -\Lambda_{13} & 0 & (\Lambda_{13} + \Lambda_{л1}) & -\Lambda_{л1} \\ 0 & -\Lambda_{2a} & -\Lambda_{л1} & (\Lambda_{л1} + \Lambda_{2a} + \Lambda_{ап}) \end{pmatrix} \times$$

$$\times \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vartheta_3 \\ \vartheta_{ai} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_{Fe1} \\ p_{Cu2} \\ p_{Cu1} \\ p_{мех} \end{pmatrix}. \quad (36)$$

Рішення системи рівнянь (35) можна виконати за допомогою програмних математичних пакетів або за такою методикою [18]:

Перевищення температури обмотки статора над температурою корпусу електродвигуна визначається за формулою:

$$\vartheta_3 = \frac{k_{31}p_{Fe1} + k_{32}p_{Cu2} + p_{Cu1} + k_{3a}p_{мех}}{B_3}, \quad (37)$$

де k_{31} , k_{32} та k_{3a} – коефіцієнти впливу втрат у пакеті статора, в роторі та внутрішніх вентиляційних втрат на нагрів обмотки статора:

$$\left. \begin{aligned} k_{31} &= \frac{1}{\chi_3} [\Lambda_{13}(\Lambda_{22} \cdot \Lambda_{ai} - \Lambda_{2a}^2) + \Lambda_{12} \cdot \Lambda_{2a} \cdot \Lambda_{л1}], \\ k_{32} &= \frac{1}{\chi_3} (\Lambda_{11} \cdot \Lambda_{2a} \cdot \Lambda_{л1} + \Lambda_{12} \cdot \Lambda_{13} \cdot \Lambda_{ai}), \\ k_{3a} &= \frac{1}{\chi_3} [\Lambda_{л1}(\Lambda_{11} \cdot \Lambda_{22} - \Lambda_{12}^2) + \Lambda_{12} \cdot \Lambda_{13} \cdot \Lambda_{2a}]. \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

де:

$$\chi_3 = \Lambda_{11}(\Lambda_{22} \cdot \Lambda_{ai} - \Lambda_{2a}^2) - \Lambda_{12}^2 \cdot \Lambda_{ai}. \quad (39)$$

Величина B_3 являє собою еквівалентну провідність обмотки статора до корпусу, визначається за формулою:

$$B_3 = \Lambda_{33} - (k_{31}\Lambda_{13} + k_{3a}\Lambda_{л1}). \quad (40)$$

Перевищення температури короткозамкненої клітини та зубців ротора над температурою корпусу електродвигуна визначається за формулою:

$$\vartheta_2 = \frac{k_{21}p_{Fe1} + p_{Cu2} + k_{23}p_{Cu1} + k_{2a}p_{мех}}{B_2}, \quad (41)$$

Коефіцієнти втрат визначаються:

$$\left. \begin{aligned} k_{21} &= \frac{1}{\chi_2} [\Lambda_{12}(\Lambda_{33} \cdot \Lambda_{ai} - \Lambda_{л1}^2) + \Lambda_{13} \cdot \Lambda_{2a} \cdot \Lambda_{л1}], \\ k_{23} &= \frac{1}{\chi_2} (\Lambda_{11} \cdot \Lambda_{2a} \cdot \Lambda_{л1} + \Lambda_{12} \cdot \Lambda_{13} \cdot \Lambda_{ai}), \\ k_{2a} &= \frac{1}{\chi_2} [\Lambda_{2a}(\Lambda_{11} \cdot \Lambda_{33} - \Lambda_{13}^2) + \Lambda_{12} \cdot \Lambda_{13} \cdot \Lambda_{л1}]. \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

де:

$$\chi_2 = \Lambda_{11}(\Lambda_{33} \cdot \Lambda_{ai} - \Lambda_{л1}^2) - \Lambda_{13}^2 \cdot \Lambda_{ai}. \quad (43)$$

Еквівалентна провідність ротора до корпусу:

$$B_2 = \Lambda_{22} - (k_{21}\Lambda_{12} + k_{2a}\Lambda_{2a}). \quad (44)$$

Перевищення температури зубців пакету статора над температурою корпусу електродвигуна визначається за формулою:

$$\vartheta_1 = \frac{p_{Fe1} + k_{12}p_{Cu2} + k_{13}p_{Cu1} + k_{1a}p_{мех}}{B_1}, \quad (45)$$

де коефіцієнти втрат:

$$\left. \begin{aligned} k_{12} &= \frac{1}{\chi_1} [\Lambda_{12}(\Lambda_{33} \cdot \Lambda_{ai} - \Lambda_{л1}^2) + \Lambda_{13} \cdot \Lambda_{2a} \cdot \Lambda_{л1}], \\ k_{13} &= \frac{1}{\chi_1} [\Lambda_{13}(\Lambda_{22} \cdot \Lambda_{ai} - \Lambda_{2a}^2) + \Lambda_{12} \cdot \Lambda_{2a} \cdot \Lambda_{л1}], \\ k_{1a} &= \frac{1}{\chi_1} [\Lambda_{12} \cdot \Lambda_{33} \cdot \Lambda_{2a} + \Lambda_{22} \cdot \Lambda_{13} \cdot \Lambda_{л1}]. \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

де:

$$\chi_1 = \Lambda_{22}(\Lambda_{33} \cdot \Lambda_{ai} - \Lambda_{л1}^2) - \Lambda_{2a}^2 \cdot \Lambda_{33}. \quad (47)$$

Еквівалентна провідність пакета статора до корпусу:

$$B_1 = \Lambda_{11} - (k_{12}\Lambda_{12} + k_{13}\Lambda_{13}). \quad (48)$$

Перевищення температури діелектрика, що заповнює внутрішній об'єм, над температурою корпусу електродвигуна визначається за формулою:

$$\vartheta_{ai} = \frac{k_{a1}p_{Fe1} + k_{a2}p_{Cu2} + k_{a3}p_{Cu1} + p_{мех}}{B_{ai}}, \quad (49)$$

де коефіцієнти втрат:

$$\left. \begin{aligned} k_{a1} &= \frac{1}{\chi_{ai}} (\Lambda_{12} \cdot \Lambda_{33} \cdot \Lambda_{2a} + \Lambda_{13} \cdot \Lambda_{22} \cdot \Lambda_{л1}), \\ k_{a2} &= \frac{1}{\chi_{ai}} [\Lambda_{2a} (\Lambda_{11} \cdot \Lambda_{33} - \Lambda_{13}^2) + \Lambda_{12} \cdot \Lambda_{13} \cdot \Lambda_{л1}], \\ k_{a3} &= \frac{1}{\chi_{ai}} [\Lambda_{л1} (\Lambda_{11} \cdot \Lambda_{22} - \Lambda_{12}^2) + \Lambda_{12} \cdot \Lambda_{13} \cdot \Lambda_{2a}]. \end{aligned} \right\} \quad (50)$$

де:

$$\chi_{ai} = \Lambda_{33} (\Lambda_{11} \cdot \Lambda_{22} - \Lambda_{12}^2) - \Lambda_{13}^2 \cdot \Lambda_{22}. \quad (51)$$

Еквівалентна провідність діелектрика, що заповнює внутрішній об'єм, до корпусу:

$$B_{ai} = \Lambda_{ai} - (k_{2a} \Lambda_{2a} + k_{a3} \Lambda_{л1}). \quad (52)$$

Для рішення системи рівнянь (35) необхідно визначити термічні провідності між елементами конструкції електродвигуна.

2.2.1 Термічна провідність між зубцями пакету статора та обмоткою статора Λ_{13}

Термічна провідність контактного повітряного зазору між обмоткою і пакетом статора [18]:

$$\Lambda_{i1} = \frac{\lambda_i}{\delta_i} (2h_{п1} + b_{п1}) l_1 z_1, \quad (53)$$

де λ_i – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·С°); δ_i – контактний повітряний зазор, м; l_1 – довжина пакета статора, м; z_1 – число пазів статора, шт; $b_{п1}$, $h_{п1}$ – ширина та висота пазу статора (рисунок 7), м.

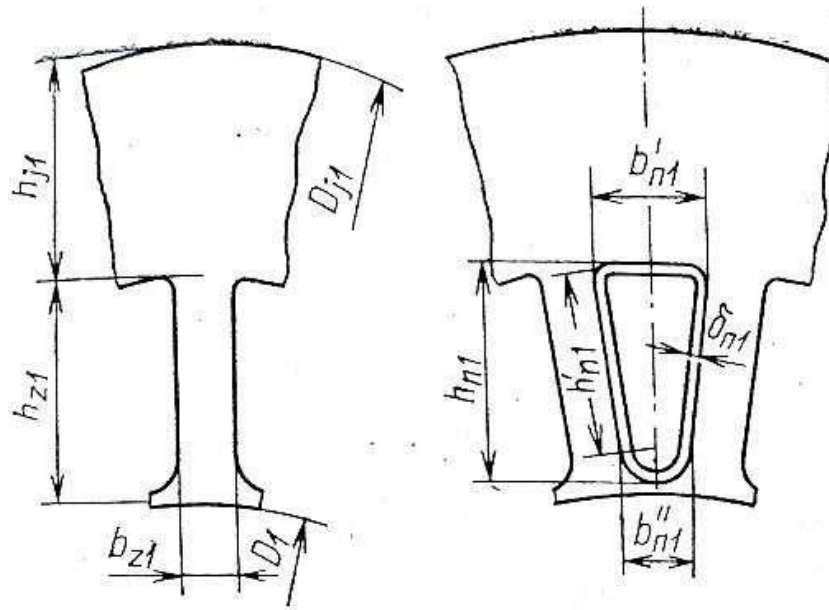


Рисунок 7 – Ескізи до розрахунку термічних провідностей

Термічна провідність ізоляції котушки пазової частини обмотки може бути визначена формулою, отриманої з розгляду рівномірної течії тепла через ізоляцію [18]:

$$\Lambda'_{in1} = \frac{\lambda_{in}}{\Delta_{in}} (2h_{п1} + b_{п1}) l_1 z_1, \quad (54)$$

де λ_{in} – коефіцієнт теплопровідності ізоляції, Вт/(м·С°); Δ_{in} – товщина ізоляції, м.

Внутрішня термічна провідність пазової частини котушки [18]:

$$\Lambda_{ie.п} = 6,67 \lambda_{ie} h_{п1} z_1 l_1 (b'_{п1} + b''_{п1}) \frac{1 + 0,7 \left(\frac{b'_{п1}}{h_{п1}} \right)^2}{(b'_{п1})^2}, \quad (55)$$

де λ_{ie} – еквівалентна термічна провідність ізоляції пазової частини обмотки статора, Вт/(м·С°); $b'_{п1}$, $b''_{п1}$, $h_{п1}$ – розміри паза статора (рисунок 7).

Термічна провідність між зубцями пакета статора та обмотки статора [18]:

$$\Lambda_{13} = \frac{1}{\frac{1}{\Lambda'_{in1}} + \frac{1}{\Lambda_{ie.п}} + \frac{1}{\Lambda_{i1}}} \quad (56)$$

2.2.2 Термічна провідність між статором і діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм $\Lambda_{л1}$

Внутрішня термічна провідність лобової частини котушки [18]:

$$\Lambda_{ie.л} = \Lambda_{ie.п} \frac{l_{л1}}{l_1}, \quad (57)$$

де $l_{л1}$ – довжина лобової частини котушки, м.

Термічна провідність поверхні лобових частин обмотки [5]:

$$\Lambda_{ал1} = \alpha_{л1} 2(h_{п1} + b_{п1})l_{л1}z_1k_{л1}, \quad (58)$$

де $\alpha_{л1}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі поверхні лобових частин обмотки; $k_{л1}$ – коефіцієнт обдуваємої лобових частин обмотки. Величина $\alpha_{л1}$ змінюється в широких межах для різних конструкцій електричних машин, в результаті досліджень [5] були виведені залежності:

при заповненні внутрішнього об'єму повітрям

$$\alpha_{л1} = 25(1 + 0,5 \cdot v_{ai}^{0,7}); \quad (59)$$

при заповненні внутрішнього об'єму дистильованою водою

$$\alpha_{л1} = 484(1 + 1,645 \cdot v_{ai}^{0,512}); \quad (60)$$

при заповненні внутрішнього об'єму трансформаторним маслом

$$\alpha_{л1} = 77(1 + 0,417 \cdot v_{ai}^{0,754}); \quad (61)$$

де v_{ai} – половинна окружна швидкість ротора, м/с.

Термічна провідність між статором і діелектриком, що заповнює внутрішній обсяг [18]:

$$\Lambda_{л1} = \frac{1}{\frac{1}{\Lambda_{ie.л}} + \frac{1}{\Lambda_{ал1}}} \quad (62)$$

2.2.3 Термічна провідність між статором і корпусом $\Lambda_{Л1}$

Загальна термічна провідність спинки пакета [18]:

$$\Lambda_{j1} = \frac{\Lambda'_{j1} \cdot \Lambda''_{j1}}{\Lambda'_{j1} + \Lambda''_{j1}} \quad (63)$$

де Λ'_{j1} – термічна провідність для теплового потоку, що йде від зубцевої зони, Вт/(м·С°); Λ''_{j1} – термічна провідність, яка визначає течію внутрішніх розподілених втрат Вт/(м·С°).

Термічна провідність для теплового потоку, що йде від зубцевої зони [18]:

$$\Lambda'_{j1} = 2\pi\lambda_{Fe} l_1 k_{Fe} \frac{1}{\ln \frac{D_{j1}}{D_{j1} - 2h_{j1}}}, \quad (64)$$

де λ_{Fe} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу з якого виконаний пакет статора, Вт/(м·С°); k_{Fe} – коефіцієнт заповнення статора залізом; D_{j1} – зовнішній діаметр статора, м; h_{j1} – висота спинки статора, м.

Термічна провідність, яка визначає течію внутрішніх розподілених втрат [18]:

$$\Lambda''_{j1} = \frac{3\lambda_{Fe}}{h_{c1}^2} \left\{ \frac{\pi}{4} l_1 \left[D_{j1}^2 - (D_{j1} - 2h_{j1})^2 \right] + b_{z1} h_{z1} z_1 l_1 \right\} \quad (65)$$

де h_{c1} – товщина статора, м; b_{z1} , h_{z1} – ширина та висота зубців статора, м.

Термічна провідність контактного зазору між спинкою пакету статора та корпусом [18]:

$$\Lambda_{j\Delta 1} = \frac{\lambda_i}{\Delta \lambda_1} \pi D_{j1} l_1, \quad (66)$$

де λ_i – коефіцієнт теплопровідності середовища, що заповнює зазор, Вт/(м·С°); $\Delta \lambda_1$ – висота контактного зазору, м.

Термічна провідність між статором і корпусом [18]:

$$\Lambda_{\Delta 1} = \frac{\Lambda_{j1} \cdot \Lambda_{j\Delta 1}}{\Lambda_{j1} + \Lambda_{j\Delta 1}} \quad (67)$$

2.2.4 Термічна провідність між статором і ротором Λ_{12}

Термічна провідність зазору між статором і ротором [18]:

$$\Lambda_{\delta} = 0,23\pi D_2 l_1 \lambda_i \left(\frac{2}{D_2 \delta} \right)^{0,25} \left(\frac{v}{v} \right)^{0,5}, \quad (68)$$

де δ – висота зазору між статором і ротором, м; v – окружна швидкість ротора, м/с; v – кінематична в'язкість діелектрика, що заповнює внутрішній обсяг електродвигуна, м²/с; D_2 – діаметр ротора, м.

Термічна провідність стрижня короткозамкнутої клітини ротора [18]:

$$\Lambda'_{z\delta 1} = \frac{\lambda_{Fe}}{h_{п1}} b_{z1} l_{Fe1} z_1, \quad (69)$$

де l_{Fe} – довжина пакета ротора, м.

Термічна провідність потоку, утвореного власними втратами зубця [18]:

$$\Lambda''_{z\delta 1} = \frac{6\lambda_{Fe}}{h_{c1}^2} \left\{ \frac{\pi}{4} l_1 \left[D_{j1}^2 - (D_{j1} - 2h_{j1})^2 \right] + b_{z1} l_1 z_1 h_{z1} \right\} = 2 \cdot \Lambda''_{j1} \quad (70)$$

Термічна провідність зубця статора [18]:

$$\Lambda_{z\delta 1} = \frac{\Lambda'_{z\delta 1} \cdot \Lambda''_{z\delta 1}}{\Lambda'_{z\delta 1} + \Lambda''_{z\delta 1}} \quad (71)$$

Термічна провідність між статором і ротором [18]:

$$\Lambda_{12} = \frac{\Lambda_{\delta} \cdot \Lambda_{z\delta 1}}{\Lambda_{\delta} + \Lambda_{z\delta 1}} \quad (72)$$

2.2.5 Термічна провідність між ротором і валом електродвигуна $\Lambda_{\Delta 2}$

Термічна провідність спинки пакета ротора [18]:

$$\Lambda_{j2} = 2\pi \lambda_{Fe} \frac{1}{\ln \frac{D_B + 2h_{j2}}{D_B}}, \quad (73)$$

де D_B – діаметр валу, м; h_{j2} – висота спинки пакету ротора, м.

Термічна провідність контактного зазору між пакетом ротора і валом [18]:

$$\Lambda_{j\Delta 2} = \frac{\lambda_i}{\Delta_{j2}} \pi D_B l_2, \quad (74)$$

де Δ_{j2} – висота контактного зазору між пакетом ротора і валом, м; l_2 – довжина пакету ротора, м.

Термічна провідність між ротором і валом електродвигуна [18]:

$$\Lambda_{\Delta 2} = \frac{1}{\frac{1}{\Lambda_{j2}} + \frac{1}{\Lambda_{j\Delta 2}}} \quad (75)$$

2.2.6 Термічна провідність між ротором і діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм Λ_{2a}

Термічна провідність торцевих частин ротора до діелектрика, що заповнює внутрішній об'єм визначається за формулою [5]:

$$\Lambda_{л2} = \alpha_{л2} \cdot S_{л2}, \quad (76)$$

де $\alpha_{л2}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі поверхні торцевих частин, $\alpha_{л2} \approx \alpha_{л1}$; $S_{л2}$ – площа тепловіддаючої поверхні торцевих частин ротора.

Площа тепловіддаючої поверхні торцевих частин ротора [5]:

$$S_{л2} = \pi \left[D_2 \left(\frac{D_2}{2} + 2a_k \right) + (D_2 - 2b_k) \cdot \left(2a_k - \frac{D_2 - 2b_k}{2} \right) \right], \quad (77)$$

де a_k і b_k – ширина та висота короткозамкнених кілець

Термічна провідність між ротором і діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм, визначається за формулою [5]:

$$\Lambda_{2a} = \Lambda_{к2} \cdot \Lambda_{л2}, \quad (78)$$

де $\Lambda_{к2}$ – термічна провідність торцевих частин ротора до діелектрика, що циркулює в осьових каналах ротора (за їх наявності), яка визначається за формулою [5]:

$$\Lambda_{к2} = \alpha_{к2} \cdot S_{к2}, \quad (79)$$

де $\alpha_{к2}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі лобових частин ротора; $S_{к2}$ – площа перетину осьових каналів ротора.

2.2.7 Термічна провідність між діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм електродвигуна, і корпусом $\Lambda_{ап}$

Термічна провідність між діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм електродвигуна, і корпусом визначається [5]:

$$\Lambda_{ап} = \alpha_{л.к} 4\pi D_{j1} l_{л.к}, \quad (80)$$

де $\alpha_{\text{л.к}}$ – коефіцієнт тепловіддачі для корпусу електродвигуна в зонах лобових частин; $l_{\text{л.к}}$ – довжина корпусу електродвигуна в зонах лобових частин, м. Для величини $\alpha_{\text{л.к}}$ за результатами досліджень [5] були виведені наступні залежності:

при заповненні внутрішнього об'єму повітрям

$$\alpha_{\text{л.к}} = 14(1 + \sqrt{v_{ai}}); \quad (81)$$

при заповненні внутрішнього об'єму дистильованою водою

$$\alpha_{\text{л.к}} = 600(1 + 0,717 \cdot v_{ai}^{0,522}); \quad (82)$$

при заповненні внутрішнього об'єму трансформаторним маслом

$$\alpha_{\text{л.к}} = 77(1 + 0,432 \cdot v_{ai}^{0,454}); \quad (83)$$

3 Розрахунок механічних втрат і нагріву заглибного асинхронного електродвигуна

3.1 Розрахунок механічних втрат

Розрахунок проводиться за розглянутою методикою розрахунку механічних втрат. Для розрахунку обраний закритий асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором [1], параметри якого наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Параметри асинхронного електродвигуна

Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
$P_{2н}$	кВт	15
$U_{1н}$	В	220/380
n_1	об/хв.	1500
$2p$	шт.	4
s_n	%	2,6
h	м	0,16
D_{j1}	м	$2,72 \cdot 10^{-1}$
D_1	м	$1,85 \cdot 10^{-1}$
δ	м	$5 \cdot 10^{-4}$
D_B	м	0,06
D_2	м	$1,84 \cdot 10^{-1}$
$l_1 = l_2$	м	0,13
z_1	шт.	48
h_{j1}	м	$2,2 \cdot 10^{-2}$
$h_{п1}$	м	$2,12 \cdot 10^{-2}$
$b'_{п1}$	м	$1,02 \cdot 10^{-2}$
$b''_{п1}$	м	$7,5 \cdot 10^{-3}$
$b_{п1}$	м	$8,8 \cdot 10^{-3}$
Δ_{in}	м	$4 \cdot 10^{-6}$
Δ_{j1}	м	$3 \cdot 10^{-5}$

$l_{л1}$	м	0,23
h_{z1}	м	$2,18 \cdot 10^{-2}$
b_{z1}	м	$4,9 \cdot 10^{-3}$
z_2	шт.	38
h_{j2}	м	0,03
h_{z2}	м	$3,2 \cdot 10^{-2}$
Δ_{j2}	м	$3 \cdot 10^{-5}$
a_k	м	$1,55 \cdot 10^{-2}$
b_k	м	0,04
Π_2	м	$6,85 \cdot 10^{-2}$
$l_{л.к}$	м	$7,5 \cdot 10^{-2}$
λ_{ie}	Вт/м·°С	0,16
P_{Fe}	Вт	358,12
P_{Cu1}	Вт	1000
P_{Cu2}	Вт	497,32

3.1.1 Розрахунок втрат на тертя в ущільненнях

Відповідно до формули (5) втрати на тертя в ущільненнях рівні:

$$p_{\text{герм}} = F_c \cdot f \cdot v_v.$$

Величина коефіцієнта тертя f залежить від матеріалу та змазки ущільнювачів, для ущільнювачів фірми «Grundfos» $f = 0,08$ [14].

Замикаючі зусилля для ущільнювачів фірми «Grundfos» визначаються [14]:

$$F_c = A_h \cdot p + F_s, \quad (84)$$

де A_h – гідравлічна нагружна площа, м²; p – тиск, Па; F_s – сила стиснення пружини, Н

Гідравлічна нагружна площа визначається [14]:

$$A_h = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_v^2) = \frac{\pi}{4} ((6,6 \cdot 10^{-2})^2 - (0,06)^2) = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \quad (85)$$

де D_0 – нагружний діаметр ковзаючої поверхні ущільнення, м (для вибраного ущільнювача $D_0 = 6,6 \cdot 10^{-2}$ м).

Замикаюче зусилля розраховується за формулою (84):

$$F_c = 6 \cdot 10^{-4} \cdot 10^6 + 45 = 645 \text{ Н.}$$

Номінальна кутова швидкість двигуна визначається:

$$\omega_n = \frac{2\pi n_1}{60} \cdot (1 - s_n) = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500}{60} \cdot (1 - 0,026) = 153 \text{ рад/с} \quad (86)$$

Лінійна швидкість обертання валу визначається:

$$v_B = \omega_n \cdot \frac{D_B}{2} = 153 \cdot \frac{0,06}{2} = 4,6 \text{ м/с} \quad (87)$$

Втрати на тертя в ущільненнях розраховуються за формулою (5):

$$p_{\text{герм}} = 645 \cdot 0,08 \cdot 4,6 = 237,36 \text{ Вт.}$$

3.1.2 Розрахунок втрат на тертя в підшипниках

Відповідно до формули (4) втрати в підшипниках рівні:

$$p_{\text{підш}} = F_{\text{рот}} \cdot f \cdot v_B.$$

Вага ротора визначається:

$$F_{\text{рот}} = 6500 \cdot D_2^2 \cdot l_2 \cdot g = 6500 \cdot (1,84 \cdot 10^{-1})^2 \cdot 0,13 \cdot 9,81 = 230,38 \text{ Н.} \quad (88)$$

Втрати в підшипниках ковзання розраховуються за формулою (4):

$$p_{\text{підш}} = 280,38 \cdot 0,08 \cdot 4,6 = 101,18 \text{ Вт.}$$

3.1.3 Розрахунок гідродинамічних втрат, що виникають в зазорі між ротором і статором

В якості діелектриків, що заповнюють внутрішній об'єм електродвигуна, обрано такі діелектрики: повітря, дистильована вода, трансформаторне масло. Термодинамічні параметри цих діелектриків [19], необхідні для виконання розрахунку, наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Термодинамічні параметри діелектриків

	Повітря	Дистильована вода	Трансформаторне масло
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(°С·м)	$2,5 \cdot 10^{-2}$	0,6	0,1
Кінематична в'язкість ν , м ² /с	$1,5 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$2,2 \cdot 10^{-5}$
Питома теплоємність c , Дж/(°С·кг)	1015	4200	1700
Щільність ρ , кг/м ³	1,2	998	880

Відповідно до формули (7) число Тейлора дорівнює:

$$Ta = \omega^2 r \delta \nu^{-2}.$$

Розрахунок середнього радіуса зазору:

$$r = \frac{\frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2}}{2} = \frac{\frac{1,85 \cdot 10^{-1}}{2} + \frac{1,84 \cdot 10^{-1}}{2}}{2} = 9,2 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений повітрям:

Число Тейлора розраховується за формулою (7):

$$Ta = 153^2 \cdot 9,2 \cdot 10^{-2} \cdot (0,5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot (1,5 \cdot 10^{-5})^{-2} = 1180,66.$$

$Ta = 1,18 \cdot 10^3 < 1700$ – ламінарний режим течії, отже, коефіцієнт в'язкісного опору для течії в зазорі визначається за формулою (15).

Номінальна лінійна швидкість обертання ротора визначається:

$$v_H = \frac{D_2 \pi n_H}{60} = \frac{1,84 \cdot 10^{-1} \cdot 3,14 \cdot 1461}{60} = 14,06 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса розраховується за формулою (16):

$$Re = 14,06 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot (1,51 \cdot 10^{-5})^{-1} = 466,22.$$

Коефіцієнта в'язкісного опору розраховується за формулою (15):

$$f = \frac{2}{466,22} = 4 \cdot 10^{-3}.$$

Гідродинамічні втрати в зазорі між пакетом гладкого ротора та статором розраховуються за формулою (21):

$$p_{г.з} = \frac{3,14 \cdot 1,2 \cdot 153^3 \cdot (1,84 \cdot 10^{-1})^4 \cdot 0,13 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{16} = 0,5 \text{ Вт.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений дистильованою водою:

Число Тейлора розраховується за формулою (7):

$$T_a = 153^2 \cdot 9,2 \cdot 10^{-2} \cdot (0,5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot (1 \cdot 10^{-6})^{-2} = 2,67 \cdot 10^5.$$

$T_a = 2,67 \cdot 10^5 < 2 \cdot 10^7$ – ламінарний режим течії з макровихорами, отже, коефіцієнт в'язкісного опору визначається за формулою (20).

Число Рейнольдса розраховується за формулою (16):

$$R_e = 14,06 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot (1 \cdot 10^{-6})^{-1} = 7013,35.$$

З формули (20) випливає:

$$f = \frac{0,44 T_a^{0,26}}{R_e} = \frac{0,44 \cdot (2,67 \cdot 10^5)^{0,26}}{7013,35} = 1,6 \cdot 10^{-3}. \quad (89)$$

Гідродинамічні втрати в зазорі між пакетом гладкого ротора та статором розраховуються за формулою (21):

$$p_{г.з} = \frac{3,14 \cdot 998 \cdot 153^3 \cdot (1,84 \cdot 10^{-1})^4 \cdot 0,13 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{16} = 167,24 \text{ Вт.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений трансформаторним маслом:

Число Тейлора розраховується за формулою (7):

$$T_a = 153^2 \cdot 9,2 \cdot 10^{-2} \cdot (0,5 \cdot 10^{-3})^3 \cdot (2,2 \cdot 10^{-5})^{-2} = 556,21.$$

$T_a = 5,56 \cdot 10^2 < 1700$ – ламінарний режим течії, отже, коефіцієнт в'язкісного опору для течії в зазорі визначається за формулою (14).

Число Рейнольдса розраховується за формулою (16):

$$R_e = 14,06 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot (2,2 \cdot 10^{-5})^{-1} = 320,04.$$

Коефіцієнт в'язкісного опору розраховується за формулою (15):

$$f = \frac{2}{320,04} = 6 \cdot 10^{-3}.$$

Гідродинамічні втрати в зазорі між пакетом гладкого ротора та статором розраховуються за формулою (21):

$$p_{г.з} = \frac{3,14 \cdot 880 \cdot 153^3 \cdot (1,84 \cdot 10^{-1})^4 \cdot 0,13 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}}{16} = 595,55 \text{ Вт.}$$

3.1.4 Розрахунок гідродинамічних втрат, що виникають в торцевих зонах ротора

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений повітрям:

Число Рейнольдса для руху рідини в торцевому каналі розраховується за формулою (16):

$$Re = \frac{153 \cdot (1,84 \cdot 10^{-1})^2}{1,51 \cdot 10^{-5}} = 3,42 \cdot 10^5.$$

Число Рейнольдса знаходиться в діапазоні $10^5 < Re < 10^7$, отже, коефіцієнт моменту опору обчислюється за формулою (25):

$$c_m = 0,082 \cdot (3,4 \cdot 10^5)^{-0,2} = 6 \cdot 10^{-3}.$$

Гідродинамічні втрати в торцевих зонах розраховуються за формулою (22):

$$p_{г.т} = \frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2 \cdot 153^3 \cdot (9,2 \cdot 10^{-2})^5}{4} = 0,04 \text{ Вт.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений дистильованою водою:

Число Рейнольдса для руху рідини в торцевому каналі розраховується за формулою (16):

$$Re = \frac{153 \cdot (1,84 \cdot 10^{-1})^2}{1 \cdot 10^{-6}} = 5,16 \cdot 10^6.$$

Число Рейнольдса знаходиться в діапазоні $10^5 < Re < 10^7$, отже, коефіцієнт моменту опору обчислюється за формулою (24):

$$c_m = 0,082 \cdot (5,16 \cdot 10^6)^{-0,2} = 4 \cdot 10^{-3}.$$

Гідродинамічні втрати в торцевих зонах розраховуються за формулою (22):

$$p_{г.т} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 998 \cdot 153^3 \cdot (9,2 \cdot 10^{-2})^5}{4} = 23,56 \text{ Вт.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений трансформаторним маслом:

$$R_e = \frac{153 \cdot (1,84 \cdot 10^{-1})^2}{22 \cdot 10^{-6}} = 2,35 \cdot 10^5.$$

Число Рейнольдса знаходиться в діапазоні $10^5 < R_e < 10^7$, отже, коефіцієнт моменту опору розраховується за формулою (25):

$$c_m = 0,082 \cdot (2,35 \cdot 10^5)^{-0,2} = 7 \cdot 10^{-3}.$$

Гідродинамічні втрати в торцевих зонах розраховуються за формулою (22):

$$p_{г.т} = \frac{7 \cdot 10^{-3} \cdot 880 \cdot 153^3 \cdot (9,2 \cdot 10^{-2})^5}{4} = 36,4 \text{ Вт.}$$

3.1.5 Розрахунок загальних гідродинамічних втрат

Загальні гідродинамічні втрати визначаються шляхом складання гідродинамічних втрат в зазорі між пакетом гладкого ротора та статором і гідродинамічних втрат в торцевих зонах ротора за формулою (27):

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений повітрям:

$$p_{г\text{ідр}} = 0,5 + 0,04 = 0,54 \text{ Вт.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений дистильованою водою:

$$p_{г\text{ідр}} = 167,24 + 23,56 = 190,80 \text{ Вт.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений трансформаторним маслом:

$$p_{г\text{ідр}} = 595,55 + 36,4 = 631,95 \text{ Вт.}$$

3.1.6 Розрахунок загальних механічних втрат

Загальні механічні втрати визначаються шляхом складання втрат у підшипниках, втрат в герметизуючих ущільненнях і гідродинамічних втрат за формулою (1) з урахуванням формули (2):

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений повітрям:

$$p_{\text{мех}} = 101,18 + 237,36 + 0,54 = 339,08 \text{ Вт.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений дистильованою водою:

$$p_{\text{мех}} = 101,18 + 237,36 + 190,80 = 529,34 \text{ Вт.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений трансформаторним маслом:

$$p_{\text{мех}} = 101,18 + 237,36 + 631,95 = 970,49 \text{ Вт.}$$

За результатами розрахунків видно, що механічні втрати в підшипниках і системі герметизації не залежать від термодинамічних властивостей діелектрика на відміну від гідродинамічних втрат. Найбільші гідродинамічні втрати спостерігаються при заповненні внутрішнього об'єму трансформаторним маслом.

3.2 Розрахунок нагріву

3.2.1 Розрахунок термічних провідностей між елементами конструкції

3.2.1.1 Термічна провідність між зубцями пакета статора та обмотки статора Λ_{13}

Термічна провідність контактного повітряного зазору між обмоткою та пакетом статора розраховується за формулою (53):

$$\Lambda_{i1} = \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{10^{-4}} (2 \cdot 2,12 \cdot 10^{-2} + 8,80 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,13 \cdot 48 = 79,87 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C.}$$

Термічна провідність ізоляції котушки пазової частини обмотки розраховується за формулою (54):

$$\Lambda'_{ip1} = \frac{0,13}{0,40 \cdot 10^{-3}} (2 \cdot 2,12 \cdot 10^{-2} + 8,80 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,13 \cdot 48 = 103,83 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

Внутрішня термічна провідність пазової частини котушки розраховується за формулою (55):

$$\Lambda_{ie,п} = 6,67 \cdot 0,16 \cdot 2,12 \cdot 10^{-2} \cdot 48 \cdot 0,13 \cdot (7,50 \cdot 10^{-3} + 10 \cdot 10^{-3}) \times \\ \times \frac{1+0,7 \cdot \left(\frac{10 \cdot 10^{-3}}{18,60 \cdot 10^{-3}}\right)^2}{(10 \cdot 10^{-3})^2} = 29,65 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

Термічна провідність між зубцями пакета статора та обмотки статора розраховується за формулою (56):

$$\Lambda_{13} = \frac{1}{\frac{1}{103,83} + \frac{1}{29,65} + \frac{1}{79,87}} = 17,90 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

3.2.1.2 Термічна провідність між статором і діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм $\Lambda_{л1}$

Внутрішня термічна провідність лобової частини котушки розраховується за формулою (57):

$$\Lambda_{ie,л} = 29,65 \cdot \frac{0,23}{0,13} = 52,68 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

Половина номінальної лінійної швидкості обертання ротора дорівнює:

$$v_{ai} = \frac{1}{2} v_n = \frac{1}{2} \cdot 14,06 = 7,03 \text{ м/с.} \quad (90)$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений повітрям:

Середній коефіцієнт тепловіддачі поверхні лобових частин обмотки розраховується за формулою (59):

$$\alpha_{л1} = 25 \cdot (1 + 0,5 \cdot 7,03^{0,7}) = 73,95.$$

Термічна провідність поверхні лобових частин обмотки розраховується за формулою (58):

$$\Lambda_{\alpha л1} = 73,95 \cdot 2 \cdot (21,2 \cdot 10^{-3} + 8,80 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,23 \cdot 48 \cdot 0,60 = 29,52 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

Термічна провідність між статором і діелектриком, що заповнює внутрішній обсяг, розраховується за формулою (61):

$$\Lambda_{л1} = \frac{1}{\frac{1}{29,52} + \frac{1}{52,68}} = 18,92 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений дистильованою водою:

Середній коефіцієнт тепловіддачі поверхні лобових частин обмотки розраховується за формулою (60):

$$\alpha_{л1} = 484 \cdot (1 + 1,645 \cdot 7,03^{0,512}) = 2644,99.$$

Термічна провідність поверхні лобових частин обмотки розраховується за формулою (58):

$$\Lambda_{\alpha л1} = 2644,99 \cdot 2 \cdot (21,2 \cdot 10^{-3} + 8,80 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,23 \cdot 48 \cdot 0,60 = 1055,80 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність між статором і діелектриком, що заповнює внутрішній обсяг, розраховується за формулою (61):

$$\Lambda_{л1} = \frac{1}{\frac{1}{1055,80} + \frac{1}{52,68}} = 50,18 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений трансформаторним маслом:

Середній коефіцієнт тепловіддачі поверхні лобових частин обмотки розраховується за формулою (61):

$$\alpha_{л1} = 77 \cdot (1 + 0,417 \cdot 7,03^{0,754}) = 216,71.$$

Термічна провідність поверхні лобових частин обмотки розраховується за формулою (58):

$$\Lambda_{\alpha л1} = 216,71 \cdot 2 \cdot (21,2 \cdot 10^{-3} + 8,80 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,23 \cdot 48 \cdot 0,60 = 86,50 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність між статором і діелектриком, що заповнює внутрішній обсяг, розраховується за формулою (61):

$$\Lambda_{л1} = \frac{1}{\frac{1}{86,50} + \frac{1}{52,68}} = 32,74 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

3.2.1.3 Термічна провідність між статором і корпусом $\Lambda_{Л1}$

$\lambda_{Fe} = 37,30 \text{ Вт/м} \cdot ^{\circ}\text{C}$ – коефіцієнт теплопровідності сталі .

$k_{Fe} = 0,93$ – коефіцієнт заповнення сердечника статора сталлю.

Термічна провідність для теплового потоку, що йде від зубцевої зони, розраховується за формулою (64):

$$\Lambda'_{j1} = 2 \cdot 3,14 \cdot 37,30 \cdot 0,13 \cdot 0,93 \cdot \frac{1}{\ln \frac{2,72 \cdot 10^{-1}}{2,72 \cdot 10^{-1} - 2 \cdot 0,02}} = 160,49 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність, яка визначає протягом внутрішніх розподілених втрат, розраховується за формулою (65):

$$\Lambda''_{j1} = \frac{3 \cdot 37,3}{(4,40 \cdot 10^{-2})^2} \left\{ \frac{3,14}{4} \cdot 0,13 \cdot [(2,72 \cdot 10^{-1})^2 - (2,72 \cdot 10^{-1} - 2 \cdot 2,20 \cdot 10^{-2})] + 5 \cdot 10^{-3} \cdot 2,20 \cdot 10^{-2} \cdot 48 \cdot 0,13 \right\} = 169,65 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Загальна термічна провідність спинки пакета розраховується за формулою (63):

$$\Lambda_{j1} = \frac{160,49 \cdot 169,65}{160,49 + 169,65} = 82,47 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений повітрям:

Термічна провідність контактного зазору між спинкою пакета статора та корпусом розраховується за формулою (66):

$$\Lambda_{j\Delta 1} = \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{3 \cdot 10^{-5}} \cdot 3,14 \cdot 2,72 \cdot 10^{-1} \cdot 0,13 = 92,52 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність між статором і корпусом розраховується за формулою (67):

$$\Lambda_{\Delta 1} = \frac{82,47 \cdot 92,52}{82,47 + 92,52} = 43,60 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений дистильованою водою:

Термічна провідність контактного зазору між спинкою пакета статора та корпусом розраховується за формулою (66):

$$\Lambda_{j\Delta 1} = \frac{0,60}{3 \cdot 10^{-5}} \cdot 3,14 \cdot 2,72 \cdot 10^{-1} \cdot 0,13 = 2220,61 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність між статором і корпусом розраховується за формулою (67):

$$\Lambda_{\Delta 1} = \frac{82,47 \cdot 2220,61}{82,47 + 2220,61} = 79,52 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений трансформаторним маслом:

Термічна провідність контактного зазору між спинкою пакета статора і корпусом розраховується за формулою (66):

$$\Lambda_{j\Delta 1} = \frac{0,10}{3 \cdot 10^{-5}} \cdot 3,14 \cdot 2,72 \cdot 10^{-1} \cdot 0,13 = 370,10 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С.}$$

Термічна провідність між статором і корпусом розраховується за формулою (67):

$$\Lambda_{\Delta 1} = \frac{82,47 \cdot 370,10}{82,47 + 370,10} = 67,44 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С.}$$

3.2.1.4 Термічна провідність між статором і ротором Λ_{12}

Термічна провідність стрижня короткозамкненої клітки ротора розраховується за формулою (69):

$$\Lambda'_{z\delta 1} = \frac{37,30}{2,12 \cdot 10^{-2}} \cdot 4,90 \cdot 10^{-3} \cdot 0,13 \cdot 48 = 53,80 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С.}$$

Термічна провідність потоку, утвореного власними втратами зубця, розраховується за формулою (70):

$$\Lambda''_{z\delta 1} = 2 \cdot 169,65 = 339,30 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С.}$$

Термічна провідність зубця статора розраховується за формулою (71):

$$\Lambda_{z\delta 1} = \frac{53,80 \cdot 339,30}{53,80 + 339,30} = 46,44 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С.}$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений повітрям:

Термічна провідність зазору між статором і ротором розраховується за формулою (68):

$$\Lambda_{\delta} = 0,23 \cdot 3,14 \cdot 1,84 \cdot 10^{-1} \cdot 0,13 \cdot 2,50 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{2}{1,84 \cdot 10^{-1} \cdot 5 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,25} \times$$

$$\times \left(\frac{14,07}{15 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,5} = 5,06 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність між статором і ротором розраховується за формулою (72):

$$\Lambda_{12} = \frac{5,06 \cdot 46,44}{5,06 + 46,44} = 4,56 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений дистильованою водою:

Термічна провідність зазору між статором і ротором розраховується за формулою (68):

$$\Lambda_{\delta} = 0,23 \cdot 3,14 \cdot 1,84 \cdot 10^{-1} \cdot 0,13 \cdot 0,60 \cdot \left(\frac{2}{1,84 \cdot 10^{-1} \cdot 5 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,25} \times \\ \times \left(\frac{14,07}{1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,5} = 454,51 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність між статором і ротором розраховується за формулою (72):

$$\Lambda_{12} = \frac{454,51 \cdot 46,44}{454,51 + 46,44} = 42,13 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений трансформаторним маслом:

Термічна провідність зазору між статором і ротором розраховується за формулою (68):

$$\Lambda_{\delta} = 0,23 \cdot 3,14 \cdot 1,84 \cdot 10^{-1} \cdot 0,13 \cdot 0,10 \cdot \left(\frac{2}{1,84 \cdot 10^{-1} \cdot 5 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,25} \times \\ \times \left(\frac{14,07}{22 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,5} = 16,50 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність між статором і ротором розраховується за формулою (72):

$$\Lambda_{12} = \frac{16,50 \cdot 46,44}{16,50 + 46,44} = 42,13 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

3.2.1.5 Термічна провідність між ротором і валом електродвигуна $\Lambda_{\Delta 2}$

Термічна провідність спинки пакета ротора розраховується за формулою (73):

$$\Lambda_{j2} = 2 \cdot 3,14 \cdot 37,30 \cdot \frac{1}{\ln \frac{0,06+2 \cdot 0,03}{0,06}} = 337,94 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений повітрям:

Термічна провідність контактного зазору між пакетом ротора і валом розраховується за формулою (74):

$$\Lambda_{j\Delta 2} = \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{3 \cdot 10^{-5}} \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,13 = 20,41 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність між ротором і валом електродвигуна розраховується за формулою (75):

$$\Lambda_{\Delta 2} = \frac{1}{\frac{1}{337,94} + \frac{1}{20,41}} = 19,25 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений дистильованою водою:

Термічна провідність контактного зазору між пакетом ротора та валом розраховується за формулою (74):

$$\Lambda_{j\Delta 2} = \frac{0,60}{3 \cdot 10^{-5}} \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,13 = 489,84 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність між ротором і валом електродвигуна розраховується за формулою (75):

$$\Lambda_{\Delta 2} = \frac{1}{\frac{1}{337,94} + \frac{1}{489,84}} = 199,98 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений трансформаторним маслом:

Термічна провідність контактного зазору між пакетом ротора і валом розраховується за формулою (74):

$$\Lambda_{j\Delta 2} = \frac{0,10}{3 \cdot 10^{-5}} \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,13 = 81,64 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Термічна провідність між ротором і валом електродвигуна розраховується за формулою (75):

$$\Lambda_{\Delta 2} = \frac{1}{\frac{1}{337,94} + \frac{1}{81,64}} = 65,75 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

3.2.1.6 Термічна провідність між ротором і діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм Λ_{2a}

Площа тепловіддаючої поверхні торцевих частин ротора розраховується за формулою (77):

$$S_{л2} = 3,14 \left[1,84 \cdot 10^{-2} \left(\frac{1,84 \cdot 10^{-2}}{2} + 2 \cdot 1,55 \cdot 10^{-2} \right) + (1,84 \cdot 10^{-2} - 2 \cdot 0,04) \times \right. \\ \left. \times \left(2 \cdot 1,55 \cdot 10^{-2} - \frac{1,84 \cdot 10^{-2} - 2 \cdot 0,04}{2} \right) \right] = 6,60 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений повітрям:

Термічна провідність між ротором і діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм, розраховується за формулою (78):

$$\Lambda_{2a} = 6,6 \cdot 10^{-2} \cdot 73,95 = 4,88 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений дистильованою водою:

Термічна провідність між ротором і діелектриком, що заповнює внутрішній обсяг, розраховується за формулою (78):

$$\Lambda_{2a} = 6,6 \cdot 10^{-2} \cdot 2644,99 = 174,57 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений трансформаторним маслом:

Термічна провідність між ротором і діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм, розраховується за формулою (78):

$$\Lambda_{2a} = 6,6 \cdot 10^{-2} \cdot 216,71 = 14,30 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

3.2.1.7 Термічна провідність між діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм електродвигуна, і корпусом $\Lambda_{ап}$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений повітрям:

Коефіцієнт тепловіддачі для корпусу електродвигуна в зонах лобових частин розраховується за формулою (81):

$$\alpha_{л.к} = 14(1 + \sqrt{7,03}) = 51,12.$$

Термічна провідність між діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм електродвигуна, і корпусом розраховується за формулою (80):

$$\Lambda_{ап} = 51,12 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot 2,72 \cdot 10^{-1} \cdot 7,50 \cdot 10^{-2} = 13,1 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній об'єм якого заповнений дистильованою водою:

Коефіцієнт тепловіддачі для корпусу електродвигуна в зонах лобових частин розраховується за формулою (83):

$$\alpha_{л.к} = 77(1 + 0,432 \cdot 7,03^{0,454}) = 157,63.$$

Термічна провідність між діелектриком, що заповнює внутрішній об'єм електродвигуна, і корпусом розраховується за формулою (80):

$$\Lambda_{ап} = 157,63 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot 2,72 \cdot 10^{-1} \cdot 7,50 \cdot 10^{-2} = 40,28 \text{ Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

3.2.2 Розрахунок перевищення температури елементів конструкції над температурою корпусу електродвигуна

Розглянутий двигун, внутрішній обсяг якого заповнений повітрям, при номінальному режимі роботи має наступні значення втрат: втрати в зубцях пакета статора $p_{Fe1} = 358,12$ Вт; втрати в короткозамкненій клітці і зубцях ротора $p_{Cu2} = 497,32$ Вт; втрати в обмотці статора $p_{Cu1} = 1000$ Вт [1].

Обчислені значення термічних провідностей підставляються в систему матричних рівнянь (36), яка має вигляд:

$$\begin{pmatrix} (\Lambda_{\Delta 1} + \Lambda_{12} + \Lambda_{13}) & -\Lambda_{12} & -\Lambda_{13} & 0 \\ -\Lambda_{12} & (\Lambda_{\Delta 2} + \Lambda_{12} + \Lambda_{2a}) & 0 & -\Lambda_{2a} \\ -\Lambda_{13} & 0 & (\Lambda_{13} + \Lambda_{л1}) & -\Lambda_{л1} \\ 0 & -\Lambda_{2a} & -\Lambda_{л1} & (\Lambda_{л1} + \Lambda_{2a} + \Lambda_{ап}) \end{pmatrix} \times$$

$$\times \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vartheta_3 \\ \vartheta_{ai} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_{Fe1} \\ p_{Cu2} \\ p_{Cu1} \\ p_{Mex} \end{pmatrix}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений повітрям:

$$\begin{pmatrix} 66,06 & -4,56 & -17,90 & 0 \\ -4,56 & 28,69 & 0 & -4,88 \\ -17,90 & 0 & 36,82 & -18,92 \\ 0 & -4,88 & -18,92 & 36,92 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vartheta_3 \\ \vartheta_{ai} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 358,12 \\ 497,32 \\ 1000 \\ 339,08 \end{pmatrix}.$$

За допомогою математичного пакета Mathcad обчислюється матриця перевищення температур:

$$\begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vartheta_3 \\ \vartheta_{ai} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 24,18 \\ 28,79 \\ 61,90 \\ 44,74 \end{pmatrix}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений дистильованою водою:

$$\begin{pmatrix} 139,55 & -42,13 & -17,90 & 0 \\ -42,13 & 416,68 & 0 & -174,57 \\ -17,90 & 0 & 68,08 & -50,18 \\ 0 & -174,57 & -50,18 & 683,55 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vartheta_3 \\ \vartheta_{ai} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 358,12 \\ 497,32 \\ 1000 \\ 529,34 \end{pmatrix}.$$

Обчислена матриця перевищення температур:

$$\begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vartheta_3 \\ \vartheta_{ai} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 5,82 \\ 2,99 \\ 18,35 \\ 2,89 \end{pmatrix}.$$

- Розрахунок для електродвигуна, внутрішній обсяг якого заповнений трансформаторним маслом:

$$\begin{pmatrix} 97,51 & -12,17 & -17,90 & 0 \\ -12,17 & 92,22 & 0 & -14,30 \\ -17,90 & 0 & 50,64 & -32,74 \\ 0 & -14,3 & -32,74 & 87,32 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vartheta_3 \\ \vartheta_{ai} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 358,12 \\ 497,32 \\ 1000 \\ 970,49 \end{pmatrix}.$$

Обчислена матриця перевищення температур:

$$\begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vartheta_3 \\ \vartheta_{ai} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 13,07 \\ 11,65 \\ 43,28 \\ 29,25 \end{pmatrix}.$$

Результати проведеного розрахунку дозволяють визначити температуру деяких елементів конструкції заглибного асинхронного електродвигуна при заповненні його внутрішнього обсягу різними діелектриками. Розраховані температури дозволяють робити висновки про нагрівання всього електродвигуна.

3.3 Результати розрахунків

Результати проведених розрахунків механічних, гідродинамічних втрат і нагріву наведені в таблиці 3.

Таблиця 3 Результати розрахунків

	Повітря	Дистильована вода	Трансформаторне масло
Гідродинамічні втрати (Вт)			
	0,54	190,8	631,95
Механічні втрати (Вт)			
	339,08	529,34	970,49
Перевищення температури внутрішніх частин над температурою корпусу (°C)			
Залізо статора	24,18	5,82	13,07
Обмотка ротора	28,79	2,99	11,65
Обмотка статора	61,9	18,35	43,28
Діелектрик	44,74	2,89	29,25

За результатами розрахунків втрат видно, що при заповненні внутрішнього об'єму заглибного асинхронного електродвигуна трансформаторним маслом гідродинамічні та механічні втрати, що виникають в ньому, більше ніж при заповненні внутрішнього обсягу дистильованою водою, це обумовлено розходженням термодинамічних параметрів розглянутих рідких діелектриків.

Результати розрахунку нагріву елементів конструкції заглибного асинхронного електродвигуна дозволяють зробити висновок про те, що обидва розглянутих рідких діелектрика, незважаючи на великі в порівнянні з повітрям механічні та гідродинамічні втрати, забезпечують менше нагрівання. При цьому дистильована вода забезпечує найменше нагрівання. При заповненні внутрішнього обсягу дистильованою водою забезпечується краща ефективність, при розгерметизації корпусу електродвигуна шкода, нанесена довкіллю, буде мала, при заповненні внутрішнього обсягу трансформаторним маслом забезпечується найбільш тривалий ресурс електродвигуна, при цьому нагрів і шкода, що наноситься екології при розгерметизації, будуть більше.

Для дачі більш повних висновків необхідно розглядати більше число рідких діелектриків і магнітні рідини на основі цих діелектриків, оскільки магнітні рідини дозволяють досягти більш кращих техніко-економічних характеристик електродвигуна.

Висновок

Метою роботи є аналіз особливостей розрахунку та проектування заглибних герметичних асинхронних електродвигунів. Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні завдання:

- розглянуті особливості конструкції заглибних електродвигунів і матеріали, що застосовуються для виготовлення деталей машини;
- визначено методи розрахунку механічних втрат, що виникають в підшипниках і ущільненнях;
- проведений аналіз виникаючих гідродинамічних втрат і методів розрахунку, що враховують режим течії рідкого діелектрика і його термодинамічні властивості;
- визначено метод розрахунку нагріву елементів конструкції, що враховує вплив рідкого діелектрика на умови теплообміну з навколишнім середовищем;
- проведений розрахунок механічних і гідродинамічних втрат і нагріву для заглибного асинхронного електродвигуна, що має традиційну геометрію, відрізняється від геометрії заглибних насосних електродвигунів, при заповненні його внутрішнього обсягу різними діелектриками;
- проведено аналіз особливостей розрахунку та проектування заглибних асинхронних електродвигунів.

В роботі розглянуто асинхронний електродвигун, внутрішній обсяг якого заповнений повітрям, дистильованою водою і трансформаторним маслом, для дачі більш повних висновків слід розглянути більшу кількість рідких діелектриків, а також магнітні рідини на їх основі, оскільки магнітні рідини дозволяють досягти більш кращих техніко-економічних показників. При цьому вибір найбільш ефективного рідкого діелектрика повинен ґрунтуватися не тільки на досягненні оптимальних втрат і нагріву, але також має враховуватися питання про можливість ефективної герметизації внутрішнього обсягу електродвигуна, що враховує термодинамічні параметри рідкого діелектрика.

Список використаної літератури

1. Chapman, S. J. *Electric Machinery Fundamentals*. 5th ed. New York : McGraw-Hill, 2012. 680 p. ISBN 9780071086172.
2. Pyrhönen, J., Jokinen, T., Hrabovcová, V. *Design of Rotating Electrical Machines*. 2nd ed. Chichester : John Wiley & Sons, 2013. 616 p. ISBN 9781118701652.
3. Grossmann, S., Lohse, D., Sun, C. High-Reynolds Number Taylor-Couette Turbulence // *Annual Review of Fluid Mechanics*. 2016. Vol. 48. P. 53–80. DOI: 10.1146/annurev-fluid-122414-034353.
4. Donnelly, R. J. Taylor-Couette Flow: The Early Days // *Physics Today*. 1991. Vol. 44, No. 11. P. 32–39.
5. Andereck, C. D., Hayot, F. (eds.). *Ordered and Turbulent Patterns in Taylor-Couette Flow*. New York : Springer, 1992. 402 p. DOI: 10.1007/978-1-4615-3438-9.
6. Grundfos. *Mechanical Shaft Seals for Pumps*. Bjerringbro : Grundfos Management A/S, 2009. 109 p.
7. Grundfos. *Grundfos Industry Pump Handbook*. Bjerringbro : Grundfos Management A/S, 2004. 472 p.
8. Franklin Electric. *Application, Installation, Maintenance Manual: Submersible Motors*. Fort Wayne : Franklin Electric, 2022.
9. Chernov, O., Shevchenko, S. *Mechanical Seals for Energy Pumps*. Kyiv : Akademperiodyka, 2024. 240 p.
10. Prysmian Group. *Submersible Pump Cables: Catalogue*. Prysmian, 2020.
11. Paige Electric. *Heavy Duty Flat Submersible Pump Cable*. New Jersey : Paige Electric, 2014.
12. Dimitriev, V. Application Features of Cables with Cross-Linked Polyethylene Insulation // *Voltplace Technical Papers*. 2024.
13. Schlumberger. The Defining Series: Electrical Submersible Pumps // *Oilfield Review*. 2015. Vol. 27, No. 1. P. 48–63.
14. Oklahoma Historical Society. Submergible Pump // *The Encyclopedia of Oklahoma History and Culture*. Oklahoma City, 2024.

15. American Oil & Gas Historical Society. Inventing the Electric Submersible Pump. 2014.
16. US Patent 422746. Dobrowolsky, M. V. *Electrical Induction Apparatuses or Transformers*. Filed Jan. 8, 1890; patented Feb. 25, 1890.
17. Vertiv. *Heroes of Power: Mikhail Dolivo-Dobrovolsky*. Columbus : Vertiv, 2017.
18. Hamede, H. *The Turbulent Very Wide-Gap Taylor-Couette Flow*. Dissertation. Brandenburg University of Technology, 2015.
19. Dou, H.-S., Khoo, B. C., Yeo, K. S. Energy Loss Distribution in the Taylor-Couette Flow Between Concentric Rotating Cylinders. 2005. arXiv preprint.
20. Experimental and Numerical Study of Taylor-Couette Flow. Dissertation / thesis source. 2017.