Форма № 24

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Електротехнічний факультет
(повне найменування факультету)
Кафедра «Електричні та електронні апарати»
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)
магістр
(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему: "Розрахунок параметрів теплової схеми заміщення та дослідження теплового стану кранового двигуна 7 кВт"

Виконав: студент 2 курсу, групи Ез-412м
Спеціальності 141“Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка”
(код і найменування спеціальності)
Освітня програма (спеціалізація)
"Електричні та електронні апарати"

ТІТАРЄВ М.А.
(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)
Керівник КОЦУР М. І.
(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)
Рецензент САХНО О.А.
(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

2023 рік

Форма № 25

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет "Електротехнічний"_____
Кафедра "Електричні та електронні апарати"_____
Ступінь вищої освіти "магістр"_____
Спеціальність «Електроенергетика, Електротехніка та Електромеханіка»
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) "Електричні та електронні апарати"____
(назва освітньої програми (спеціалізації)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри "Е та ЕА"_____
_____проф. Петро АНДРІЄНКО
“____” _____2023року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ
_____ТІТАРЄВУ Микиті Анатолійовичу_____
(ПРІЗВИЩЕ, ім’я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи)_" Розрахунок параметрів теплової схеми заміщення та дослідження теплового стану кранового двигуна 7 кВт "_____
Керівник проекту (роботи) доц., канд. техн. наук, КОЦУР Михайло Ігорович_
(науковий ступінь, вчене звання, ПРІЗВИЩЕ, ім’я, по батькові)
затверджені наказом вищого навчального закладу від 1.11.2023 року № 407
2. Строк подання студентом проекту (роботи)___10.12.2023р _____
3. Вихідні дані до проекту (роботи) Асинхронний двигун потужністю P_2=7кВт (ПВ-40%), $U_{1н}$=380В; h =200мм; синхронна частота обертання - 1000 об/хв.; кількість фаз -3; фазний ротор; спосіб захисту від навколишнього середовища – IP44; спосіб охолодження – ICO 01; умови експлуатації – У3.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Особливості теплового стану асинхронного двигуна у стаціонарному та нестаціонарному режимах роботи. 2. Особливості теплового розрахунку асинхронного двигуна з фазним ротором 3. Дослідження теплових режимів роботи асинхронного двигуна з фазним ротором в повторно-короткочасному режимі роботи. Висновки._____
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень)
1. Презентація (ФА4). 2. Візуальна теплова схема кранового асинхронного двигуна серії МТН211-6 (ФА1); 3 Теплова схема заміщення асинхронного двигуна серії МТН211-6 (ФА1).

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	ПРІЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
Технічний	КОЦУР М.І, доцент		
Нормоконтроль	КОЦУР М.І, доцент		

7. Дата видачі завдання__1.03.2023_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Особливості теплового розрахунку асинхрорнних двигунів у стаціонарному та нестаціонарному режимах роботи	до 02.09.23	
2	Особливості теплового розрахунку асинхронного двигуна з фазним ротором	до 01.10.23	
3	Дослідження теплових режимів роботи асинхронного двигуна з фазним ротором в повторно-короткочасному режимі роботи	до 10.11.23	
6	Графічної частини.	до 10.12.23	
7	Оформлення пояснювальної записки.	до 10.12.23	

Студент _____Микита ТІТАРЄВ
(підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник проекту (роботи) _____Михайло КОЦУР
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 95 с., 46 рис., 8 табл., 19 джерел.

ДВИГУН, ТЕПЛОЄМНІСТЬ, ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ, ТЕПЛОВИДІЛЕННЯ, ТЕМПЕРАТУРА, НАВАНТАЖЕННЯ

Предмет дослідження - крановий асинхронний двигун МТН211-6 потужністю 7кВт (ПВ-40%)

Об’єкт дослідження – теплові процеси в асинхронному двигуні з фазним ротором потужністю МТН211-6 потужністю 7кВт (ПВ-40%).

Мета роботи –визначення навантаження для стандартизованих значень ПВ за результатами теплового розрахунку кранового асинхронного двигуна.

Метод дослідження – аналітичний, чисельні методи розв’язання диференційних рівнянь, з використанням програм MathCAD, MS Word, Компас.

Розглянуто особливості теплового розрахунку асинхронного двигуна у стаціонарному та нестаціонарному режимах роботи. Виконано розрахунок теплових режимів роботи асинхронного двигуна з фазним ротором, який складається з визначення електричних, та постійних втрат машини при номінальному режимі роботи, теплової схеми заміщення, яка враховує теплові опори між елементами машини, теплоємності та зон тепловиділення, та динамічної теплової моделі, яка описує теплову схему заміщення і являє собою систему диференційних рівнянь першого порядку. Виконано дослідження та аналіз динаміки теплового стану основних елементів асинхронного двигуна з фазним ротором, побудовані залежності змін температур на етапах нагрівання та остигання асинхронного двигуна з фазним ротором, швидкостей зміни температур для основних вузлів при змінному повторно – короткочасному навантаженні S3. Визначенні навантаження асинхронного двигуна, при яких забезпечується номінальне теплове його навантаження.

ЗМІСТ

Завдання на проект

Реферат……...4

Вступ……...8

1 Особливості теплового розрахунку асинхронного двигуна у стаціонарному та нестаціонарному режимах роботи ……...9

1.1Особливості визначення початкових і граничний умов……..9

1.2Еквівалентні теплові схеми…….....10

1.3Тепловий розрахунок при нестаціонарних процесах……14

2 Особливості теплового розрахунку асинхронного двигуна з фазним ротором……..25

2.1 Вхідні данні для теплового розрахунку асинхронного двигуна з фазним ротором……25

2.2 Розрахунок потужності джерел тепловиділення……..……...28

2.3 Розрахунок теплових опорів елементів асинхронного двигуна…..……...30

2.4 Розрахунок теплоємкостей елементів асинхронного двигуна……..55

2.5 Математична модель теплової схеми заміщення…….....61

3 Дослідження теплових режимів роботи асинхронного двигуна з фазним ротором в повторно-короткочасному режимі роботи……..63

3.1 Початкові умови та модель навантаження для повторно-к короткочасного режиму роботи…….63

3.2. Аналіз динаміки температур основних елементів конструкції асинхронного двигуна з фазним ротором……...66

Висновки……..……93

Перелік джерел посилання…….……94

ВСТУП

Теплові процеси мають важливе практичне значення на різних етапах проектування, виробництва та експлуатації електричних машин. Сучасні методики з використанням сучасного ПЗ без особливих тимчасових витрат дозволяють вирішувати завдання будь-якої складності, будь те польові завдання по визначенню температурних полів або розрахунок температури окремих вузлів за допомогою еквівалентних теплових схем заміщення. Методи експериментальних досліджень, із застосуванням автоматизованих мікропроцесорних систем, дозволяють одержати найдокладнішу картину динаміки теплового стану різних вузлів електричних машин. Однак практичне застосування цього апарата досить обмежено. Проблеми виникають уже на перших етапах створення електричної машини. Використання для оцінки теплового стану щодо нескладних ЭТС із п’ять та більше елементами натрапляє на певні труднощі. Насамперед це ставиться до розрахунку теплових опорів. Ще більші проблеми виникають при експлуатації електричних машин.

Ефективний контроль температурного стану вузлів машини й тим більше прогнозування його в різних режимах роботи практично відсутні. У цьому зв'язку актуальним є створення динамічних теплових моделей вузлів електричних машин, за допомогою яких можна судити про тепловий стан електричних машин у різних режимах роботи.

Основною вимогою до таких моделей є адекватність відтворення теплових перехідних процесів у вузлах електричної машини при різних режимах роботи.

Наукова новизна:

Розроблено динамічну теплову модель асинхронного двигуна типу МТН-211-6, у вигляді системи диференціальних рівнянь першого порядку, яка відрізняється тим, що описує теплову схему заміщення з основними

елементами його конструкції.

Практична цінність:

За результатами уточнюючого теплового розрахунку основних вузлів кранового асинхронного двигуна для повторно-короткочасного режиму його роботи визначено оптимальні значення струмового навантаження асинхронного двигуна для номінальних значень ПВ. Встановлено що струмове навантаження асинхронного двигуна в залежності від ПВ потрібно зменшити на 5,7-12,3% для забезпечення гранично допустимого за класом ізоляції теплове навантаження асинхронного двигуна.

1 ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ АСИНХРОННИХ ДВИГУНІВ У СТАЦІОНАРНОМУ ТА НЕСТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМАХ РОБОТИ

1.1. Особливості визначення початкових і граничний умов

У завдання теплового розрахунку входить визначення середньої температури активних частин машини, визначення максимальних значень температури, залежно від параметрів режиму навантаження, обчислення теплових потоків між суміжними елементами конструкції, тобто розрахунок поля температури в машині.

Вихідними даними служать: розподіл втрат енергії по об’єму машини, значення фізичних величин(у першу чергу теплопровідності й теплоємності) і умови охолодження на граничних поверхнях. Можна вважати, що фізичні властивості застосовуваних матеріалів відомі досить добре, що не можна сказати про визначення локальних втрат, які виділяються в обмотках, активній сталі й деяких конструктивних елементах, тому що вони залежать від режиму навантаження й визначаються з електромагнітного розрахунку. Також існують проблеми з визначенням точності завдання граничний умов. Значення коефіцієнтів теплообміну істотно залежать від швидкості й режиму руху охолоджувальних середовищ. Отже, у тепловий розрахунок неминуче вносяться всі неточності вентиляційного розрахунку.

Застосування методів рішення, які забезпечують високу точність розрахунку температури, у задачах теплопровідності доцільно за умови підвищення адекватності електромагнітної моделі та уточненні граничних умов за експериментальним даними.

Прийнято вважати, що точність методу розрахунку й точність обчислень не повинні більш ніж на два порядки перевершувати точність завдання

вихідних величин. При цьому точність оцінюється значенням помилки.

1.2. Еквівалентні теплові схеми

Тепловий стан електричної машини описується лінійним диференціальними рівняннями. Їх рішення в тих випадках, коли зазначені рівняння досить точно характеризують тепловий стан окремих елементів конструкції й тепловий зв'язок між цими елементами, природно було б вважати основою теплового розрахунку машин [2].

У той же час аналіз продемонстрував, що ці рішення, як і самі рівняння, настільки схематизують реальний процес теплообміну в машині, що лише в самих рідких випадках можуть вважатися цілком точними. Ця обставина спонукала фахівців будувати тепловий розрахунок електричних машин на основі такої схематизації, при якій неминуча неточність результату виправдувалася простотою й наочністю самого методу розрахунку, тобто практичною доцільністю методу.

Найважливіший крок у цьому напрямку був зроблений в 1931 р. Р. Зодербергом, що розробив метод еквівалентної заміни елементів поля із внутрішніми джерелами теплоти елементами без внутрішніх джерел. Суть цієї пропозиції зводилася до одержання двомірних рішень на основі одномірних за правилами додавання опорів лінійного електричного ланцюга [3].

Рішення одномірного стаціонарного рівняння Пуассона для симетрично охолоджуваної нескінченної пластини товщиною 2 δ має такий вигляд:

$$\upsilon = \upsilon_0 + p_0 \cdot \left[\frac{\delta}{\alpha} + \frac{\delta^2}{2 \cdot \lambda} \cdot \left(1 - \frac{x^2}{\delta^2} \right) \right]. \qquad (1.1)$$

Це рішення дійсно для пластини товщиною δ, охолоджуваної з однієї сторони (умова симетрії). Якщо розміри такої пластини обмежені висотою *h* і шириною *b*, то при сумарних втратах у пластині *P* одержимо:

$$p_0 = P \cdot (\delta \cdot b \cdot h) \ . \tag{1.2}$$

і при температурі навколишнього середовища $\upsilon_0 = 0$

$$\upsilon = P \cdot \left[\frac{1}{\alpha \cdot b \cdot h} + \frac{\delta}{2} \cdot \frac{1}{\lambda \cdot b \cdot h} \cdot \left(1 - \frac{x^2}{\delta^2} \right) \right]. \tag{1.3}$$

З (1.3) випливає, що

$$\left.\begin{aligned} \upsilon_{\max} &= P \cdot \left(\frac{1}{\alpha \cdot b \cdot h} + \frac{\delta}{2} \cdot \frac{1}{\lambda \cdot b \cdot h} \right) \\ \upsilon_{\min} &= P \cdot \left(\frac{1}{\alpha \cdot b \cdot h} \right) \\ \Delta\upsilon = \upsilon_{\max} - \upsilon_{\min} &= P \cdot \frac{\delta}{2} \cdot \frac{1}{\lambda \cdot b \cdot h} \end{aligned}\right\} \ . \tag{1.4}$$

Середня температура

$$\upsilon_{ср} = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} P \cdot \left[\frac{1}{\alpha \cdot b \cdot h} + \frac{\delta}{2} \cdot \frac{1}{\lambda \cdot b \cdot h} \cdot \left(1 - \frac{x^2}{\delta^2} \right) \right] \cdot dx = P \left(\frac{1}{\alpha \cdot b \cdot h} + \frac{\delta}{3} \cdot \frac{1}{\lambda \cdot b \cdot h} \right) \tag{1.5}$$

В [3] ставиться задача визначення товщини еквівалентної пластини, що має таку ж температуру (середню або максимальну, на вибір), як розглянута пластина, але за умови, що втрати зосереджені на одній з її бічних поверхонь. Як легко зрозуміти, рішення цього завдання дозволить заміняти в одномірних процесах елементи з розподіленими втратами еквівалентними елементами із зосередженими втратами.

Рішення рівняння Лапласа для охолоджуваної з однієї сторони пластини товщиною δ, коли втрати зосереджені на не охолоджуваній стороні, для максимальної температури [3]:

$$\upsilon_{экв.\max} = P \cdot \left(\frac{1}{\alpha \cdot b \cdot h} + \frac{\delta_{экв}}{\lambda \cdot b \cdot h} \right). \quad (1.6)$$

Отже, якщо максимальна температура еквівалентної пластини (рис. 1.1) повинна бути дорівнює максимальній температурі реальної пластини, то, дорівнюючи (1.6) і (1.4), одержимо:

$$\delta_{экв} = \frac{\delta}{2}.$$

Якщо ж необхідно виконати вимогу одержувати при еквівалентній заміні середню температуру, то, порівнюючи (1.6) і (1.5), будемо мати:

$$\delta_{экв} = \frac{\delta}{3}.$$

Таким чином, еквівалентна товщина пластини визначається при заміні параболи прямою лінією.

Величину $\frac{\delta_{экв}}{\lambda \cdot b \cdot h}$ називають тепловим опором пластини а процес теплопровідності в реальній пластині по (1.4) трактується як результат подолання тепловим потоком *P* двох опорів:

1. теплового опору: $\frac{\delta}{2} \cdot \frac{1}{\lambda \cdot b \cdot h} = \frac{\delta_{экв}}{\lambda \cdot b \cdot h}$;
2. теплового опору конвекції: $\frac{1}{\alpha \cdot b \cdot h}$.

Так що сумарний опір має вигляд:

$$R = \frac{\delta_{экв}}{\alpha \cdot b \cdot h} + \frac{1}{\lambda \cdot b \cdot h}. \qquad (1.7)$$

Розглянемо тепер двомірну стаціонарну задачу (рис. 1.2). Будемо вважати, що в напрямках осей *Ox* й *Oy* є незалежні опори такого виду й при взаємодії вони складаються, як паралельні опори електричного лінійного ланцюга.

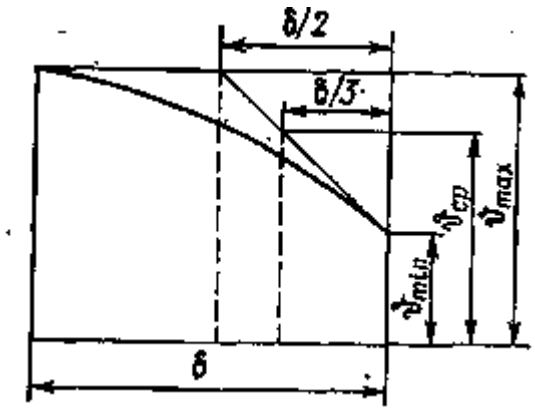

Рисунок 1.1 - Еквівалентна пластина

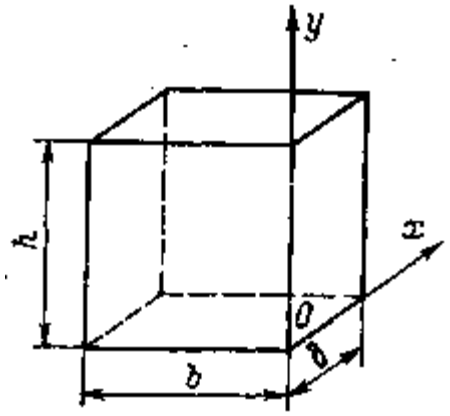

Рисунок 1.2 - До визначення двомірної теплопровідності

Одержимо:

$$R_x = \frac{1}{\alpha_x \cdot b \cdot h} + \frac{\delta}{3} \cdot \frac{1}{\lambda_x \cdot b \cdot h}, \qquad (1.8)$$

$$R_y = \frac{1}{\alpha_y \cdot b \cdot h} + \frac{h}{3} \cdot \frac{1}{\lambda_y \cdot b \cdot h}. \quad (1.9)$$

Запишемо відповідно до сформульованого принципу:

$$R = \frac{R_x \cdot R_y}{R_x + R_y}. \quad (1.10)$$

Варто підкреслити, що викладений метод розрахунку дозволяє одержати не тільки локальні значення температури, але і її розподіл, припускаючи параболічну залежність від координат в обох напрямках.

Зіставлення результатів розрахунку по методу еквівалентних схем з результатами точного рішення двомірних завдань показало, що помилка у визначенні середньої температури не перевершує [4,0%], максимальної температури - [7,5%]. Така точність цілком задовільна для практики.

У цей час еквівалентні теплові схеми застосовуються також для рішення завдань із тривимірним поширенням теплоти, причому саме в цьому випадку даному методу не можуть бути протипоставлені які-небудь інші методи теплового розрахунку.

1.3 Тепловий розрахунок при нестаціонарних процесах

Аналітичні рішення нестаціонарних завдань досить громіздкі. Що ж стосується нестаціонарних процесів в електричних машинах, то їх варто віднести до числа цілком типових експлуатаційних явищ, у зв'язку із чим їхній аналіз досить актуальний. Із цієї причини при розробці теорії електричних машин вживали спроби одержати розрахункові формули на основі таких

допущень, які б, схематизуючи процес, давали результати, що задовільно наближаються до дійсності.

Допущеннями, так називаної класичної теорії нагрівання, є наступні твердження:

1. Вся електрична машина (або її аналізований елемент) є єдиним тілом, що володіє необмеженою теплопровідністю, що приводить до відсутності градієнта температури по будь-якому напрямку в обсязі машини.

2. Температура навколишнього середовища υ_c незмінна, тобто навколишнє середовище має необмежену теплоємність.

3. Коефіцієнт тепловіддачі α між поверхнею машини й навколишнім середовищем не залежить від місця й тривалості протікання процесу.

Запишемо рівняння теплопровідності для одиниці об'єму тіла, охолоджуваного з поверхні:

$$cp - \frac{\partial \upsilon}{\partial t} = \lambda \cdot \nabla^2 \cdot \upsilon + p_0 - \alpha \cdot \frac{F}{V} \cdot (\upsilon - \upsilon_c). \qquad (1.11)$$

При розгляді конкретного обсягу V для умов $\nabla \upsilon = 0$, $\upsilon_c = 0$ одержимо:

$$Pdt = cGd\upsilon + \alpha F \upsilon dt, \qquad (1.12)$$

де $G = pV$ - маса тіла;

$P = p_0 V$ - виділювані втрати.

Рівняння (1.12) легко трактується як рівняння теплового балансу, відповідно до якого теплота, що виділилася, витрачається частково на підвищення ентальпії тіла, частково приділяється в навколишнє середовище. Таким чином, рівняння (1.12) може бути отримане безпосередньо з міркувань.

На основі рівняння (1.12) проаналізуємо спочатку процес нагрівання тіла. Якщо втрати P кінцеві, то при прагненні тривалості процесу до

нескінченності температура тіла прагне до сталого значення: $\upsilon \to \upsilon_y$ при $t \to \infty$. Але в сталому режимі ентальпія не міняється й вся теплота, що виділяється протягом довільного відрізка часу Δt, передається навколишньому середовищу:

$$P\Delta t = \alpha \cdot F \cdot \upsilon_y \Delta t, \tag{1.13}$$

звідси

$$\vartheta_y = \frac{P}{\alpha \cdot F}. \tag{1.14}$$

Тепер рівняння (1.12) може бути переписане у вигляді:

$$\alpha \cdot F \cdot \upsilon_e dt = cGd\upsilon + \alpha F \upsilon dt \tag{1.15}$$

В останнім рівнянні змінні розділяються:

$$\frac{\alpha \cdot F}{c \cdot G} dt = \frac{d\upsilon}{\upsilon_y - \upsilon}, \tag{1.16}$$

введемо позначення:

$$T = \frac{cG}{\alpha F}, \tag{1.17}$$

тоді

$$\frac{t}{T} = -\ln(\upsilon_y - \upsilon) + const. \tag{1.18}$$

На початку процесу машина мала фіксовану температуру υ_0, тобто $\upsilon = \upsilon_0$ при $t = 0$.

Звідки

$$C = \ln(\upsilon_в - \upsilon_0), \tag{1.19}$$

таким чином

$$\frac{t}{T} = \ln\frac{\upsilon_y - \upsilon_0}{\upsilon_y - \upsilon},$$

$$\upsilon = \upsilon_y \cdot \left(1 - e^{\frac{-t}{T}}\right) + \upsilon_0 \cdot e^{\frac{-t}{T}}. \tag{1.20}$$

Отримане рівняння нагрівання описує експонентний закон збільшення температури (рис. 1.3, крива 1).

Помітимо, що при $\upsilon_0=0$

$$\upsilon = \upsilon_y \cdot \left(1 - e^{\frac{-t}{T}}\right). \tag{1.21}$$

Розглянемо тепер процес остигання від температури υ_0 при скиданні навантаження (рис. 1.3, крива 2). Для цієї мети покладемо в рівняння (1.12) $P = 0$.

Тоді

$$\frac{d\upsilon}{\upsilon} = -\frac{\alpha \cdot F}{c \cdot G} dt = -\frac{dt}{T}, \tag{1.22}$$

звідки

$$\frac{t}{T} = -\ln \upsilon + const\,. \qquad (1.23)$$

З огляду на те, що υ= υ_0 при t= 0, одержимо:

$$C = \ln(\upsilon_0)\,,$$

$$\upsilon = \upsilon_0 \cdot e^{-t \cdot T}\,. \qquad (1.24)$$

Як можна бачити (рис. 1.3) крива нагрівання 3 при $\upsilon_0 \neq 0$ є сума кривої нагрівання 1 при υ_0 = 0 і кривій остигання *2* від температури υ_0. Постійна *T,* що характеризує інтенсивність нестаціонарного теплообміну й залежить від теплоємності тіла, його маси, поверхні охолодження й коефіцієнта теплообміну, дуже зручна при аналізі змінних навантажень й інших несталих режимів. Вона називається постійної часу й має простий геометричний зміст (рис. 1.4).

З рівняння (1.20) випливає, що при υ_0 = 0

$$\frac{d\upsilon}{dt} = \frac{1}{T} \cdot \left(\upsilon_y - \upsilon\right), \qquad (1.25)$$

але

$$\frac{d\upsilon}{dt} = tg(\beta) = \frac{AB}{BC} = \frac{1}{BC} \cdot \left(\upsilon_y - \upsilon\right)\,. \qquad (1.26)$$

де ВС — під дотична кривій нагрівання.

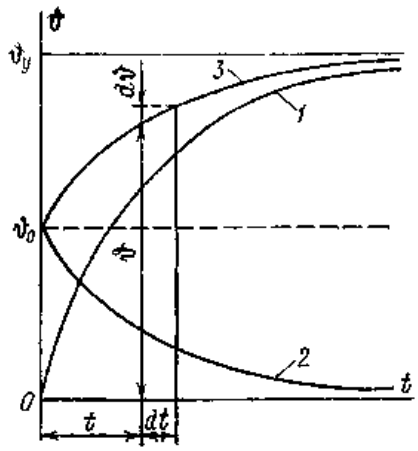

Рисунок 1.3 – Крива зміни температури

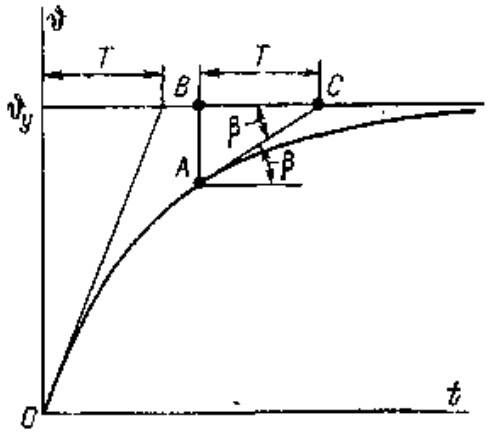

Рисунок 1.4 - Геометричний зміст постійної часу

Звідси для довільної крапки кривої:

$$\frac{t}{T}\cdot\left(\upsilon_y-\upsilon\right)=\frac{1}{BC}\cdot\left(\upsilon_y-\upsilon\right), \tag{1.27}$$

отже $T = BC$.

Таким чином, T є під дотична в довільній точці кривої нагрівання (або остигання).

Формула (1.20) є точною при відсутності температурних перепадів у тілі й охолоджувальному середовищі, тобто на перший погляд вона придатна лише для розрахунку нагрівання высокотеплопровідних деталей, омиваних потужним потоком теплоносія, коли:

$$\upsilon_y = \Delta\upsilon_\alpha = \frac{P}{\alpha \cdot F}\ , \tag{1.28}$$

$$T = \frac{\Delta\upsilon_\alpha \cdot c \cdot G}{P} = \frac{c \cdot G}{\alpha \cdot F}\ . \tag{1.29}$$

Замічено, однак, що наведений аналіз можна поширити на багато об'єктів, що далеко не задовольняють класичним передумовам, за умови, що під величиною υ_y приймається стале середнє або максимальне перевищення температури тіла, що нагріває, над найменшою температурою охолоджувального середовища, а під величиною постійною часу T – відношення цього перевищення до адіабатної швидкості наростання температури тіла:

$$T = \frac{\upsilon_y}{\Delta_{ad}} = \frac{\upsilon_y \cdot c \cdot G}{P}\ . \tag{1.30}$$

Для самого загального випадку, коли є перепади температури в активному ($\Delta\upsilon_{\lambda a)}$ і ізоляційному ($\Delta\upsilon_{\lambda з}$) шарах, конвективний перепад з поверхні ($\Delta\upsilon_{a)}$ і підігрів охолоджувального середовища ($\Delta\upsilon_c$), величини $\upsilon_в$ і T можна виразити в такий спосіб:

$$\upsilon_y = \Delta\upsilon_c + \Delta\upsilon_a + \Delta\upsilon_{\lambda из} + \Delta\upsilon_{\lambda a}\ , \tag{1.31}$$

$$T = \upsilon_y \cdot \left(\frac{P}{c_a G_a + c_{из} G_{из} + c_c G_c}\right)^{-1} = \frac{c_a G_a}{\alpha F} \cdot \left(1 + \frac{\Delta\upsilon_{\lambda из}}{\Delta\upsilon_\alpha} + \frac{\Delta\upsilon_{\lambda a}}{\Delta\upsilon_\alpha} + \frac{\Delta\upsilon_{\lambda c}}{\Delta\upsilon_\alpha}\right) \times$$

$$\times \left(1 + \frac{c_{из} G_{из}}{c_a G_a} + \frac{c_c G_c}{c_a G_a}\right). \tag{1.32}$$

Застосований формальний прийом забезпечує якісну правильність виводів: формула (1.32) справедливо вказує на уповільнення нестаціонарного процесу при наявності внутрішніх і зовнішніх перепадів температури. Фізично це уповільнення порозумівається, зокрема, кінцевою теплопровідністю приєднаних мас, що прогрівають.

Як випливає з виразів (1.31) і (1.32), важливими характеристиками нестаціонарного процесу є співвідношення температурних перепадів усередині тіла, в охолоджувальному середовищі й на поверхні тіла в сталому режимі. Ці співвідношення в різних частинах електричних машин змінюються в широких межах: наприклад, внутрішній перепад становить одиниці відсотків конвективного перепаду в неізольованій мідній шині з повітряним охолодженням і може в кілька разів перевершувати конвективний перепад при водневому охолодженні осердя статора.

Зіставлення наближених рішень по (1.20) і (1.32) з точними рішеннями задач теплопровідності для характерних активних частин електричних машин дає цілком сприятливу картину. Виявляється, що експонентна форма кривої нагрівання з постійної часу, що виступає як міра теплової інерції, характерна для пакетів активної сталі статора або ротора як в основний, так й у торцевій зоні магнитопровіда.

Перевищення температури також може бути визначене шляхом графічного або аналітичного інтегрування при будь-якому графіку навантаження й, отже, при заданих втратах p=f(t) [4]:

при $T = const$

$$\upsilon_y = e^{-\frac{t}{T}} \cdot \int_0^t \frac{1}{G} \cdot p(t) \cdot e^{\frac{t}{T}} dt \,, \qquad (1.33)$$

при $T = f(t)$

$$\upsilon_y = e^{\int_0^t \frac{dt}{T}} \cdot \int_0^t \frac{1}{G} \cdot p(t) \cdot e^{\int_0^t \frac{dt}{T}} dt \,. \qquad (1.34)$$

Достатню точність дає рівняння (1.33) і при змінному *T*, якщо користуватися його середнім значенням.

Графічне інтегрування (1.33) можна спростити, якщо графік навантаження розбити на проміжки t_1, $t_2 - t_1$, $t_3 - t_2$ і т.д. (рис. 1.5), протягом яких втрати можна прийняти постійними й рівними відповідно p_1, p_{21}, p_{23} і т.д. (при цьому деякі із цих величин можуть бути дорівнюють нулю).

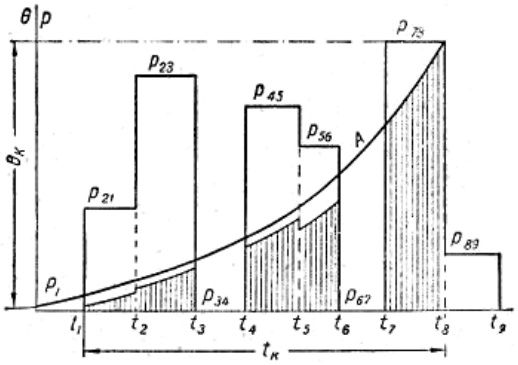

Рисунок. 1.5 - Визначення максимальної температури при змінного навантаження

Якщо тепловіддача протягом цих проміжків може бути прийнята незмінному й рівної середньому значенню, то одержимо:

$$\upsilon(t) = e^{-\varphi(t)} \cdot \left[\int_o^{t_1} \frac{p_1}{C} \cdot e^{\varphi(t)} dt + \int_0^{t_2} \frac{p_2}{C} \cdot e^{\varphi(t)} dt + \ldots \right], \qquad (1.35)$$

де

$$\varphi(t) = \left[\frac{1}{t} \cdot \int_0^t \alpha(t) dt \right] \cdot t = \alpha_t \cdot t \,, \qquad (1.36)$$

$$\alpha_t = \frac{1}{t} \cdot \int_0^t \alpha(t)dt = \frac{1}{T}. \qquad (1.37)$$

При $p = p_{78} = const$

$$\upsilon = \upsilon_к;$$

при $p = \text{var}$

$$\upsilon = \frac{S}{S_A} \cdot \upsilon_k$$

де S_A – площа між експонентою $e^{-\frac{t}{T}}$ й віссю абсцис;

S – заштрихована площа, отримана перерахуванням ординат експоненти у відношенні $\frac{p_{67}}{p_{78}} = \frac{p_{56}}{p_{78}}$ і.т.д.

Типовим режимом навантаження деяких електричних машин, наприклад кранових двигунів, є режим повторно-короткочасного навантаження. Якщо час роботи з навантаженням (рис. 1.6) у кожному циклі τ рівно $\tau_н$ і час холостого ходу дорівнює τ_0, то відношення:

$$\frac{\tau_н}{\tau} = \frac{\tau_н}{\tau_н + \tau_0}, \qquad (1.38)$$

дає відносну тривалість включення (звичайно вона виміряється у відсотках і дорівнює 15, 25, 40 та 60%). Крива 1 ставиться до повторно-короткочасного режиму, крива 2 – до тривалого.

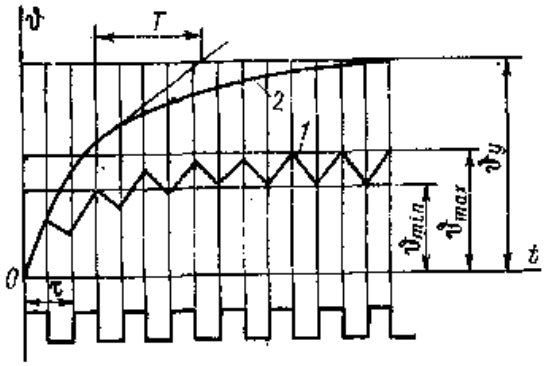

Рисунок 1.6 - Графік повторно-короткочасного навантаження й зміни температури.

В сталому повторно-короткочасному режимі:

$$\upsilon_{\max} = \frac{1 - e^{-\frac{\tau_н}{T}}}{1 - e^{-\frac{\tau}{T}}} \cdot \upsilon_{у.п}, \tag{1.39}$$

$$\upsilon_{\max} = \frac{e^{-\frac{\tau_0}{T}} - e^{-\frac{\tau}{T}}}{1 - e^{-\frac{\tau}{T}}} \cdot \upsilon_{у.п}. \tag{1.40}$$

де $\upsilon_{у.\,п.}$— стале значення температури в тривалому режимі.

Після закінчення деякого часу режим установлюється, тобто зменшення температури за час остигання $\tau_н$ стає рівним збільшенню температури за час $\tau_{н.}$

2 ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ АСИНХРОННОГО ДВИГУНА З ФАЗНИМ РОТОРОМ

2.1 Вхідні данні для теплового розрахунку асинхронного двигуна з фазним ротором

Для теплового розрахунку, в тому числі для розрахунку теплових опорів необхідні додаткові геометричні розміри елементів машини, маси окремих елементів машини які не наведені у довідкових матеріалах і обираються з технічної документації електричної машини. Необхідні додаткові геометричні розміри показані на рис.2.1, рис.2.2, рис.2.3.

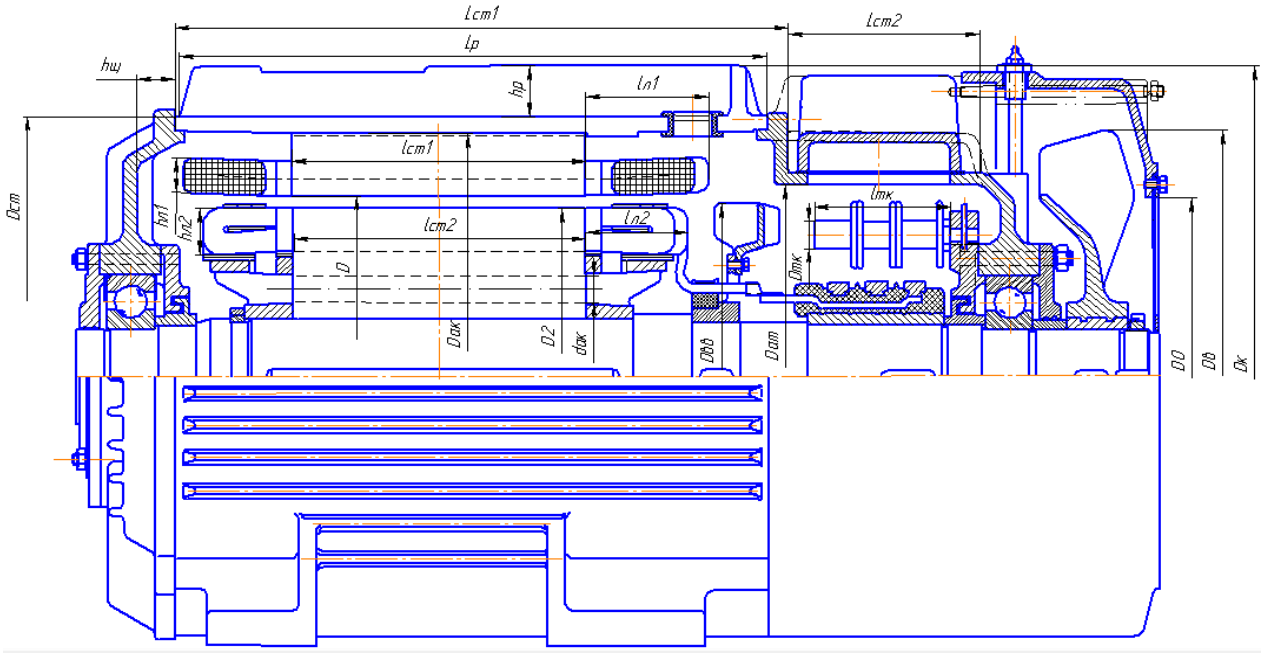

Рисунок 3.1 - Геометричні розміри фазного АД типу MTF-211-6 для теплового розрахунку

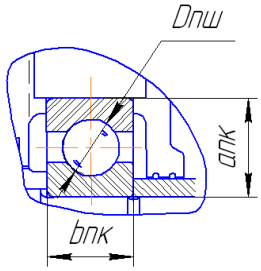

Рисунок 3.2 - Розміри підшипника та підшипникового корпуса

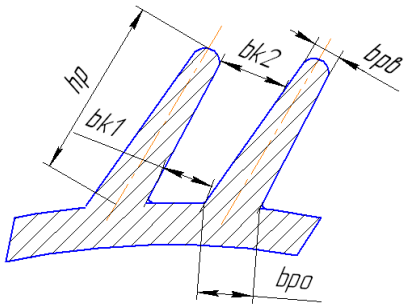

Рисунок 3.3 - Розміри міжреберного каналу станини АД

Додаткові геометричні розміри елементів двигуна (рис. 3.1) [16]:

-меньший внутрішній діаметр кожуха двигуна: $D_{ам}$=0.2082 м

-внутрішній діаметр кожуха двигуна: $D_{ак}$=0.36 м

-внутрішній діаметр кожуха двигуна: $D_{рв}$=0.085 м

Геометричні розміри контактних кілець двигуна (рис. 3.1) [16]:

-довжина вала тримача контактних кілець: $l_{тк}$=0.12 м.

-ширина контактних кілець: $l_{кк}$=0.00422 м.

-діаметр вала тримача контактних кілець: $D_{тк}$=0.02 м.

-діаметр вала тримача контактних кілець: $D_{кк}$=0.05 м.

Геометричні розміри підшипника двигуна (рис. 3.2) [16]:

-діаметр підшипникового шарика $d_{пш}$=0.022 м

-довжина підшипникового корпуса : $a_{пк}$=0.023 м.

-ширина підшипникового корпуса : $b_{пк}$=0.0352 м.

Геометричні розміри системи обдуву двигуна (рис. 3.1, рис. 3.3) [16]:

-діаметр вікна для входу охолоджувального повітря : D_0=0.2635 м.

-діаметр станіни двигуна : $D_{ст}$=0.384 м.

-загальний діаметр корпуса двигуна : $D_к$=0.46 м.

-довжина станіни двигуна по більшему діаметру станини : $L_{ст1}$=0.451 м.

-довжина станіни двигуна по меньшому діаметру станини : $L_{ст2}$=0.138 м.

-довжина ребер двигуна : $L_р$=0.555 м.

-висота ребер двигуна : $h_р$=0.036 м.

-меньша ширина ребер двигуна : $b_{рв}$=0.007 м.

-більша ширина ребер двигуна : $b_{ро}$=0.012 м.

-кількість ребер (ефективне): $H_р$=46

-кут між вісями ребер двигуна: $\gamma_р=360^0$

-діаметр зовнішнього вентилятора двигуна : $D_в$=0.256 м.

-діаметр внутрішнього вентилятора двигуна : $D_{вв}$=0.0639 м.

- ширина підшипникового щита двигуна : $h_{тк}$=0.04 м.

-діаметр внутрішнього вентилятора двигуна : $D_{тк}$=0.0639 м.

Температури внутрішнього та зовнішнього навколішніх середовищ [16]:

-температура навколішнього середовища υ_0=40 C^o

-температура внутрішнього охолоджувального середовища $\upsilon_{0в}$=40 C^o

Маси елементів машини :

-маса обмоточного провіда статора марки ПЭТ-200 $m_{мс}$=20.5 кг

-маса обмоточного провіда ротора марки ПЭТ-200 $m_{мр}$=15.1 кг

-маса вала двигуна (конструкційна сталь марки 45) $m_{вал}$=52 кг

-маса корпуса двигуна, яка складається з мас самого корпуса, передньої та задньої підшипникової кришки, внутрішнього та зовнішнього вентилятора): $m_{корпус}$=157 кг

-маса контактних кілець двигуна $m_к$=1.6 кг

2.2 Розрахунок потужності джерел тепловиділення

Розрахунок втрат тепла у лобовій зоні обмотки статора:

$$J_4 = \frac{P'_{э1} \cdot l_{л1}}{l_{ст1} + l_{л1}} \tag{2.1}$$

$$J_4 = 488.453 \text{ Вт}$$

Розрахунок втрат тепла у пазовій зоні обмотки статора:

$$J_3 = P'_{э1} - J_4 \tag{2.2}$$

$$J_3 = 658.138 \text{ Вт}$$

Розрахунок втрат тепла у зоні ярма осердя статора:

$k_д = 6$ -коефіцієнт додоткових втрат (стор. 197) [2].

Визначимо коефіцієнт втрат у зубцевій зоні осердя статора :

$$k_{зс} = \frac{B_{z1ср}^2}{B_a^2 + B_{z1ср}^2} \tag{2.3}$$

$$k_{зс} = 0.547$$

$$J_1 = \left(1 - k_{зс}\right) \cdot \left(P_{пов1} + P_{пул1} + P_{ст.осн} + 0.5 \cdot k_д \cdot P_{доб} \cdot 10^3\right) \tag{3.4}$$

$$J_1 = 466.764 \text{ Вт}$$

Розрахунок втрат тепла у зубцевій зоні статора:

$$J_2 = k_{зс} \cdot \left(P_{пов1} + P_{пул1} + P_{ст.осн} + 0.5 \cdot k_д \cdot P_{доб} \cdot 10^3\right) \tag{2.5}$$

$$J_2 = 562.705 \quad \text{Вт}$$

Розрахунок втрат тепла у лобовій зоні обмотки ротора:

$$J_6 = \frac{P'_{э2} \cdot l_{л2}}{l_{ст2} + l_{л2}} \tag{2.6}$$

$$J_6 = 302.348 \quad \text{Вт}$$

Розрахунок втрат тепла у пазовій частині обмотки ротора:

$$J_8 = P'_{э2} - J_6 \tag{2.7}$$

$$J_8 = 421.476 \quad \text{Вт}$$

Розрахунок втрат тепла в ярмі осердя ротора:

Визначимо коефіцієнт втрат у зубцевій зоні осердя ротора :

$$k_{зр} = \frac{B_{z2ср}^{\,2}}{B_{z2ср}^{\,2} + B_j^{\,2}} \tag{2.8}$$

$$k_{зр} = 0.812$$

$$J_9 = \left(1 - k_{зр}\right) \cdot \left(P_{пов2} + P_{пул2} + 0.5 \cdot k_д \cdot P_{доб} \cdot 10^3\right) \tag{2.9}$$

$$J_9 = 79.69 \quad \text{Вт}$$

Розрахунок втрат тепла у зубцевій зоні ротора:

$$J_7 = k_{зр} \cdot \left(P_{пов2} + P_{пул2} + 0.5 \cdot k_д \cdot P_{доб} \cdot 10^3 \right) \quad (2.10)$$

$$J_7 = 345.178 \quad Вт$$

Розрахунок втрат тепла у контактних кільцях двигуна:

$$J_{12} = P_{тр.щ} + P'_{эщ} \quad (2.11)$$

$$J_{12} = 164.449 \quad Вт$$

Розрахунок сумарних втрат джерела тепла :

$$P = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_6 + J_7 + J_8 + J_9 + J_{12} \quad (2.12)$$

$$P = 3.489 \times 10^3 \quad Вт$$

2.3 Розрахунок теплових опорів елементів асинхронного двигуна

Розрахунок внутрішніх теплових опорів, які не зіткненні з внутрушнім охолоджувальним середовищем

Тепловий опір (ТСП) між лобовою та пазовою зонами обмотки статора(R_4)

Площа перерізу провідників обмотки статора:

$$S_{мс} = Z_1 \cdot q_{эф.с} \cdot 10^{-6} \quad (2.13)$$

$$S_{мс} = 0.0005 \ м^2$$

$$R_4 = \frac{l_{ст1} + l_{л1}}{12 \cdot \lambda_м \cdot S_{мс}} \quad (2.14)$$

$$R_4 = 0.166 \quad К/Вт$$

Тепловий опір (ТСП) між лобовою та пазовою зонами обмотки ротора(R7)

Площа перерізу провідників обмотки статора

$$S_{мр} = Z_2 \cdot q_{эф.р} \cdot 10^{-6} \quad (2.15)$$

$$S_{мр} = 2.791 \times 10^{-4} \quad м^2$$

$$R_7 = \frac{l_{ст2} + l_{л2}}{12 \cdot \lambda_м \cdot S_{мр}} \quad (2.16)$$

$$R_7 = 0.27 \quad К/Вт$$

Тепловий опір від обмотки статора до сталі статора

Периметр зіткнення обмотки зі стінками паза

$$П = 2 \cdot h_1 + b2 - 2 \cdot h_к - 6 \cdot \Delta_{нпс} \quad (2.17)$$

де $\Delta_{нпс}$=0.00025 - товщина ув'язування пазової ізоляції статора, м.

$$П = 4.341 \times 10^{-3} \quad м$$

Тепловий опір пазової ізоляції з врахуванням зазора від разшихтовки (0,2 мм)

$$R_{пис} = \frac{1}{П \cdot Z_1 \cdot l_{ст1}} \cdot \left[\frac{\Delta_{нпс}}{\lambda_{ип}} + \frac{0.2 \cdot 10^{-3}}{0.03 + \left(\lambda_л - 0.03\right) \cdot k_п \cdot \left(2 - k_п\right)} \right] \quad (2.18)$$

де $\lambda_{ип}$=0.27 Вт/(м*К) - коефіцієнт теплопровідності пазової ізоляції класа Н(емаль);

$\lambda_л$=0.14 Вт/(м*К) - коефіцієнт теплопровідності просочуваного лаку;

$к_п$=0.3 - коефіцієнт просочування.

$$R_{пис} = 0.048 \quad К/Вт$$

Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності обмотки з круглого проводу, марка проводу ПЄТ-200

$$\lambda_{екв} = 0.17 \cdot \left[1 + 0.81 \cdot \left(d_{1из} \cdot 10^{-3} \right)^2 + d_{1из} \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 - 1.15 \left(1 - k_п \right)^2 \right] \right] \quad (2.19)$$

$$\lambda_{екв} = 0.17 \quad Вт/(м*К)$$

Коефіцієнт форми паза, характеризуючий двомірне температурне поле

$$\xi = \frac{(b1 + b2)}{\left(4 \cdot h_{п1} - b1\right)} \quad (2.20)$$

$$\xi = 0.132$$

Тепловий опір ізоляції провідників в пазу:

$$R_{пес} = \frac{\xi \cdot (1 - 0.5 \cdot \xi)}{6 \cdot Z_1 \cdot l_{ср1} \cdot \lambda_{екв}} \quad (2.21)$$

$$R_{пес} = 0.002 \quad К/Вт$$

Тепловий опір між пазовою зоною та зоною спинки статора (R_2)

$$R_2 = \frac{b2}{b2 + 2 \cdot h_1} \cdot \left(R_{пис} + R_{пес}\right) \tag{2.22}$$

$$R_2 = 0.04 \quad К/Вт$$

Тепловий опір між пазовою зоною та зубцевою зоною статора (R_3)

$$R_3 = \frac{2 \cdot h_1}{b2 + 2 \cdot h_1} \cdot \left(R_{пис} + R_{пес}\right) \tag{2.23}$$

$$R_3 = 0.011 \quad К/Вт$$

Тепловий опір (ТСП) від обмотки ротора до сталі ротора

Периметр зіткнення обмотки зі стінками паза пластини ротора

$$П = 2 \cdot h_{п2} + b_{2р} - 2 \cdot h_{ш2} - 6 \cdot \Delta_{нпр} \tag{2.24}$$

де $\Delta_{нпр}$=0.00025 - товщина ув'язування пазової ізоляції ротора, м.

$$П = 0.073 \quad м$$

Тепловий опір пазової ізоляції з врахуванням зазора від разшихтовки (0,2 мм)

$$R_{пир} = \frac{1}{П \cdot Z_2 \cdot l_{ст2}} \cdot \left[\frac{\Delta_{нпр}}{\lambda_{ип}} + \frac{0.2 \cdot 10^{-3}}{0.03 + \left(\lambda_{л} - 0.03\right) \cdot k_{п} \cdot \left(2 - k_{п}\right)} \right] \quad (2.25)$$

$$R_{пир} = 0.004 \text{ К/Вт}$$

Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності обмотки з круглого проводу, марка проводу ПЄТВ

$$\lambda_{екв} = 0.17 \cdot \left[1 + 0.81 \cdot \left(d_{1из.р} \cdot 10^{-3} \right)^2 + d_{1из.р} \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 - 1.15 \left(1 - k_{п} \right)^2 \right] \right] \quad (2.26)$$

$$\lambda_{екв} = 0.17 \text{ Вт/(м*К)}$$

Коефіцієнт форми паза, характеризуючий двомірне температурне поле

$$\xi = \frac{\left(b_{1р} + b_{2р}\right)}{\left(4 \cdot h_{z2} - b_{1р}\right)} \quad (2.27)$$

$$\xi = 0.086$$

Тепловий опір ізоляції провідників у пазу:

$$R_{пер} = \frac{\xi \cdot (1 - 0.5 \cdot \xi)}{6 \cdot Z_2 \cdot l_{ст2} \cdot \lambda_{екв}} \quad (2.28)$$

$$R_{пер} = 0.0078 \text{ К/Вт}$$

Тепловий опір між пазовою зоною та зоною ярма осердя ротора (R_{11})

$$R_{11} = \frac{b_{2p}}{b_{2p} + 2 \cdot h_{п2}} \cdot \left(R_{пир} + R_{пер}\right) \qquad (2.29)$$

$$R_{11} = 0.0006 \text{ К/Вт}$$

Тепловий опір між пазовою зоною та зубцевою зоною ротора (R_9)

$$R_9 = \frac{2 \cdot h_{п2}}{b_{2p} + 2 \cdot h_{п2}} \cdot \left(R_{пир} + R_{пер}\right) \qquad (2.30)$$

$$R_9 = 0.012 \quad \text{К/Вт}$$

Тепловий опір зубців на пів- висоти статора

$$R_{zc} = \frac{h_{п1}}{2 \cdot Z_1 \cdot b_{z1} \cdot l_{ст1} \cdot k_{зс} \cdot \lambda_{fe}} \qquad (2.31)$$

де λ_{fe}=33 Вт/(м*К) - коефіцієнт теплопровідності осердя для марки сталі 2212;

$к_{зс}$=0.97 - коефіцієнт заповнення сталі при товшині листа 0,5мм.

$$R_{zc} = 0.009 \quad \text{К/Вт}$$

Тепловий опір ярма статора

$$R_{jc} = \frac{h_a}{\pi \cdot \left(D_{ак} - h_a\right) \cdot l_{ст1} \cdot k_{зс} \cdot \lambda_{fe}} \qquad (2.32)$$

$$R_{jc} = 2.864 \times 10^{-3} \text{ К/Вт}$$

Тепловий опір зазора між статором та станиною (R_{13})

$$R_{\Delta ст} = \frac{4.5 \cdot 10^{-4} \cdot \left(1 + 3 \cdot D_{ак}\right)}{\pi \cdot D_{ак} \cdot \lambda_b} \tag{2.33}$$

де λ_b=0.125 - коефіцієнт теплопровідності у зазорі.

$$R_{\Delta ст} = 0.007 \ \text{К/Вт}$$

Тоді:

$$R_{13} = R_{zc} + R_{jc} + R_{\Delta ст} \tag{2.34}$$

$$R_{13} = 0.019 \ \text{К/Вт}$$

Тепловий опір між зубцевою зоною та зоною ярма осердя статора (R_1)

$$R_1 = R_{zc} + R_{jc} \tag{2.35}$$

$$R_1 = 0.012 \ \text{К/Вт}$$

Тепловий опір між осердям ротора та валом

Тепловий опір зубців на пів висоти ротора

$$R_{zp} = \frac{h_{z2}}{2 \cdot Z_2 \cdot b_{z2} \cdot l_{ст2} \cdot k_{зс} \cdot \lambda_{fe}} \tag{2.36}$$

$$R_{zp} = 0.006 \ \text{К/Вт}$$

Тепловий опір ярма ротора

$$R_{jp} = \frac{h_j}{\pi \cdot (D_2 - h_j) \cdot l_{ст2} \cdot k_{зс} \cdot \lambda_{fe}} \qquad (2.37)$$

$$R_{jp} = 7.537 \times 10^{-3} \ \text{К/Вт}$$

Тепловий опір зазора між ротором та валом (R_{12})

$$R_{\Delta в} = \frac{4.5 \cdot 10^{-4} \cdot (1 + 3 \cdot D_2)}{\pi \cdot D_2 \cdot \lambda_b} \qquad (2.38)$$

$$R_{\Delta в} = 0.0079 \ \text{К/Вт}$$

$$R_{12} = R_{zp} + R_{jp} + R_{\Delta в} \qquad (2.39)$$

$$R_{12} = 0.022 \ \text{К/Вт}$$

Тепловий опір між зубцевою зоною та зоною ярма осердя ротора (R_{10})

$$R_{10} = R_{zp} + R_{jp} \qquad (2.40)$$

$$R_{10} = 0.0138 \ \text{К/Вт}$$

Тепловий опір контактних кілець з підшипниковим щитом двигуна (R_{16})

$$R_{16} = \frac{s_p}{\left[\lambda_{ст} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{тк}^{\ 2}\right)\right]} \qquad (2.41)$$

де $\lambda_{ст}$=52 Вт/(м*К) - коефіцієнт теплопровідності конструкційної сталі марки 20;

$s_р$=0.01 - товщина стінки підшипникового щита двигуна, м.

$$R_{16} = 0.6121 \text{ К/Вт}$$

Тепловий опір між підшипниками та валом (R_{15})

Площа поверхні підшипникового шарика у підшипниковому корпусі :

$$S_{пш} = \pi \cdot d_{пш}^{2} \tag{2.42}$$

$$S_{пш} = 1.521 \times 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площа внутрішньої поверхні підшипникового корпусу (металева частина):

$$S_{пк} = \left[2\left(a_{пк} + b_{пк}\right) - S_{пш}\right] \cdot \left(1 - k_{зс}\right) \tag{2.43}$$

де $к_{зс}$=0.35 - коефіцієнт заповнення змащувальної речовини у підшипниковому корпусі.

$$S_{пк} = 3.446 \times 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площа заповнення змащуючої речовини:

$$S_{см} = k_{зс} \cdot \left[2\left(a_{пк} + b_{пк}\right) - S_{пш}\right] \tag{2.44}$$

$$S_{см} = 0.04 \ \ м^2$$

Тоді:

$$R_{15} = \frac{a_{пк}}{2\left[\lambda_{ст}\cdot\left(S_{пк} + S_{пш}\right) + \lambda_{см}\cdot S_{см}\right]} \qquad (2.45)$$

де $\lambda_{см}$=0.28 Вт/(м*К) - коефіцієнт теплопровідності змащуючої речовини.

$$R_{15} = 0.0427 \ \ К/Вт$$

Розрахунок внутрішніх теплових опорів, які зіткненні з внутрішнім охолоджувальним середовищем

Для спрощення аерогідравлічного розрахунку во внутрішньому охолоджувальному середовищі, припустимо обмеження:

1. Витрати повітря у аксіальних каналах ротора дорівнюють витратам повітря у повітряному зазорі двигуна, за рахунок різного тиску в них та швидкості повітряного потоку;

2.Витрати повітря во внутрішньому середовищі лівої та правої частини двигуна теж однакові за рахунок різного тиску та швидкості повітряному потоку в них.

Завдяки цим припущенням маємо ідеальну (рівномірну) циркуляцію повітряного потоку при сталому режимі накопичення повітря.

Уточнена швидкість внутрішнього вентилятора:

$$v_{вв} = \frac{\pi\cdot D_{вв}\cdot n_1}{60} \qquad (2.46)$$

$$v_{вв} = 2.509 \quad м\backslash с$$

Середня швидкість повітряного потоку при вході в аксіальні канали ротора:

$$\omega_{рк} = 0.9 \cdot v_{вв} \tag{2.47}$$

$$\omega_{рк} = 2.258 \quad м\backslash с$$

Приблизне значення витрати повітря у аксіальних каналах ротора та повітряному зазорі :

$$Q_{вк} = \omega_{рк} \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot \left(dk2^2\right) \cdot n_{ак} \cdot 0.85 \tag{2.48}$$

де $n_{ак}=8$ - кількість аксіальних каналів пластини ротора.

$$Q_{вк} = 0.0058 \quad м^3\backslash с$$

Середня швидкість повітряного потоку при вході в внутрішне середовище:

$$\omega_{рвс} = 0.75 \cdot \omega_{рк} \tag{2.49}$$

$$\omega_{рвс} = 1.694 \quad м\backslash с$$

Приблизне значення витрати повітря у внутрішному середовищі (лівому та правому):

$$Q_{вс} = \omega_{рвс} \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot \left(D_{ак}\right)^2 \cdot 0.55 \qquad (2.50)$$

$$Q_{вс} = 0.0948248 \ \text{м}^3\backslash\text{с}$$

Підігрів повітря при обдуві внутрішнього середовища:

$$\Delta Q_{вс} = \frac{0.9 \cdot \left(J_4 + J_6 + J_9 + J_{12}\right)}{1100 \cdot Q_{вс}} \qquad (2.51)$$

$$\Delta Q_{вс} = 8.93 \ ^{0}\text{C}$$

Підігрів повітря при обдуві у оксіальних каналах ротора:

$$\Delta Q_{вк} = \frac{0.9 \cdot J_9}{1100 \cdot Q_{вк}} \qquad (2.52)$$

$$\Delta Q_{вк} = 11.169 \ ^{0}\text{C}$$

Підігрів повітря при обдуві у повтряному зазорі ротора:

$$\Delta Q_{вз} = \frac{0.1 \cdot \left(J_2 + J_3 + J_7 + J_8\right)}{1100 \cdot Q_{вк}} \qquad (2.53)$$

$$\Delta Q_{вз} = 30.95 \ ^{0}\text{C}$$

Ефективна швидкість обдуву внутрішнього середовища охолоджувальним потока

$$\omega_{ефвс} = \sqrt{\left(0.5 \cdot v_{вв}\right)^2 + \omega_{рвс}^{\ 2}} \qquad (2.54)$$

$$\omega_{\text{ефвс}} = 2.108 \quad \text{м\с}$$

Ефективна швидкість обдуву аксіальних каналів на вхідному участку шляху охолоджувального потока

$$\omega_{\text{ефк}} = \sqrt{\left(0.5 \cdot v_{\text{вв}}\right)^2 + \omega_{\text{рк}}^2} \tag{2.55}$$

$$\omega_{\text{ефк}} = 2.584 \quad \text{м\с}$$

Середня розрахункова температура охолоджуючого повітря у внутрішньому середовищі

$$\upsilon_{\text{mвс}} = \upsilon_{0\text{в}} + 0.5 \cdot \Delta Q_{\text{вс}} \tag{2.56}$$

$$\upsilon_{\text{mвс}} = 44.465 \quad {}^{\circ}\text{C}$$

Середня розрахункова температура охолоджуючого повітря в аксиальних каналах

$$\upsilon_{\text{mк}} = \upsilon_{0\text{в}} + 0.5 \cdot \Delta Q_{\text{вк}} \tag{2.57}$$

$$\upsilon_{\text{mк}} = 45.584 \quad {}^{\circ}\text{C}$$

Середня розрахункова температура охолоджуючого повітря в повітряному зазорі

$$\upsilon_{\text{mз}} = \upsilon_{0\text{в}} + 0.5 \cdot \Delta Q_{\text{вз}} \tag{2.58}$$

$$\upsilon_{\text{mз}} = 55.475 \quad {}^{\circ}\text{C}$$

Кінематична в'язкість для повітря у внутрішньому середовищі при

$\upsilon_{твс}$=44.465 ^{0}C $\upsilon_{вс}$=17.46·0.000001 м^2/с, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{вс}$=0.278Вт/(м*^{0}C)

Кінематична в'язкість для повітря в аксіальних каналах ротора при $\upsilon_{тк}$=45.584 ^{0}C $\upsilon_к$=17.49·0.000001 м^2/с коефіцієнт теплопровідності Вт/(м*^{0}C)

Кінематична в'язкість для повітря в повітряному зазорі при $\upsilon_{тз}$=55.475 ^{0}C $\upsilon_з$=18.48·0.000001 м^2/с коефіцієнт теплопровідності $\lambda_з$=0.286Вт/(м*^{0}C)

Середній діаметр внутрішнього охолоджувального середовища:

$$D_{срвс} = \frac{D_{ак} + \left(D_{ам} - \frac{D_{кк} + D_{тк}}{2}\right)}{2} \qquad (2.59)$$

$$D_{срвс} = 0.267 \quad м$$

Середня довжина внутрішнього охолоджувального середовища:

Число Рейнольдса:

$$L_{срвс} = L_{ст1} - \left(l_{ст1} + \frac{l_{л1} + l_{л2}}{2}\right) + L_{ст2} \qquad (2.60)$$

$$L_{срвс} = 0.216 \quad м$$

для внутрішнього середовища:

$$Re_{ефвс} = \frac{\omega_{ефвс} \cdot D_{срвс}}{\nu_{вс}} \qquad (2.61)$$

$$Re_{ефвс} = 3.219 \times 10^4$$

для аксіального каналу ротора:

$$Re_{ефк} = \frac{\omega_{ефк} \cdot dk2}{\nu к} \qquad (3.62)$$

$$Re_{ефк} = 3.25 \times 10^{3}$$

для повітряного зазору двигуна:

$$Re_{ефз} = \frac{\omega_{ефк} \cdot (D - D_2)}{\nu з} \qquad (2.63)$$

$$Re_{ефз} = 167.762$$

Число Нуссельта:

для внутрішнього середовища:

$$Nu_{вхвс} = 0.038 \cdot Re_{ефвс}^{0.8} \qquad (2.64)$$

$$Nu_{вхвс} = 153.431$$

для аксіальних каналів ротора:

$$Nu_{вхк} = 0.038 \cdot Re_{ефк}^{0.8} \qquad (2.65)$$

$$Nu_{вхк} = 24.505$$

для повітряного зазору:

$$Nu_{вхз} = \frac{\frac{2 \cdot \delta}{D_2}}{\ln\left(1 + \frac{\delta}{D_2}\right)} \qquad (2.66)$$

$$Nu_{вхз} = 2.002$$

Коефіцієнт тепловіддачі во внутрішньому середовищі:

$$\alpha_{вхвс} = \frac{Nu_{вхвс} \cdot \lambda_{вс}}{D_{срвс}} \qquad (2.67)$$

$$\alpha_{вхвс} = 15.999 \ \ Вт/м^2*К$$

Коефіцієнт тепловіддачі на вхідній ділянці аксіального каналу:

$$\alpha_{вхк} = \frac{Nu_{вхк} \cdot \lambda_{к}}{dk2} \qquad (2.68)$$

$$\alpha_{вхк} = 31.133 \ \ Вт/м^2*К$$

Коефіцієнт тепловіддачі в повітряному зазорі:

$$\alpha_{вхз} = \frac{Nu_{вхз} \cdot \lambda_{з}}{(D - D_2)} \qquad (2.69)$$

$$\alpha_{вхз} = 47.722 \ \ Вт/м^2*К$$

Коефіцієнт зменьшення КТО по довжині зони внутрішнього охолоджувального середовища визначається по рис 10.11 стр. 198 [2] при відношенні діаметрів: $D_{ст}/D_{срвс}$=1.44, γвс=0.081.

Коефіцієнт зменшення КТО по довжині аксальних каналів ротора визначається по рис 10.11 стр. 198 [2] при відношенні діаметрів: $D_2/D_{к2}$=11.776, γк=0.068.

Коефіцієнт зменшення КТО по довжині повітряного зазору визначається по рис 10.11 стор. 198 [2] при відношенні діаметрів: $D_{ак}/2\delta$=300, γ3=0.0001

Середній КТО зони внутрішнього охолоджувального середовища

$$\alpha_{вн} = \alpha_{вхвс} \cdot \left(D_{срвс}\right) \cdot \frac{\left(1 - e^{\frac{-\gamma_{вс} \cdot L_{срвс}}{D_{срвс}}}\right)}{\gamma_{вс} \cdot L_{срвс}} \tag{2.70}$$

$$\alpha_{вн} = 15.485 \text{ Вт/м}^2\text{*К}$$

Середній КТО аксіального каналу ротора

$$\alpha_{к} = \alpha_{вхк} \cdot dk2 \cdot \frac{\left(1 - e^{\frac{-\gamma_{к} \cdot l_{ст1}}{dk2}}\right)}{\gamma_{к} \cdot l_{ст1}} \tag{2.71}$$

$$\alpha_{к} = 22.729 \text{ Вт/м}^2\text{*К}$$

Середній КТО повітряного зазора

$$\alpha_{з} = \alpha_{вхз} \cdot \left(D - D_2\right) \cdot \frac{\left[1 - e^{\frac{-\gamma_{з} \cdot l_{\delta}}{\left(D - D_2\right)}}\right]}{\gamma_{з} \cdot l_{\delta}} \tag{2.72}$$

$$\alpha_{з} = 47.296 \text{ Вт/м}^2\text{*К}$$

Площа поверхні контактних кілець

$$S_{кк} = \pi \cdot D_{тк} \cdot l_{тк} + \pi \cdot D_{кк} \cdot 5 \cdot l_{кк} \tag{2.73}$$

$$S_{кк} = 0.0109 \text{ м}^2$$

Площа поверхні аксіальних каналах ротора

$$S_{ак} = \pi \cdot dk2 \cdot l_{ст2} \cdot n_{ак} \tag{2.74}$$

$$S_{ак} = 0.119 \text{ м}^2$$

Площа поверхні каналу між статором та ротором повітряному зазорі

$$S_к = \pi \cdot D_2 \cdot l_\delta \tag{2.75}$$

$$S_к = 0.175 \text{ м}^2$$

Тепловий опір від контактних кілець до внутрішнього охолоджувального середовища

$$R_{18} = \frac{1}{80 S_{кк} \cdot \alpha_{вн}} \tag{2.76}$$

$$R_{18} = 0.0744 \text{ К/Вт}$$

Тепловий опір в радіальних каналах від осердя ротора до внутрішнього охолоджувального потоку

$$R_{14} = \frac{1}{S_{ак} \cdot \alpha_к} \tag{2.77}$$

$$R_{14} = 0.369 \text{ К/Вт}$$

Тепловий опір в повітряному зазорі між ротором та статором (R5)

$$R_5 = \frac{1}{\alpha_з \cdot S_к} \tag{2.78}$$

$$R_5 = 0.121 \text{ К/Вт}$$

Тепловий опір від лобової зони обмотки статора до внутрішнього охолоджувального середовища

Площа поверхні тепловіддачі лобової частини обмотки статора

$$S_{лс} = 14 \cdot l_{л1} \cdot \left[D + 1.4 \cdot h_{л1} + k_s \cdot Z_1 \cdot \left(h_1 - b_{z1} \right) \right] \quad (2.79)$$

де k_s=0.11 - коефіцієнт для 2p=8;

$h_{л1}$=0.025 - висота виліту лобової частини обмотки статора, м.

$$S_{лс} = 0.575 \ м^2$$

З врахуванням опору ізоляції проводів R6 дорівнює

$$R_6 = \frac{1}{\alpha_{вн} \cdot S_{лс}} + \frac{1.5 \cdot R_{пес} \cdot l_{ст1}}{p \cdot l_{л1}} \quad (2.80)$$

$$R_6 = 0.113 \ К/Вт$$

Тепловий опір від лобових зони обмотки ротора до внутрішнього охолоджуючого середовища

Площа поверхні тепловіддачі лобових частин обмотки ротора

$$S_л = 14 \cdot l_{л2} \cdot \left[D_2 - h_{л2} + 1.4 \cdot h_{л2} + k_s \cdot Z_2 \cdot \left(h_{п2} - b_{z2} \right) \right] \quad (2.81)$$

де $h_{л2}$=0.034 - висота виліту лобової частини обмотки ротора, м.

$$S_л = 0.904 \ м^2$$

З врахуванням опору ізоляції проводів R_8 дорівнює

$$R_8 = \frac{1}{\alpha_{вн} \cdot S_л} + \frac{1.5 \cdot R_{пер} \cdot l_{ст2}}{p \cdot l_{л2}} \tag{2.82}$$

$$R_8 = 0.076 \ \text{К/Вт}$$

Тепловий опір від внутрішнього охолоджуючого середовища до корпуса R_{17}

Вільна площа внутрішній поверхні корпуса

$$S_{ввн} = \pi \cdot D_{ак} \cdot \left(L_{ст1} - l_\delta + h_щ + \frac{D_{ак}}{2} \right) \ldots + \pi \cdot D_{ам} \cdot \left(L_{ст2} + h_щ + \frac{D_{ам}}{2} \right) + S_{кк} + S_к \tag{2.83}$$

$$S_{ввн} = 0.886 \ \text{м}^2$$

Коефіцієнт тепловіддачі "повітря - корпус"

$$\alpha_k = 0.8 \cdot \alpha_{вн} \tag{2.84}$$

$$\alpha_k = 12.388 \ \text{Вт/м}^2\text{*К}$$

Тоді:

$$R_{17} = \frac{1}{\alpha_k \cdot S_{ввн}} \tag{2.85}$$

$$R_{17} = 0.091 \quad \text{К/Вт}$$

Розрахунок теплового опору, між двигуном та зовнішнім

охолоджувальним середовищем

Оточуюча швидкість зовнішнього вентилятора:

$$v_в = \frac{\pi \cdot D_в \cdot n_1}{60} \tag{2.86}$$

$$v_в = 10.053 \ \text{м\с}$$

Середня швидкість повітряного потоку при вході у міжреберні канали:

$$\omega_р = 0.45 \cdot v_в \tag{2.87}$$

$$\omega_р = 4.524 \ \text{м\с}$$

Приблизне значення витрати повітря у системі зовнішнього обдуву

$$Q_в = \omega_р \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot \left(D_к - D_{ст}\right) \cdot 0.8 \tag{2.88}$$

$$Q_в = 0.216 \ \text{м}^3\text{\с}$$

Підігрів повітря при зовнішньому обдуві:

$$\Delta Q_в = \frac{0.7 \cdot P}{1100 \cdot Q_в} \tag{2.89}$$

$$\Delta Q_в = 10.278 \ ^0\text{C}$$

Ефективна швидкість обдуву станини на вхідному участку шляху потоку

$$\omega_{еф} = \sqrt{\left(0.5 \cdot v_в\right)^2 + \omega_р{}^2} \tag{2.90}$$

$$\omega_{еф} = 6.763 \ \text{м\с}$$

Розміри міжреберного каналу та його еквівалентний гідравлічний діаметр:

$$b_{к1} = \frac{\pi \cdot D_{ст} \cdot \gamma_p}{360} - b_{ро} \tag{2.91}$$

$$b_{к1} = 1.194 \quad м$$

$$b_{к2} = \left[\frac{\pi \cdot \left(D_{ст} + 2 \cdot h_p\right) \cdot \gamma_p}{360}\right] - b_{рв} \tag{2.92}$$

$$b_{к2} = 1.426 \quad м$$

$$d_{екв} = \frac{2 \cdot \left(b_{к1} + b_{к2}\right) \cdot h_p}{2 \cdot h_p + b_{к1}} \tag{2.93}$$

$$d_{екв} = 0.149 \quad м$$

Середня розрахункова температура охолоджуючого повітря

$$\upsilon_m = \upsilon_0 + 0.5 \cdot \Delta Q_в \tag{2.94}$$

$$\upsilon_m = 45.139 \ {}^0C$$

Кінематична в'язкість для повітря при υ_m=45.139 ^{0}C, υ=17.46 м^2/с коефіцієнт теплопровідності λ=0.279 Вт/(м*^{0}C).

Число Рейнольдса:

$$Re_{еф} = \frac{\omega_{еф} \cdot d_{екв}}{\nu} \tag{2.95}$$

$$Re_{еф} = 5.769 \times 10^{4}$$

Число Нуссельта:

$$Nu_{вх} = 0.626 \cdot Re_{еф}^{0.522} \qquad (2.96)$$

$$Nu_{вх} = 191.374$$

Коефіцієнт тепловіддачі на вхідній ділянці:

$$\alpha_{вх} = \frac{Nu_{вх} \cdot \lambda}{d_{екв}} \qquad (2.97)$$

$$\alpha_{вх} = 35.845 \ \ Вт/м^2*К$$

Коефіцієнт зменьшення КТО по довжині станіни визначається по рис 10.11 стр. 198 [2] привідношенні діаметрів: $D_{ст}/d_{екв}$=2.578, γ=0.078

Середній КТО станіни

$$\alpha_{ст} = \alpha_{вх} \cdot d_{екв} \cdot \frac{\left(1 - e^{\frac{-\gamma \cdot L_{ст1}}{d_{екв}}}\right)}{\gamma \cdot L_{ст1}} \qquad (2.98)$$

$$\alpha_{ст} = 31.927 \ \ Вт/м^2*К$$

Коефіцієнт тепловіддачі підшипникових щитів з сторони вентилятора відповідно:

$$\alpha_{щ1} = 20 + 14.3 \cdot v_{в}^{0.6} \qquad (2.99)$$

$$\alpha_{щ1} = 77.11 \ \text{Вт/м}^2\text{*К}$$

$$\alpha_{щ2} = 20 + 2.6 \cdot v_в^{0.9} \tag{2.100}$$

$$\alpha_{щ2} = 40.751 \ \text{Вт/м}^2\text{*К}$$

Поверхня охолодження станіни без ребер

$$S_{гл} = \pi \cdot D_{ст} \cdot L_{ст1} \tag{2.101}$$

$$S_{гл} = 0.544 \ \text{м}^2$$

Поверхня ребер

$$S_p = 2 \cdot H_p \cdot h_p \cdot L_p \tag{2.102}$$

$$S_p = 1.838 \ \text{м}^2$$

Середня товщина трапецієподібного ребра

$$b_p = \frac{\left(b_{po} + b_{pв}\right)}{2} \tag{2.103}$$

$$b_p = 9.5 \times 10^{-3} \ \text{м}$$

Коефіцієнт поля

$$mh = h_p \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{ст}}{b_p \cdot \lambda_{стан}}} \tag{2.104}$$

де $\lambda_{стан}$=47 Вт/(м*К) - коефіцієнт тепловіддачі для чавуна.

$$mh = 0.431$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$k_{еф} = \frac{1}{mh}\cdot\left(1 - \frac{2}{e^{2\cdot mh} + 1}\right) \qquad (2.105)$$

$$k_{еф} = 0.942$$

Площина поверхні підшипникового щита

$$S_{щ} = \pi\cdot D_{ст}\cdot\left(0.25\cdot D_{ст} + 0.8\cdot h_{щ}\right) \qquad (2.106)$$

$$S_{щ} = 0.154 \ м^2$$

Тепловий опір між корпусом (R_{19})

$$R_{19} = \frac{s_p}{\alpha_{ст}\cdot S_p\cdot n_p} \qquad (2.107)$$

де s_p=0.01 - товщина стінки станіни двигуна, м;

n_p=43 - кількість ребер на поверхні статніни двигуна.

$$R_{19} = 3.963\times 10^{-6} \quad К/Вт$$

Загальний тепловий опір від поверхні машини до охолоджувального середовища

$$R_{вс} = \frac{1}{\alpha_{ст}\cdot\left(S_{гл} + k_{еф}\cdot S_{р}\right) + S_{щ}\cdot\left(\alpha_{щ1} + \alpha_{щ2}\right)} \quad (2.108)$$

$$R_{вс} = 0.011 \quad К/Вт$$

2.4 Розрахунок теплоємностей елементів асинхронного двигуна

Для розрахунку теплоємності зубцевої зони осердя статора, необхідно знайти площу переріза зубцевої частини осердя, та порівняти її з загальною площею осердя статора

Теплоємність зубцевої зони осердя статора:

$$C_2 = c_{ст}\cdot m_{z1} \quad (2.109)$$

де $c_{ст}$=500 (Дж/кг*К) - питома теплоємність електротехнічної сталі.

$$C_2 = 1.154 \times 10^4 \quad Дж/К$$

Розрахунок теплоємності зони ярма осердя статора

$$C_1 = c_{ст}\cdot m_a \quad (2.110)$$

$$C_1 = 1.788 \times 10^4 \quad Дж/К$$

Розрахунок теплоємності пазової зони обмотки статора

$$C_3 = \frac{l_{ст1}}{l_{ст1} + l_{л1}}\cdot c_{м}\cdot m_{мс} \quad (2.111)$$

де $c_м$=386 (Дж/кг*К) - питома теплоємність міді (провіда).

$$C_3 = 4.542 \times 10^3 \quad Дж/К$$

Розрахунок теплоємності лобової зони обмотки статора

$$C_4 = \frac{l_{л1}}{l_{ст1} + l_{л1}} \cdot c_м \cdot m_{мс} \tag{2.112}$$

$$C_4 = 3.371 \times 10^3 \quad Дж/К$$

Розрахунок теплоємності внутрішнього охолоджувального середовища

Для розрахунку маси повітря, необхідно знайти об'єм повітря, який займає внутрішне охолоджувальне середовище. Для цього необхідно з загального внутрішнього об'єму відняти об'єми елементів, які займають внутрішню порожнину.

Загальним об'єм внутрішнього середовища

$$V_{внсер} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_{ак}^{\ 2} \cdot L_{ст1} + D_{ам}^{\ 2} \cdot L_{ст2} \right) \tag{2.113}$$

$$V_{внсер} = 0.051 \text{ м}^3$$

Об'єм пакету статора та ротора

$$V_{ср} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{ак}^{\ 2} \cdot l_{\delta} \tag{2.114}$$

$$V_{ср} = 0.022 \text{ м}^3$$

Об'єм заповнення лобовими частинами обмотки статора та ротора во внутрішньому середовищі

$$V_{лч} = \frac{\pi}{4}\cdot\left[\left(d_{1из}\cdot 10^{-3}\right)^2\cdot l_{л1}\cdot Z_1\cdot n_{эл} + \left(d_{1из.р}\cdot 10^{-3}\right)^2\cdot l_{л2}\cdot n_{эл.р}\cdot Z_2\right] \quad (2.115)$$

$$V_{лч} = 1.294\times 10^{-4} \quad м^3$$

Об'єм заповнення контактних кілець во внутрішньому середовищі (приблизно):

$$V_{кк} = \frac{\pi}{4}\cdot\left(\frac{D_{тк} + D_{кк}}{2}\right)^2\cdot l_{тк} \quad (2.116)$$

$$V_{кк} = 1.155\times 10^{-4} \ м^3$$

Об'єм аксіальних каналів ротора

$$V_{ак} = \frac{\pi}{4}\cdot dk2^2\cdot l_{ст2}\cdot n_{ак} \quad (2.117)$$

$$V_{ак} = 6.553\times 10^{-4} \ м^3$$

Об'єм повітря, яке займає внутрішне середовище

$$V_{вос} = V_{внсер} - V_{ср} - V_{лч} - V_{кк} + V_{ак} \quad (2.118)$$

$$V_{вос} = 0.029 \ м^3$$

Теплоємність внутрішнього охолоджувального середовища

$$C_5 = \rho_{п}\cdot V_{вос}\cdot c_{п} \quad (2.119)$$

де $\rho_п$=1.29 кг/м^3 - щільність повітря;

$c_п$=1005 (Дж/кг*К) - питома теплоємність повітря при температурі: 45.025С^o

$$C_5 = 37.701 \text{ Дж/К}$$

Осердя ротора виготовлене з електротехнічної холоднокатаної сталі марки 2212.

Для розрахунку теплоємності зубцевої зони осердя ротора, необхідно знайти площу перерізу зубцевої частини осердя, та порівняти її з загальною площею осердя ротора.

Теплоємність зубцевої частини осердя ротора:

$$C_7 = c_{ст} \cdot m_{z2} \tag{2.120}$$

$$C_7 = 1.246 \times 10^4 \text{ Дж/К}$$

Розрахунок теплоємності зони ярма осердя ротора

Маса ярма осердя ротора

$$m_j = \left[\pi \cdot \left(\frac{D_2}{2} - h_{п2} \right)^2 - \frac{D_{рв}{}^2}{4} - n_{ак} \cdot \frac{dk2^2}{4} \right] \cdot l_{ст2} \cdot k_c \cdot \gamma_c \tag{2.121}$$

$$m_j = 39.463 \text{ кг}$$

$$C_9 = c_{ст} \cdot m_j \tag{2.122}$$

$$C_9 = 1.973 \times 10^4 \text{ Дж/К}$$

Розрахунок теплоємності пазової зони обмотки ротора

$$C_8 = \frac{l_{ст2}}{l_{ст2} + l_{л2}} \cdot c_м \cdot m_{мр} \qquad (2.123)$$

$$C_8 = 3.394 \times 10^3 \ \text{Дж/К}$$

Розрахунок теплоємності лобової зони обмотки ротора

$$C_6 = \frac{l_{л2}}{l_{ст2} + l_{л2}} \cdot c_м \cdot m_{мр} \qquad (2.124)$$

$$C_6 = 2.435 \times 10^3 \ \text{Дж/К}$$

Розрахунок теплоємності вала двигуна

Вал двигуна виготовлено з конструкційної сталі марки 45, тоді

$$C_{10} = c_{кс} \cdot m_{вал} \qquad (2.125)$$

де $c_{кс}$=470 (Дж/кг*К) - питома теплоємність конструкційної сталі марки 45.

$$C_{10} = 2.444 \times 10^4 \ \text{Дж/К}$$

Розрахунок теплоємності корпуса двигуна

До теплоємністі корпуса двигуна відноситься також теплоємність самого корпуса, передньої та задньої підшипникової кришки. Корпус та шідшипникові кришки виготовлені з чавуна, тоді:

$$C_{11} = c_ч \cdot m_{корпус} \qquad (2.126)$$

де $c_ч$=500 (Дж/кг*К) - питома теплоємність чавуна.

$$C_{11} = 7.85 \times 10^4 \quad Дж/К$$

Розрахунок теплоємності контактних кілець двигуна

Контактні кільця двигуна виготовлено з міді, тоді:

$$C_{12} = c_м \cdot m_{кк} \tag{2.127}$$

$$C_{12} = 617.6 \quad Дж/К$$

Сумарна теплоємність елементів двигуна визначається як:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6 + C_7 + C_8 \ldots + C_9 + C_{10} + C_{11} + C_{12} \tag{2.128}$$

$$C = 1.79 \times 10^5 \quad Дж/К$$

2.5 Математична модель теплової схеми заміщення

Математична модель складається на основі схеми заміщення теплових процесів (рис А) методом вузлових потенціалів, та являє собою систему диференційних рівнянь першого порядку:

$$
\begin{cases}
\varphi_1\cdot\left(\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_2}+\frac{1}{R_{13}}\right)-\varphi_2\cdot\left(\frac{1}{R_1}\right)-\varphi_3\cdot\left(\frac{1}{R_2}\right)-\varphi_{11}\cdot\left(\frac{1}{R_{13}}\right)=J_1-C_1\cdot\frac{d\varphi_1}{dt}\\
\varphi_2\cdot\left(\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_5}+\frac{1}{R_3}\right)-\varphi_1\cdot\left(\frac{1}{R_1}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_3\cdot\left(\frac{1}{R_3}\right)=J_2-C_2\cdot\frac{d\varphi_2}{dt}\\
\varphi_3\cdot\left(\frac{1}{R_2}+\frac{1}{R_4}+\frac{1}{R_5}+\frac{1}{R_3}\right)-\varphi_1\cdot\left(\frac{1}{R_2}\right)-\varphi_2\cdot\left(\frac{1}{R_3}\right)-\varphi_4\cdot\left(\frac{1}{R_4}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)=J_3-C_3\cdot\frac{d\varphi_3}{dt}\\
\varphi_4\cdot\left(\frac{1}{R_6}+\frac{1}{R_4}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_6}\right)-\varphi_3\cdot\left(\frac{1}{R_4}\right)=J_4-C_4\cdot\frac{d\varphi_4}{dt}\\
\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_6}+\frac{1}{R_8}+\frac{1}{R_{14}}+\frac{1}{R_{18}}+\frac{1}{R_{17}}+\frac{4}{R_5}\right)-\varphi_4\cdot\left(\frac{1}{R_6}\right)-\varphi_6\cdot\left(\frac{1}{R_8}\right)-\varphi_2\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\ldots=-C_5\cdot\frac{d\varphi_5}{dt}\\
\ldots-\varphi_3\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_7\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_8\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_9\cdot\left(\frac{1}{R_{14}}\right)-\varphi_{12}\cdot\left(\frac{1}{R_{18}}\right)-\varphi_{11}\cdot\left(\frac{1}{R_{17}}\right)\\
\varphi_6\cdot\left(\frac{1}{R_8}+\frac{1}{R_7}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_8}\right)-\varphi_8\cdot\left(\frac{1}{R_7}\right)=J_6-C_6\cdot\frac{d\varphi_6}{dt}\\
\varphi_7\cdot\left(\frac{1}{R_5}+\frac{1}{R_{10}}+\frac{1}{R_9}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_9\cdot\left(\frac{1}{R_{10}}\right)-\varphi_8\cdot\left(\frac{1}{R_9}\right)=J_7-C_7\cdot\frac{d\varphi_7}{dt}\\
\varphi_8\cdot\left(\frac{1}{R_5}+\frac{1}{R_7}+\frac{1}{R_{11}}+\frac{1}{R_9}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_6\cdot\left(\frac{1}{R_7}\right)-\varphi_9\cdot\left(\frac{1}{R_{11}}\right)-\varphi_7\cdot\left(\frac{1}{R_9}\right)=J_8-C_8\cdot\frac{d\varphi_8}{dt}\\
\varphi_9\cdot\left(\frac{1}{R_{10}}+\frac{1}{R_{11}}+\frac{1}{R_{12}}+\frac{1}{R_{14}}\right)-\varphi_7\cdot\left(\frac{1}{R_{10}}\right)-\varphi_8\cdot\left(\frac{1}{R_{11}}\right)-\varphi_{10}\cdot\left(\frac{1}{R_{12}}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_{14}}\right)=J_9-C_9\cdot\frac{d\varphi_9}{dt}\\
\varphi_{10}\cdot\left(\frac{1}{R_{15}}+\frac{1}{R_{12}}\right)-\varphi_{11}\cdot\left(\frac{1}{R_{15}}\right)-\varphi_9\cdot\left(\frac{1}{R_{12}}\right)=-C_{10}\cdot\frac{d\varphi_4}{dt}\\
\varphi_{11}\cdot\left(\frac{1}{R_{15}}+\frac{1}{R_{16}}+\frac{1}{R_{17}}+\frac{1}{R_{13}}+\frac{1}{R_{19}+R_{вс}}\right)-\varphi_{10}\cdot\left(\frac{1}{R_{15}}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_{17}}\right)-\varphi_{12}\cdot\left(\frac{1}{R_{16}}\right)-\ldots=-C_{11}\cdot\frac{d\varphi_{11}}{dt}\\
\ldots-\varphi_1\cdot\left(\frac{1}{R_{13}}\right)-\varphi_0\cdot\left(\frac{1}{R_{вс}+R_{19}}\right)\\
\varphi_{12}\cdot\left(\frac{1}{R_{16}}+\frac{1}{R_{18}}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_{18}}\right)-\varphi_{11}\cdot\left(\frac{1}{R_{16}}\right)=J_{12}-C_{12}\cdot\frac{d\varphi_{12}}{dt}
\end{cases}
$$

У матричному вигляді система диференційних рівнянь має вигляд:

$$\left[\frac{1}{R}\right]\cdot[\varphi]=[J]\cdot k(t)-[C]^T\cdot\left[\frac{d\varphi}{dt}\right] \qquad (2.129)$$

де: [1/R] - квадратна матриця теплових провідностей;

$[\varphi]$- матриця стовпчик перевищення температур;

$[J]$ - матриця стовпчик потужностей джерел тепла;

$k(t)$ - матриця стовпчик функціонала режима навантаження АД;

$[C]^T$ - матриця стовпчик теплоємностей вузлів;

[dφ/dt]- матриця стовпчик похідних температур;

Далі ця система диференційних рівнянь першого порядку розраховується удосконаленим методом Ронге-Кутта, за допомогою встроєної функції у пакеті "MathCAD" - "Radau"

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ АСИНХРОННОГО ДВИГУНА З ФАЗНИМ РОТОРОМ В ПОВТОРНО-КОРОТКОЧАСНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ

3.1. Початкові умови та модель навантаження для повторно-короткочасного режиму роботи

Складемо початкові умови для розрахунку теплових режимів роботи.

Початкові температури елементів машини, внутрішнього та зовнішнього охолоджувальних середовищ:

$$\phi 0 = \begin{pmatrix} 40 \\ 40 \\ 40 \\ 40 \\ 40 \\ 40 \\ 40 \\ 40 \\ 40 \\ 40 \\ 40 \\ 40 \\ 40 \end{pmatrix} C^0$$

Час експлуатації машини за добу – t_H=7200 сек.

Повторно-короткотривалий режим (S3) роботи двигуна розраховується при ПВ = 60%, 40%, 25%, 15%.

Цикл роботи машини: τ =600 сек.

Складемо програматор навантаження досліджуваного двигуна:

$$P(t,\tau,ПВ) = \left| \begin{array}{l} \tau_н \leftarrow t - \text{floor}\left(\frac{t}{\tau}\right)\cdot\tau \\ P \leftarrow 1 \quad \text{if} \quad 0 \le \tau_н < \frac{ПВ}{100}\cdot\tau \\ P \leftarrow 0 \quad \text{otherwise} \\ P \end{array} \right.$$

$$k(t) := P(t,\tau,ПВ)$$

Відобразимо залежність теплових втрат від навантаження двигуна

$$J_1(t) = J_1\cdot k(t)$$

$$J_2(t) = J_2\cdot k(t)$$

$$J_3(t) = J_3\cdot k(t)$$

$$J_4(t) = J_4\cdot k(t)$$

$$J_6(t) = J_6\cdot k(t)$$

$$J_7(t) = J_7\cdot k(t)$$

$$J_8(t) = J_8\cdot k(t)$$

$$J_9(t) = J_9\cdot k(t)$$

$$J_{12}(t) = J_{12}\cdot k(t)$$

Напишемо розрахункову систему диференціальних рівнянь з урахуванням функціонала режиму навантаження:

$$D(t,\varphi)=\left[\begin{array}{c}
-\frac{1}{C_1}\cdot\left[\varphi_1\cdot\left(\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_2}+\frac{1}{R_{13}}\right)-\varphi_2\cdot\left(\frac{1}{R_1}\right)-\varphi_3\cdot\left(\frac{1}{R_2}\right)-\varphi_{11}\cdot\left(\frac{1}{R_{13}}\right)-J_1\right]\\
-\frac{1}{C_2}\cdot\left[\varphi_2\cdot\left(\frac{1}{R_1}+\frac{1}{R_5}+\frac{1}{R_3}\right)-\varphi_1\cdot\left(\frac{1}{R_1}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_3\cdot\left(\frac{1}{R_3}\right)-J_2\right]\\
-\frac{1}{C_3}\cdot\left[\varphi_3\cdot\left(\frac{1}{R_2}+\frac{1}{R_4}+\frac{1}{R_5}+\frac{1}{R_3}\right)-\varphi_1\cdot\left(\frac{1}{R_2}\right)-\varphi_2\cdot\left(\frac{1}{R_3}\right)-\ldots\right.\\
\left.\ldots-\varphi_4\cdot\left(\frac{1}{R_4}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-J_3\right]\\
-\frac{1}{C_4}\cdot\left[\varphi_4\cdot\left(\frac{1}{R_6}+\frac{1}{R_4}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_6}\right)-\varphi_3\cdot\left(\frac{1}{R_4}\right)-J_4\right]\\
-\frac{1}{C_5}\left[\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_6}+\frac{1}{R_8}+\frac{1}{R_{14}}+\frac{1}{R_{18}}+\frac{1}{R_{17}}+\frac{4}{R_5}\right)-\varphi_4\cdot\left(\frac{1}{R_6}\right)-\varphi_6\cdot\left(\frac{1}{R_8}\right)-\varphi_2\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\ldots\right.\\
\left.\ldots-\varphi_3\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_7\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_8\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_9\cdot\left(\frac{1}{R_{14}}\right)-\varphi_{12}\cdot\left(\frac{1}{R_{18}}\right)-\varphi_{11}\cdot\left(\frac{1}{R_{17}}\right)\right]\\
-\frac{1}{C_6}\cdot\left[\varphi_6\cdot\left(\frac{1}{R_8}+\frac{1}{R_7}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_8}\right)-\varphi_8\cdot\left(\frac{1}{R_7}\right)-J_6\right]\\
-\frac{1}{C_7}\cdot\left[\varphi_7\cdot\left(\frac{1}{R_5}+\frac{1}{R_{10}}+\frac{1}{R_9}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\varphi_9\cdot\left(\frac{1}{R_{10}}\right)-\varphi_8\cdot\left(\frac{1}{R_9}\right)-J_7\right]\\
-\frac{1}{C_8}\cdot\left[\varphi_8\cdot\left(\frac{1}{R_5}+\frac{1}{R_7}+\frac{1}{R_{11}}+\frac{1}{R_9}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_5}\right)-\ldots\right.\\
\left.\ldots-\varphi_6\cdot\left(\frac{1}{R_7}\right)-\varphi_9\cdot\left(\frac{1}{R_{11}}\right)-\varphi_7\cdot\left(\frac{1}{R_9}\right)-J_8\right]\\
-\frac{1}{C_9}\cdot\left[\varphi_9\cdot\left(\frac{1}{R_{10}}+\frac{1}{R_{11}}+\frac{1}{R_{12}}+\frac{1}{R_{14}}\right)-\varphi_7\cdot\left(\frac{1}{R_{10}}\right)-\ldots\right.\\
\left.\ldots-\varphi_8\cdot\left(\frac{1}{R_{11}}\right)-\varphi_{10}\cdot\left(\frac{1}{R_{12}}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_{14}}\right)-J_9\right]\\
-\frac{1}{C_{10}}\cdot\left[\varphi_{10}\cdot\left(\frac{1}{R_{15}}+\frac{1}{R_{12}}\right)-\varphi_{11}\cdot\left(\frac{1}{R_{15}}\right)-\varphi_9\cdot\left(\frac{1}{R_{12}}\right)\right]\\
-\frac{1}{C_{11}}\cdot\left[\varphi_{11}\cdot\left(\frac{1}{R_{15}}+\frac{1}{R_{16}}+\frac{1}{R_{17}}+\frac{1}{R_{13}}+\frac{1}{R_{19}+R_{вс}}\right)-\varphi_{10}\cdot\left(\frac{1}{R_{15}}\right)-\ldots\right.\\
\left.\ldots-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_{17}}\right)-\varphi_{12}\cdot\left(\frac{1}{R_{16}}\right)-\varphi_1\cdot\left(\frac{1}{R_{13}}\right)-\varphi_0\cdot\left(\frac{1}{R_{вс}+R_{19}}\right)\right]\\
-\frac{1}{C_{12}}\cdot\left[\varphi_{12}\cdot\left(\frac{1}{R_{16}}+\frac{1}{R_{18}}\right)-\varphi_5\cdot\left(\frac{1}{R_{18}}\right)-\varphi_{11}\cdot\left(\frac{1}{R_{16}}\right)-J_{12}\right]
\end{array}\right]$$

3.2. Аналіз динаміки температур основних елементів конструкції асинхронного двигуна з фазним ротором

На рис. 3.1 – 3.36 наведені залежності температур в основних елементах конструкції асинхронного двигуна з фазним ротором та їх похідні від часу для значень тривалості включення ПВ 15%, 25%, 40% та 60%.

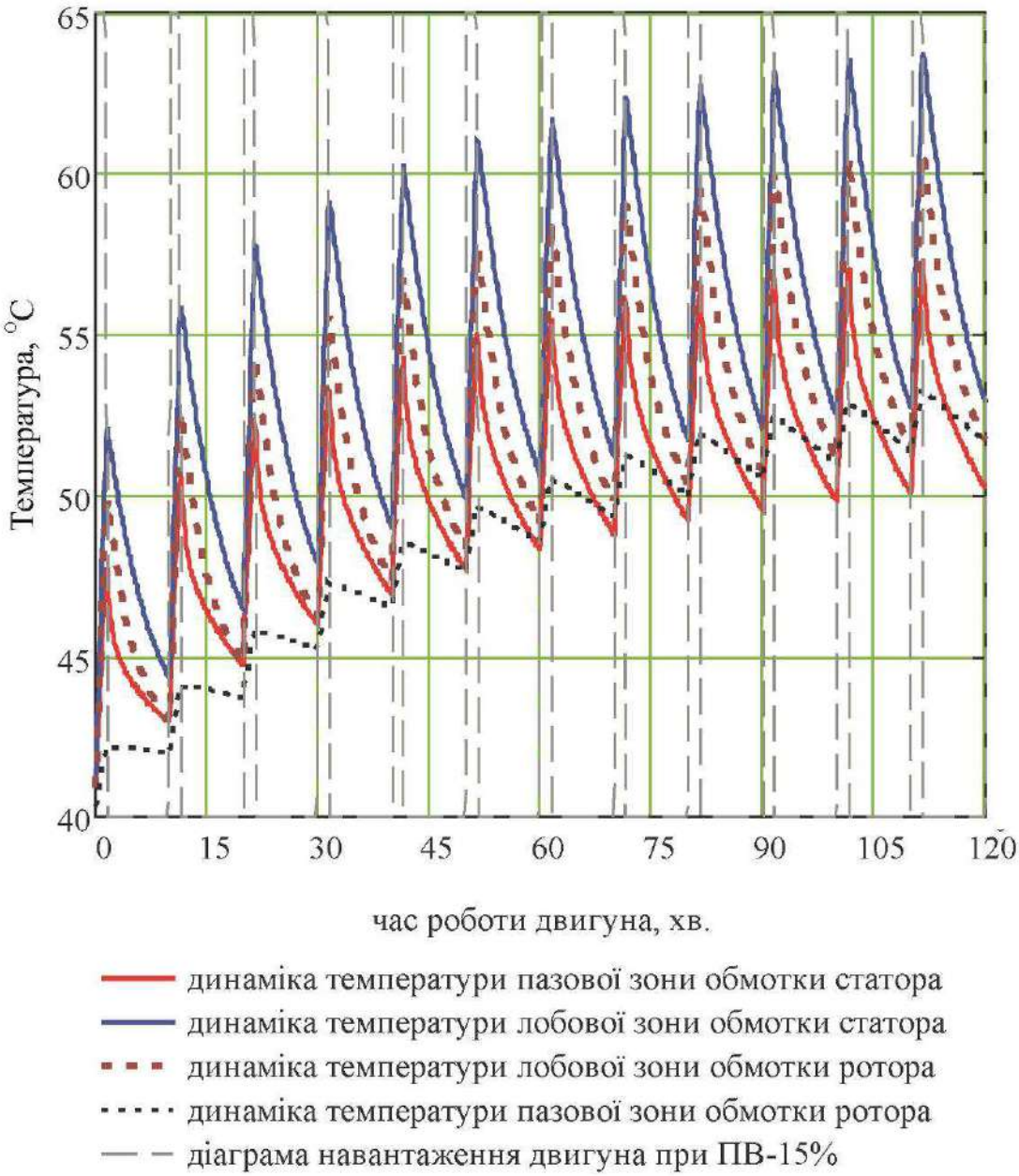

Рисунок 3.1 – Динаміка температур обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-15% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

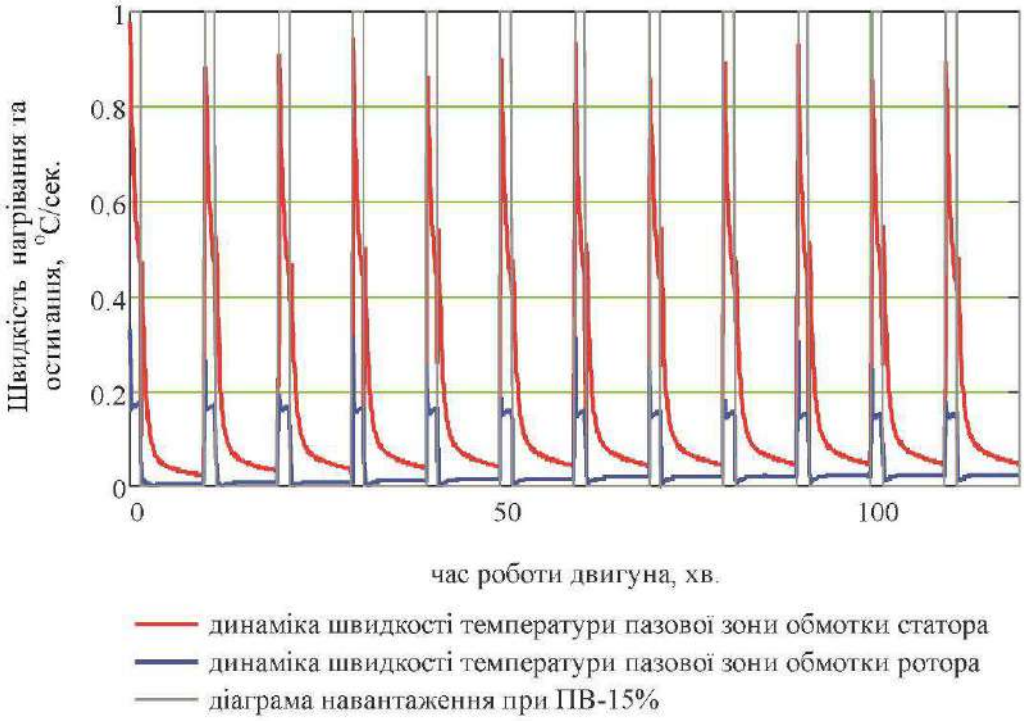

Рисунок 3.2 – Динаміка швидкостей температур пазових зон обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3- 15%

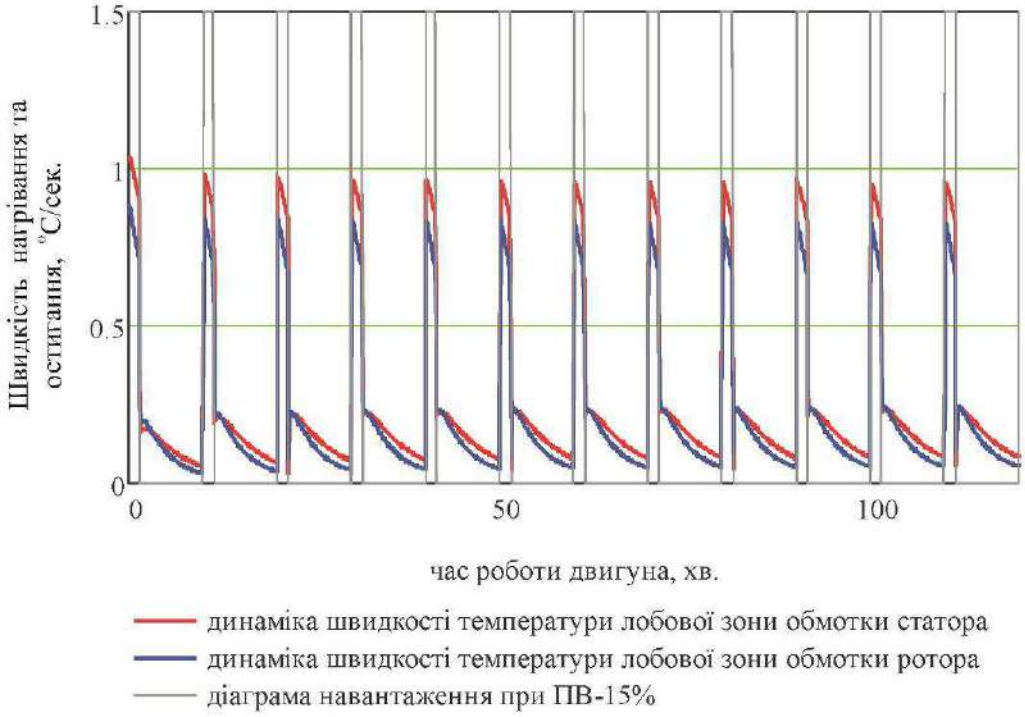

Рисунок 3.3 – Динаміка швидкостей температур лобових зон обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-15%

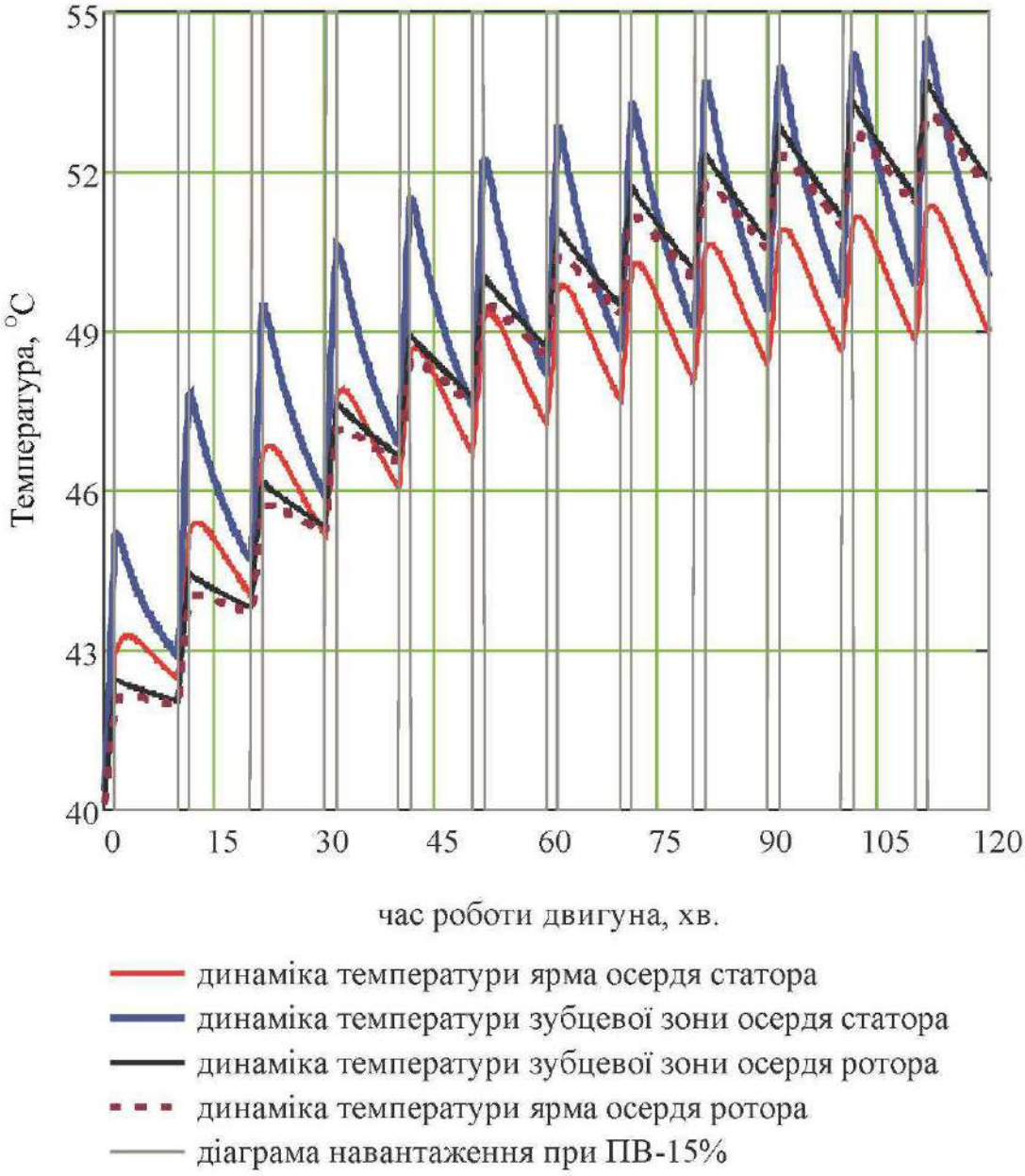

Рисунок 3.4 – Динаміка температур сталі АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-15% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

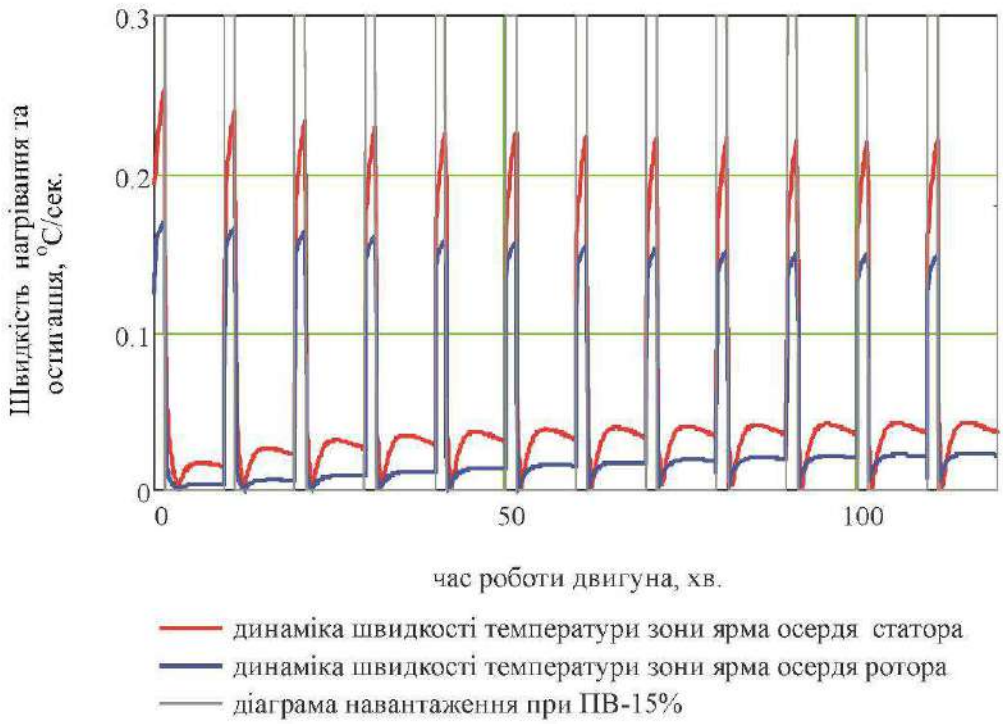

Рисунок 3.5 – Динаміка швидкостей температур зон ярма осердя статора та ротора АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-15%

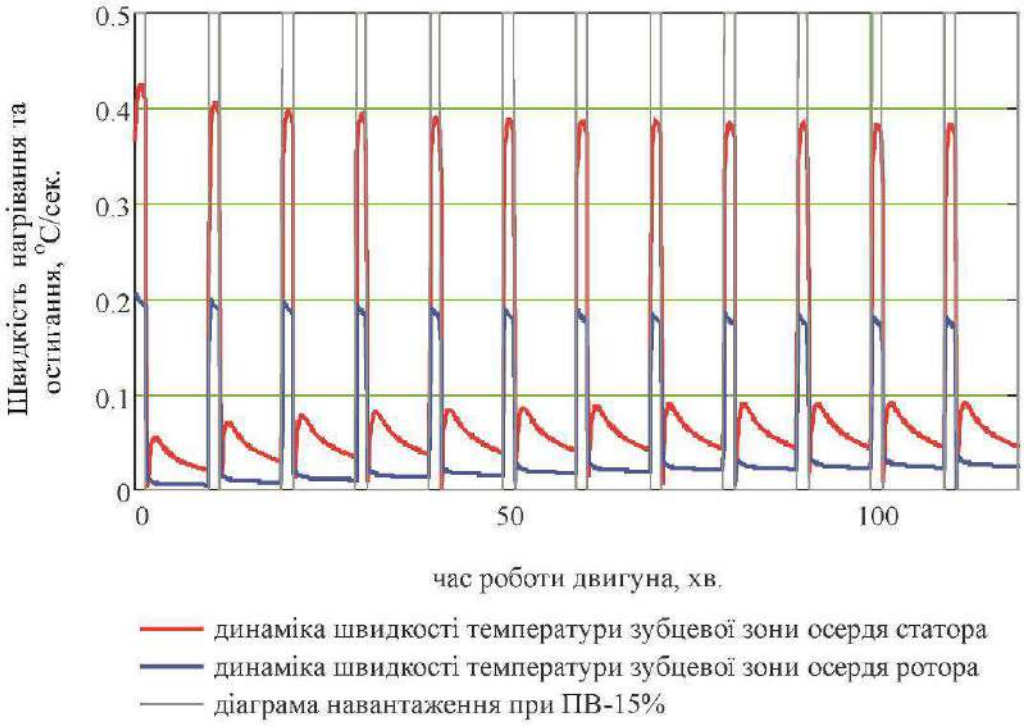

Рисунок 3.6 – Динаміка швидкостей температур зубцевих зон ярма осердя статора та ротора АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-15%

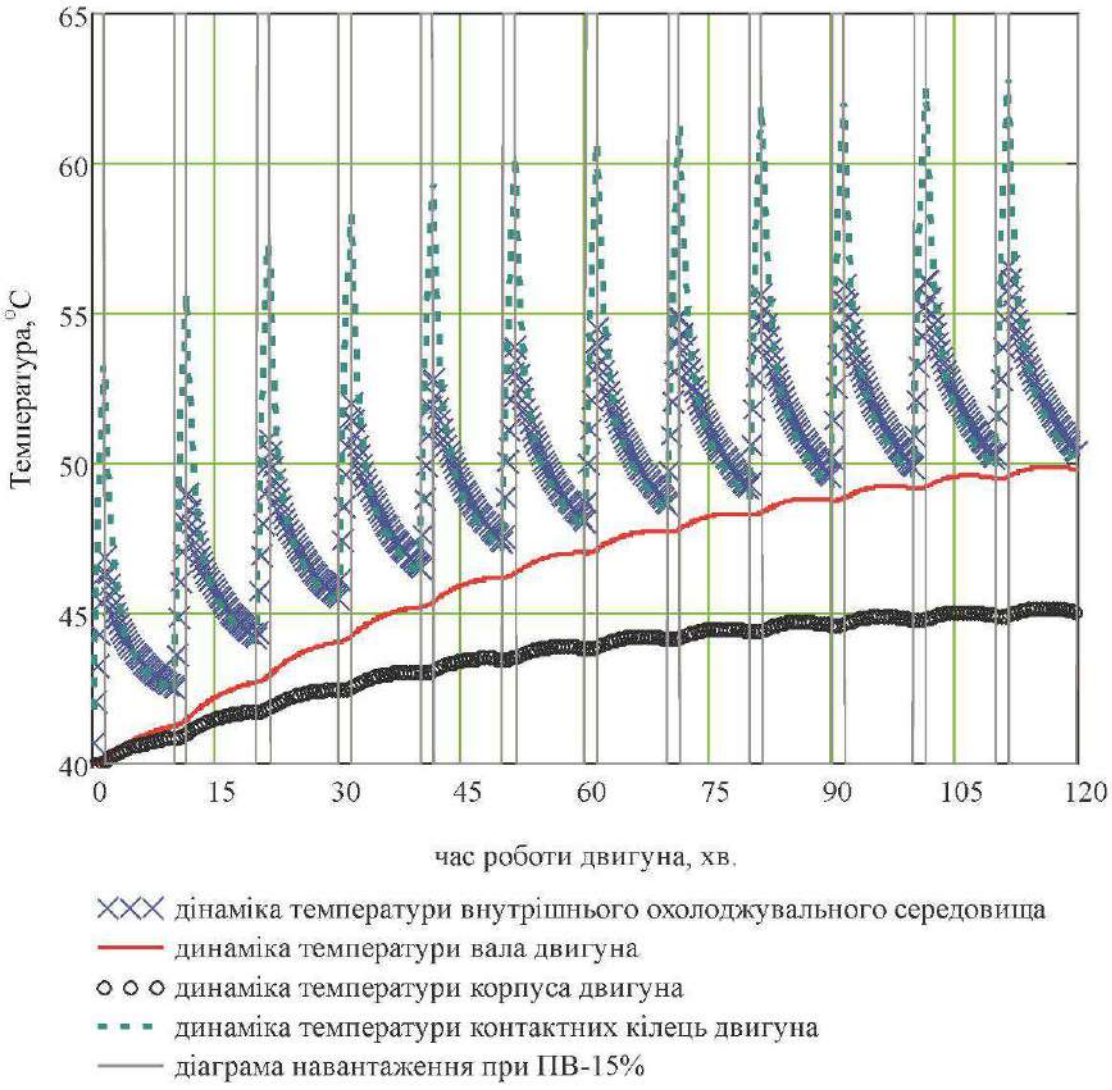

Рисунок 3.7 – Динаміка температур внутрішнього охолоджувального середовища, вала, корпуса та контактних кілець АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-15% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

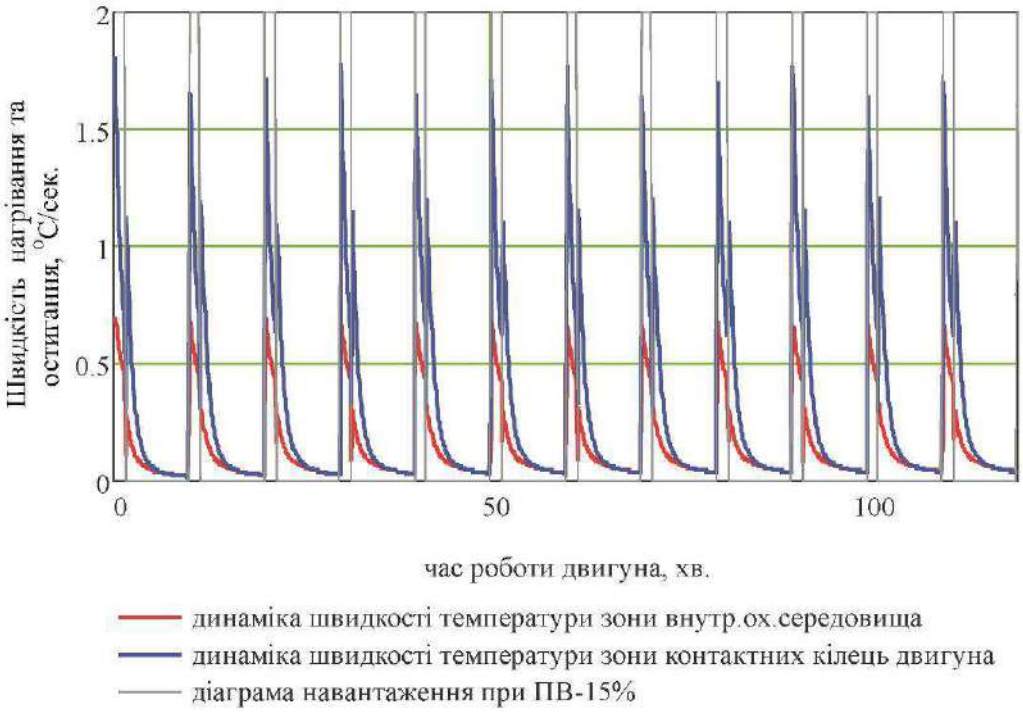

Рисунок 3.8 –Динаміка швидкостей температур зон внутрішнього охолоджувального середовища, контактних кілець АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-15%

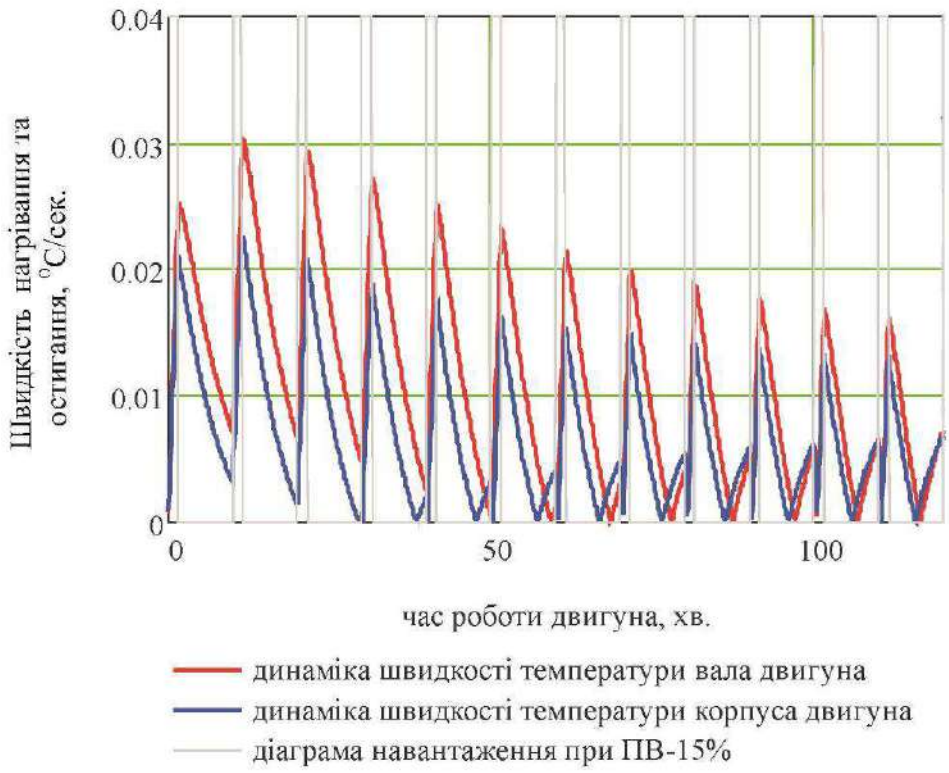

Рисунок 3.9 – Динаміка швидкостей температур зон вала та корпуса АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-15%

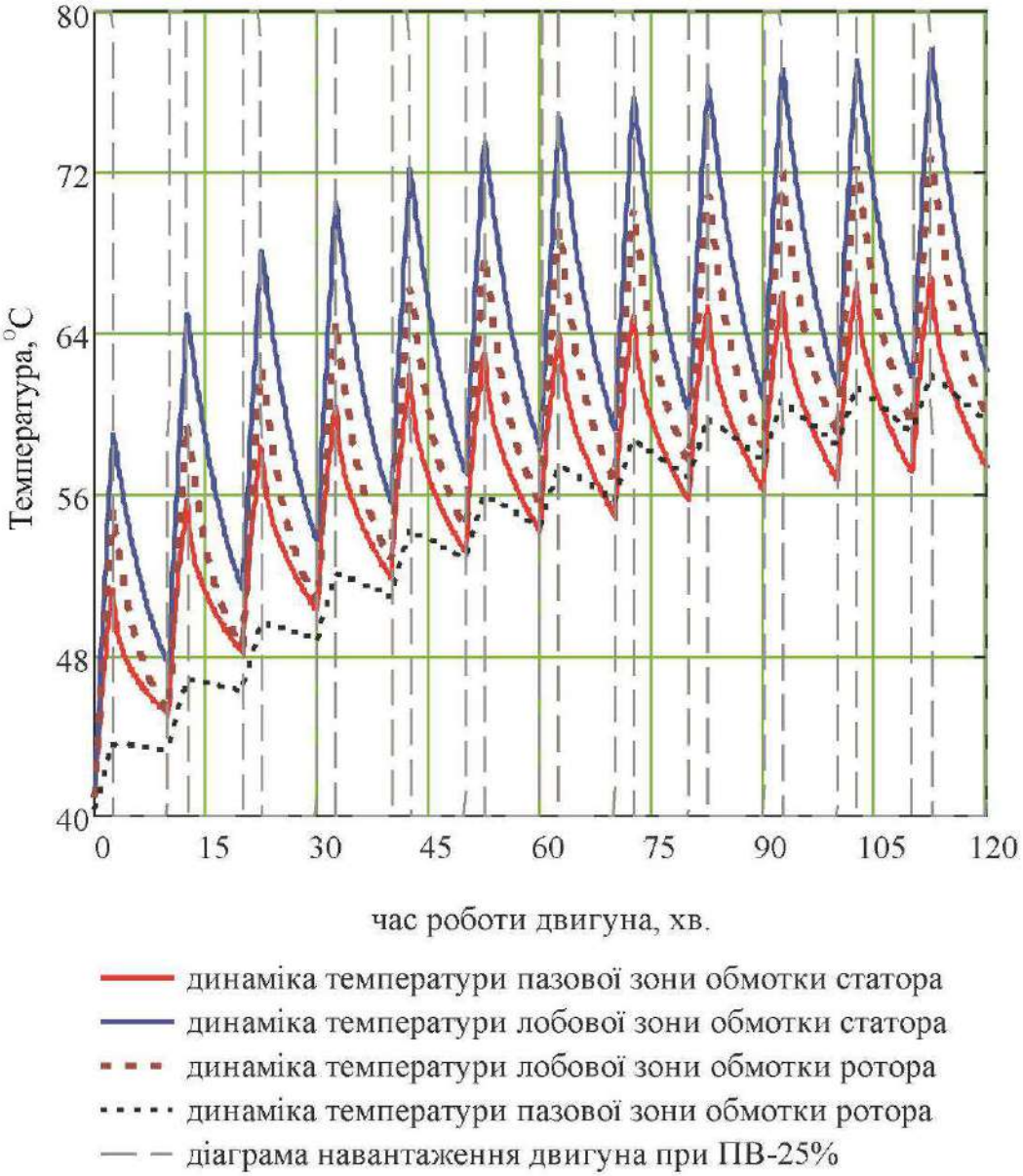

Рисунок 3.10 – Динаміка температур обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-25% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

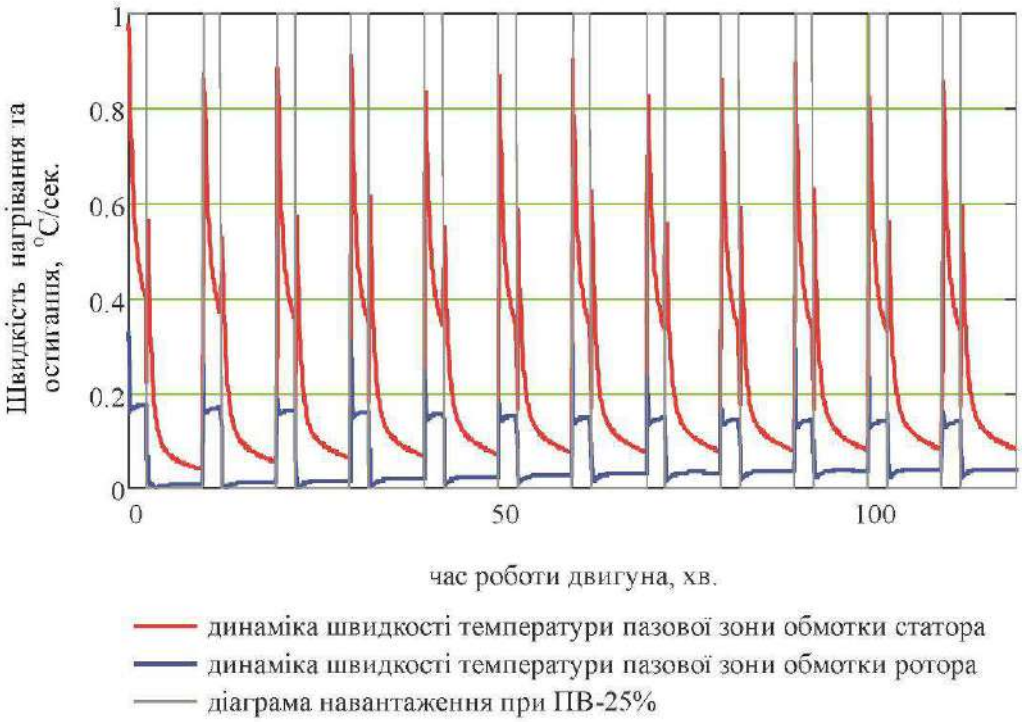

Рисунок 3.11 – Динаміка швидкостей температур пазових зон обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-25%

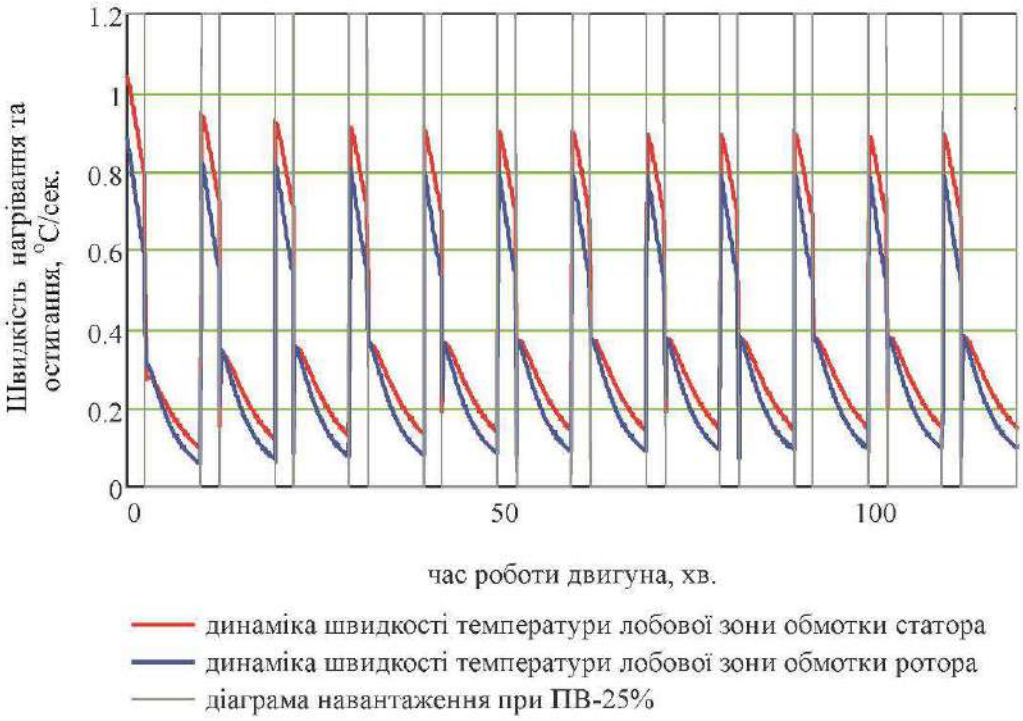

Рисунок 3.12 – Динаміка швидкостей температур лобових зон обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-25%

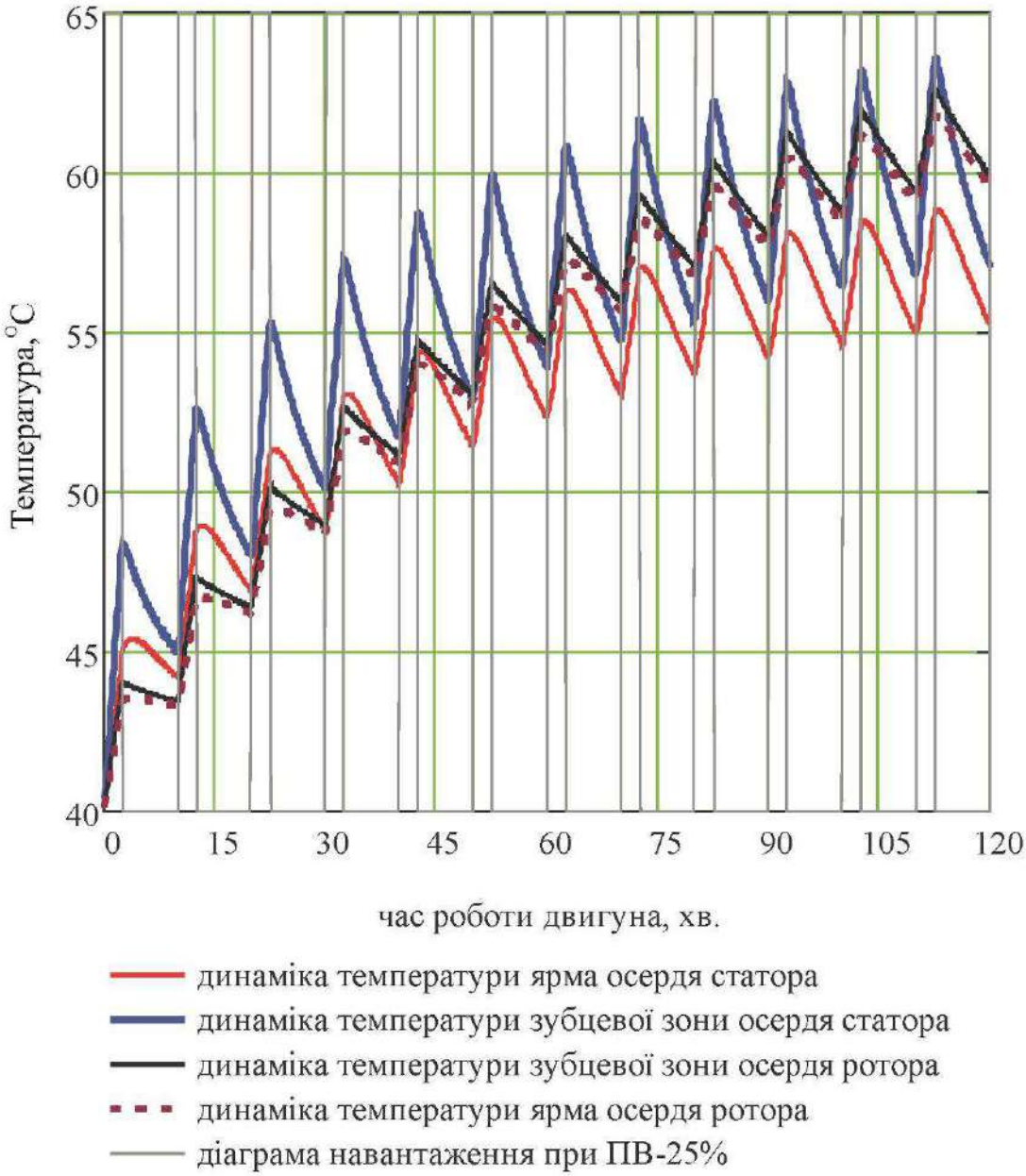

Рисунок 3.13 – Динаміка температур сталі АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-25% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

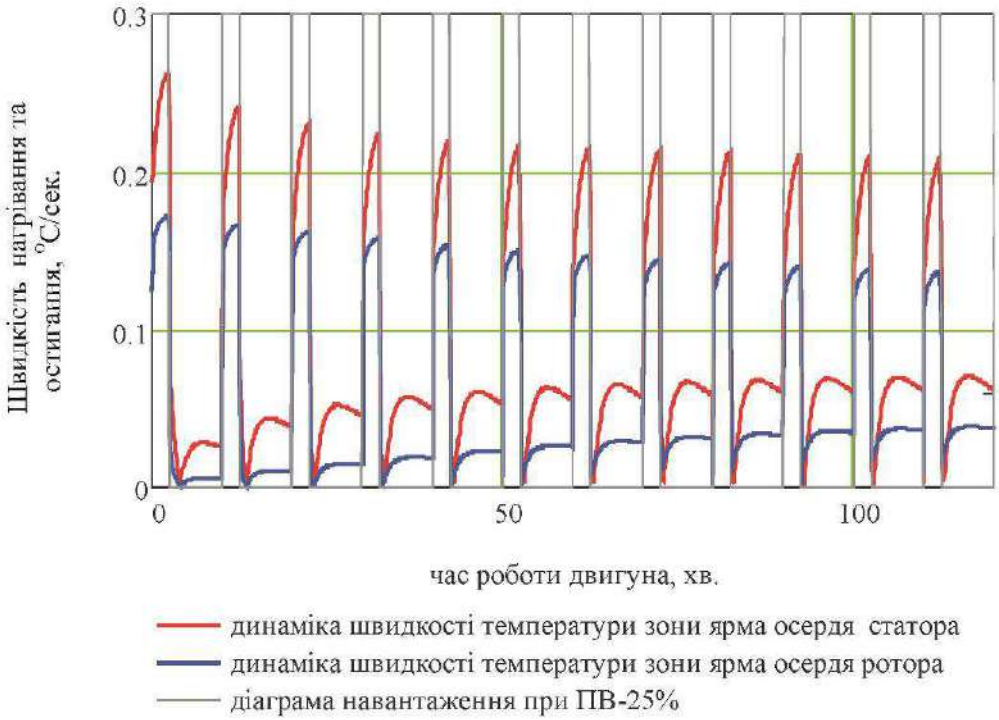

Рисунок 3.14 – Динаміка швидкостей температур зон ярма осердя статора та ротора АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-25%

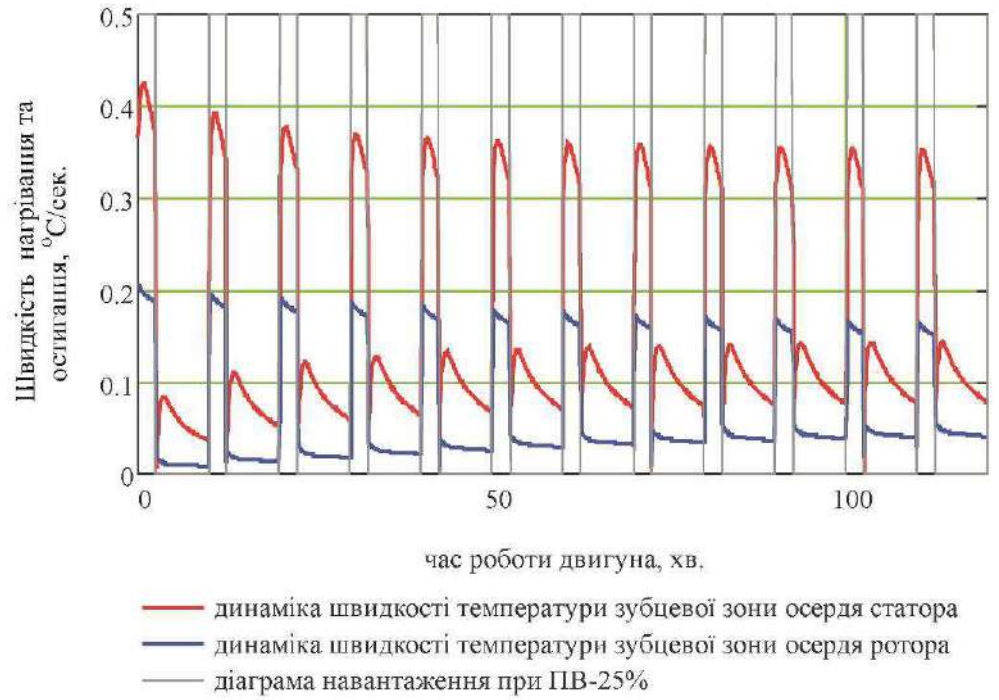

Рисунок 3.15 – Динаміка швидкостей температур зубцевих зон ярма осердя статора та ротора АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-25%

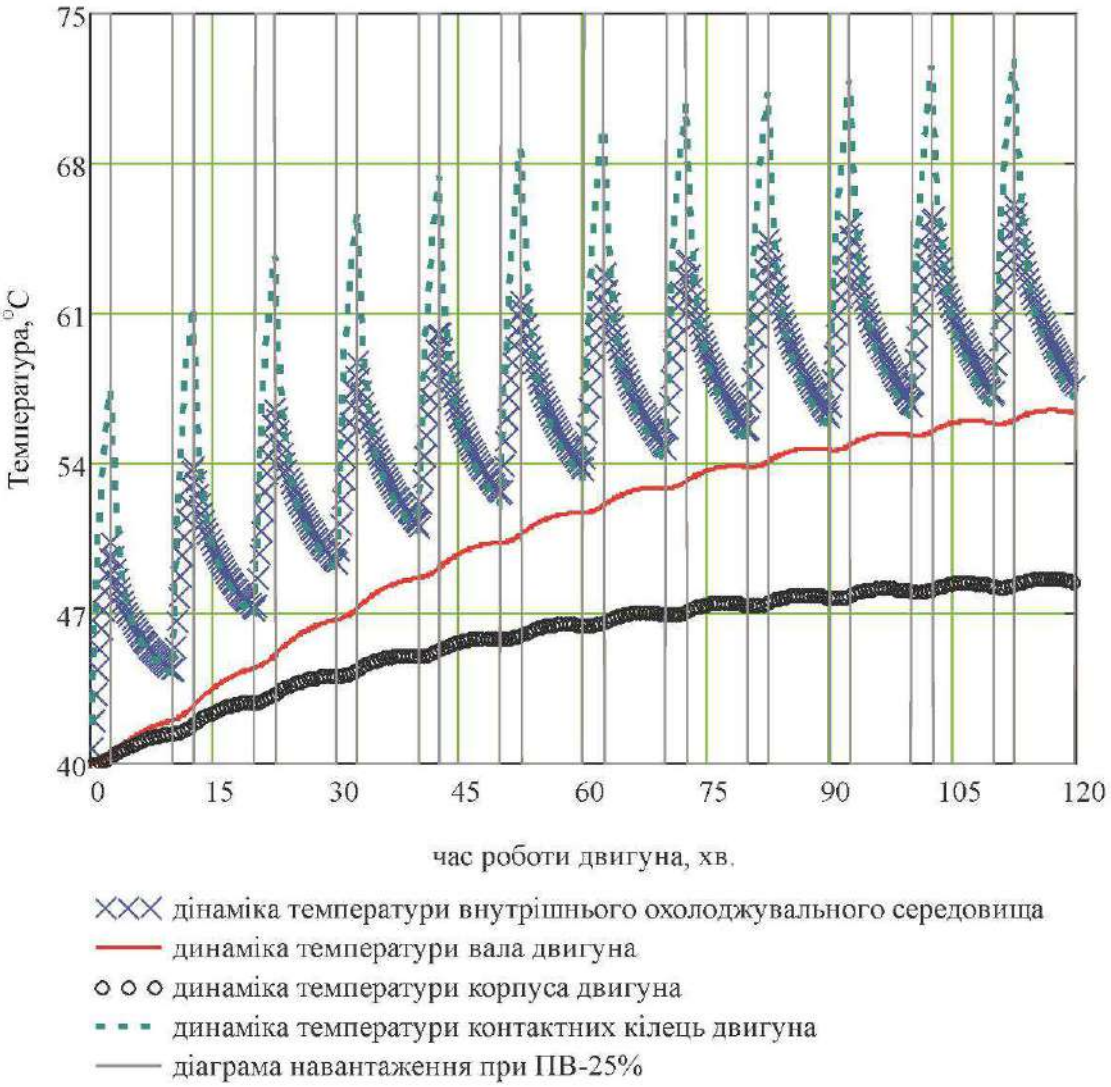

Рисунок 3.16 – Динаміка температур внутрішнього охолоджувального середовища, валу, корпусу та контактних кілець АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-25% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

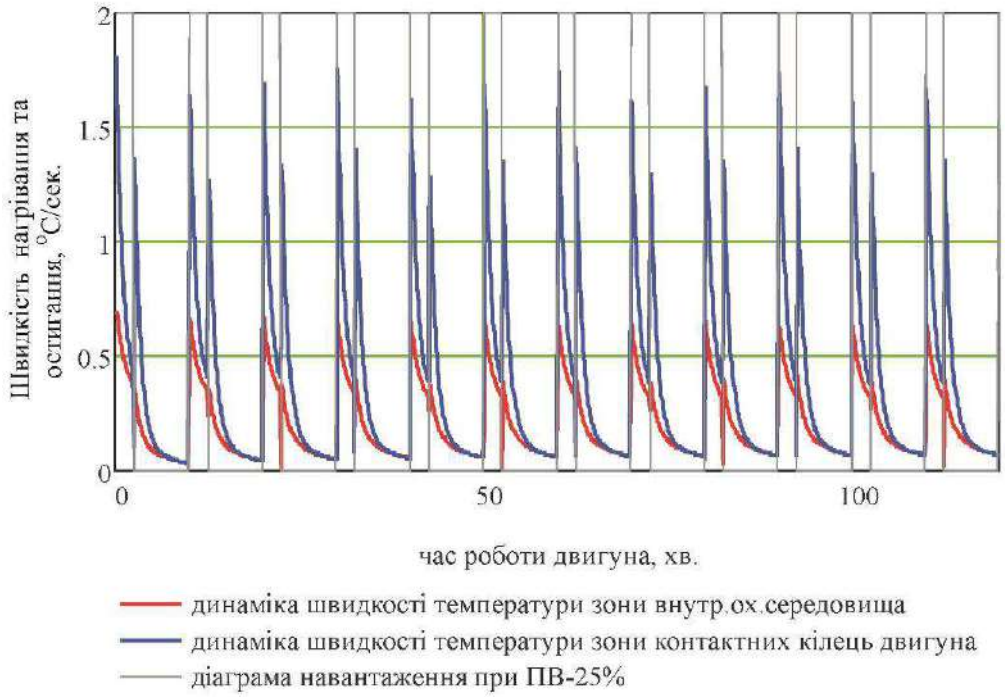

Рисунок 3.17 – Динаміка швидкостей температур зон внутрішнього охолоджувального середовища, контактних кілець АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-25%

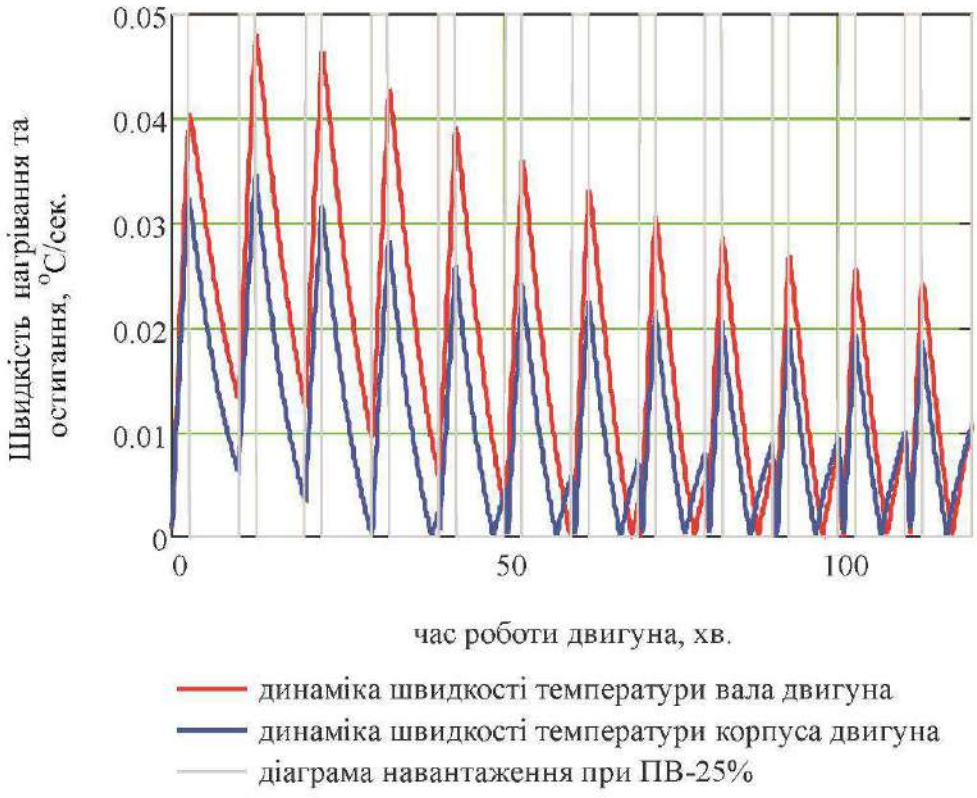

Рисунок 3.18 – Динаміка швидкостей температур зон вала та корпуса АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-25%

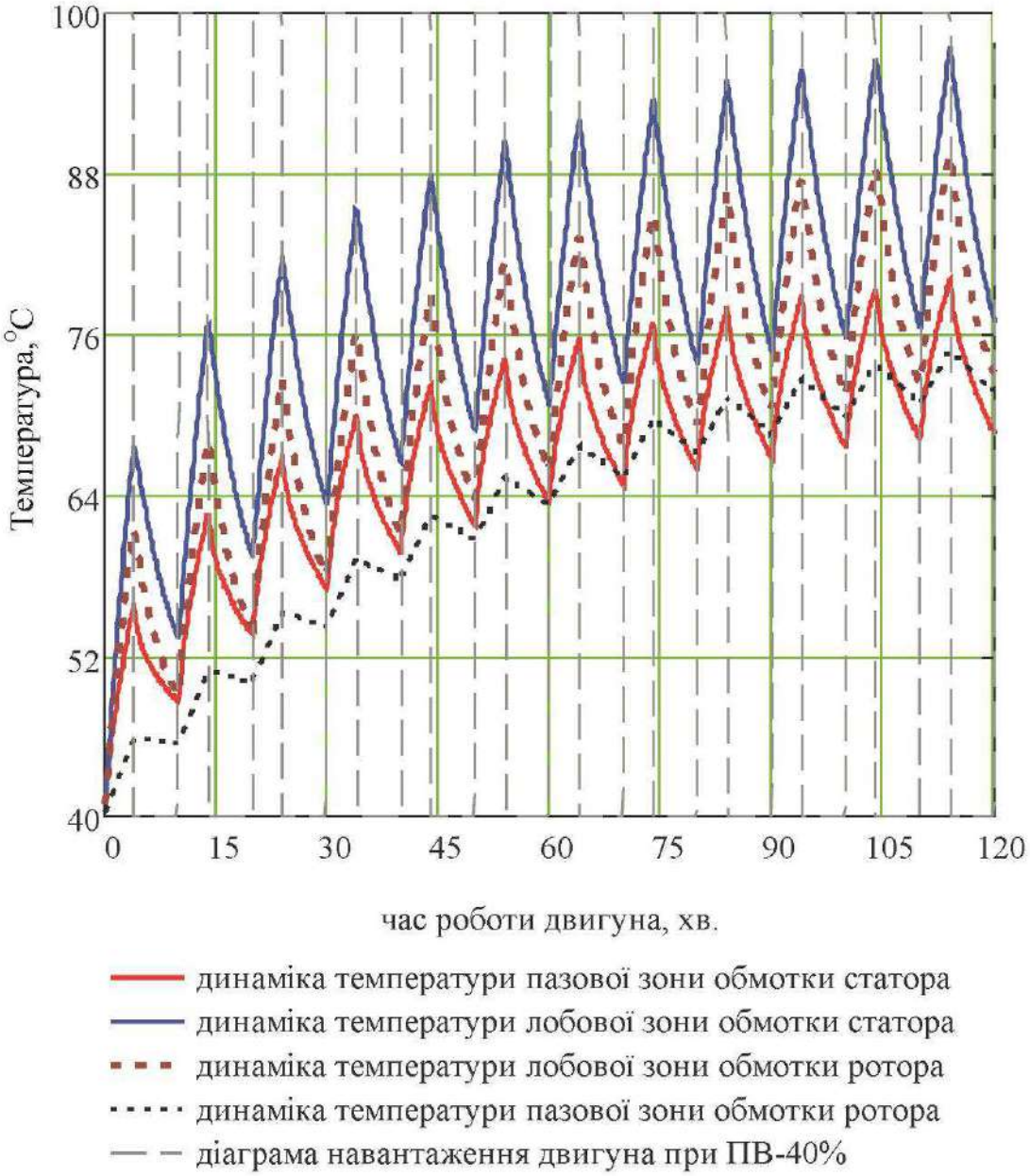

Рисунок 3.19 – Динаміка температур обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-40% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

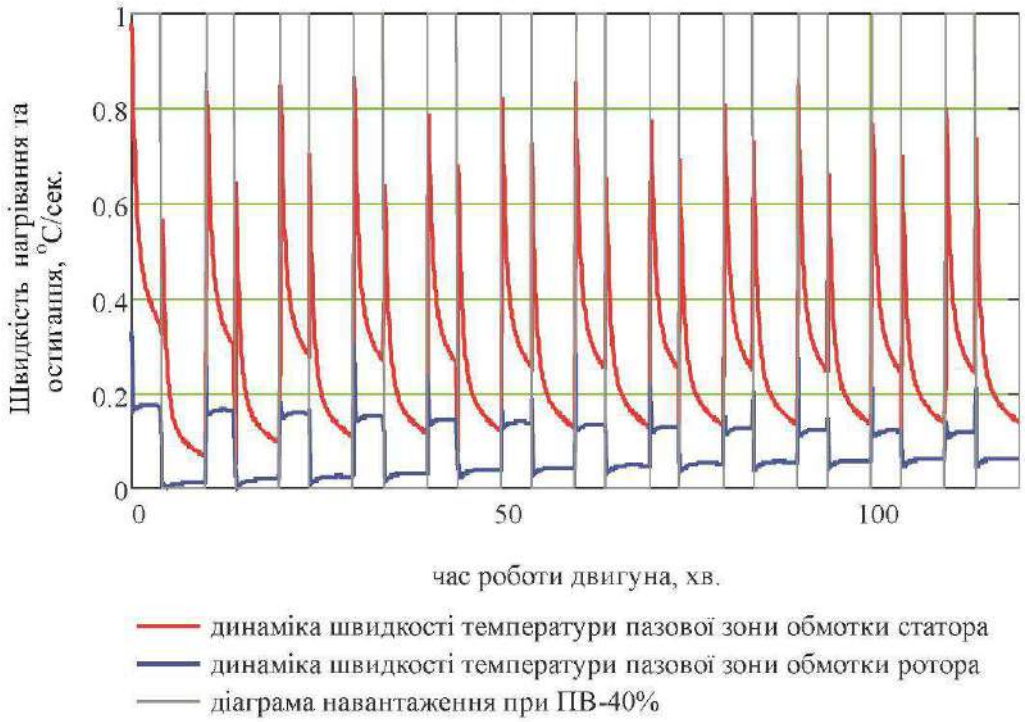

Рисунок 3.20 – Динаміка швидкостей температур пазових зон обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-40%

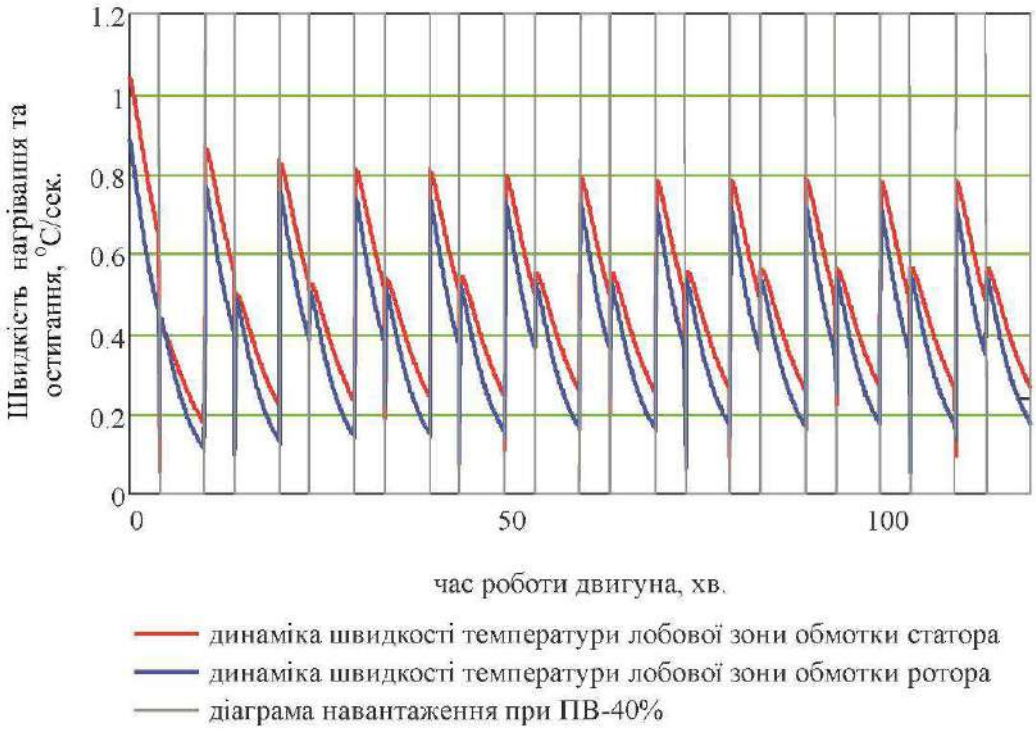

Рисунок 3.21 – Динаміка швидкостей температур лобових зон обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-40%

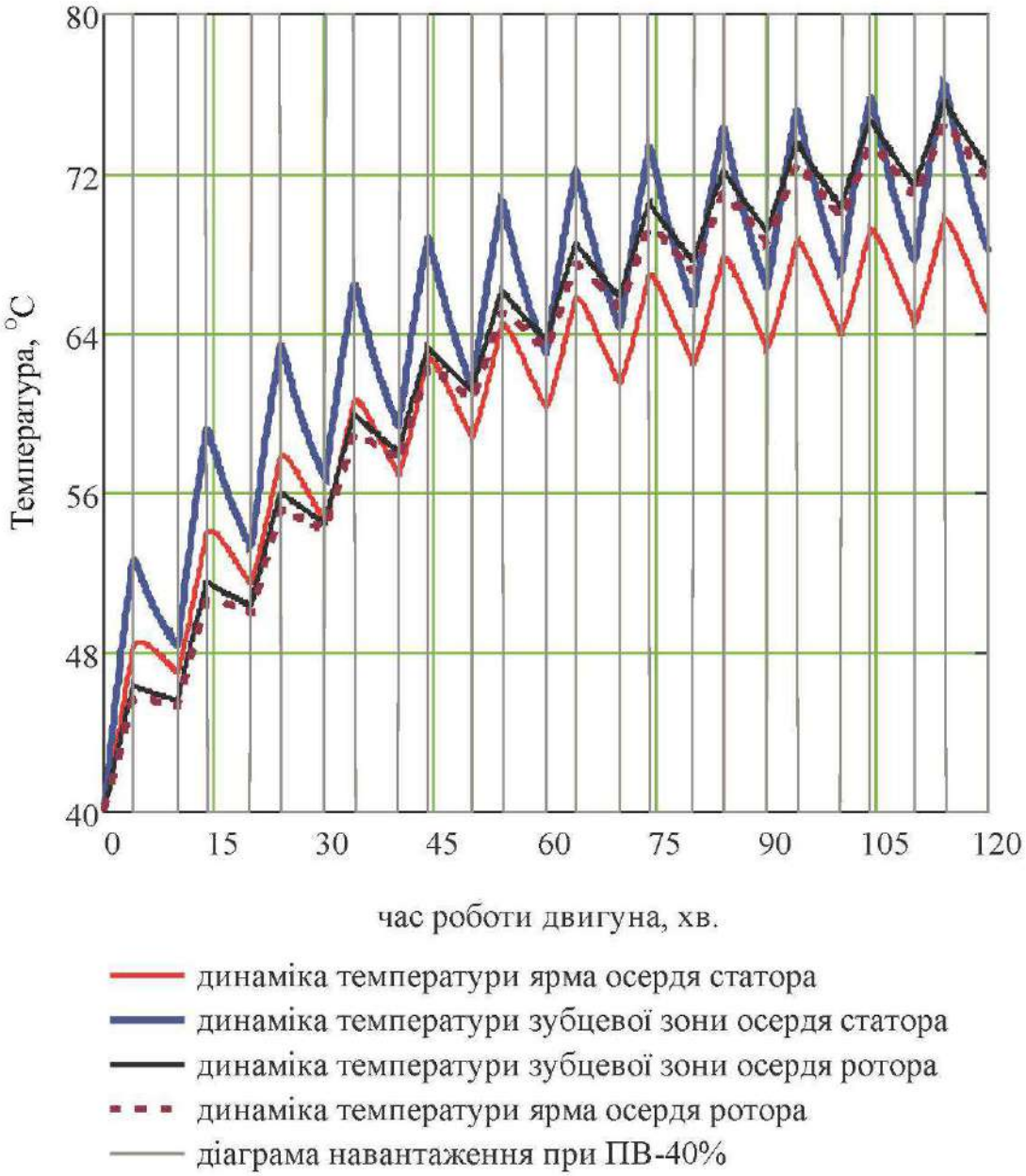

Рисунок 3.22 – Динаміка температур сталі АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-40% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

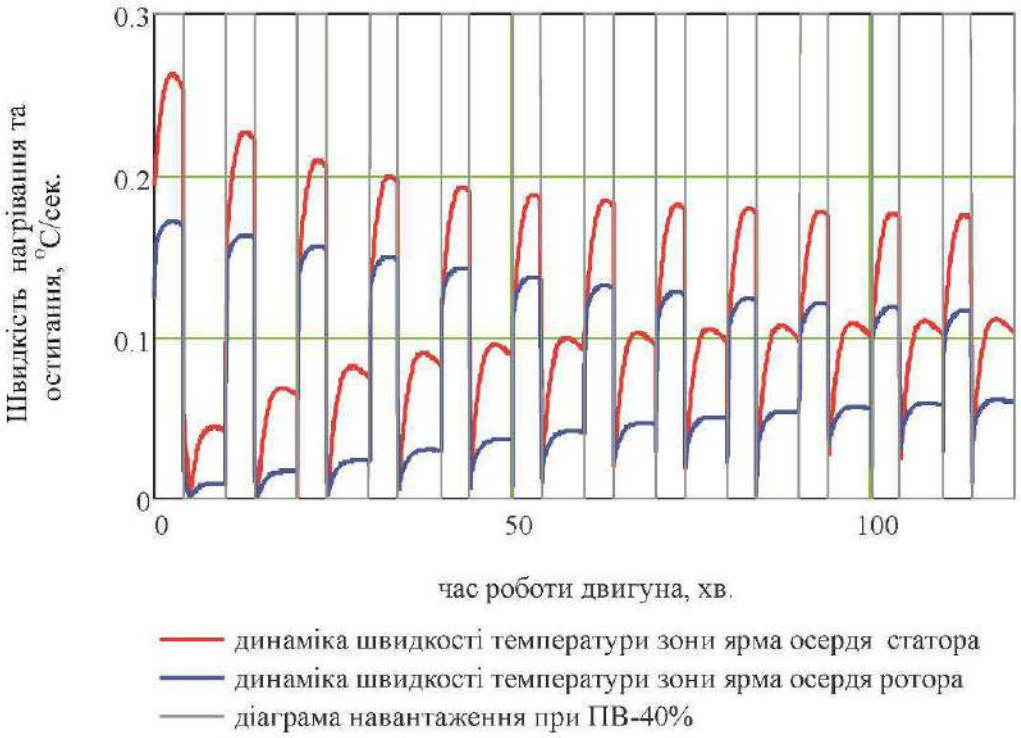

Рисунок 3.23 – Динаміка швидкостей температур зон ярма осердя статора та ротора АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-40%

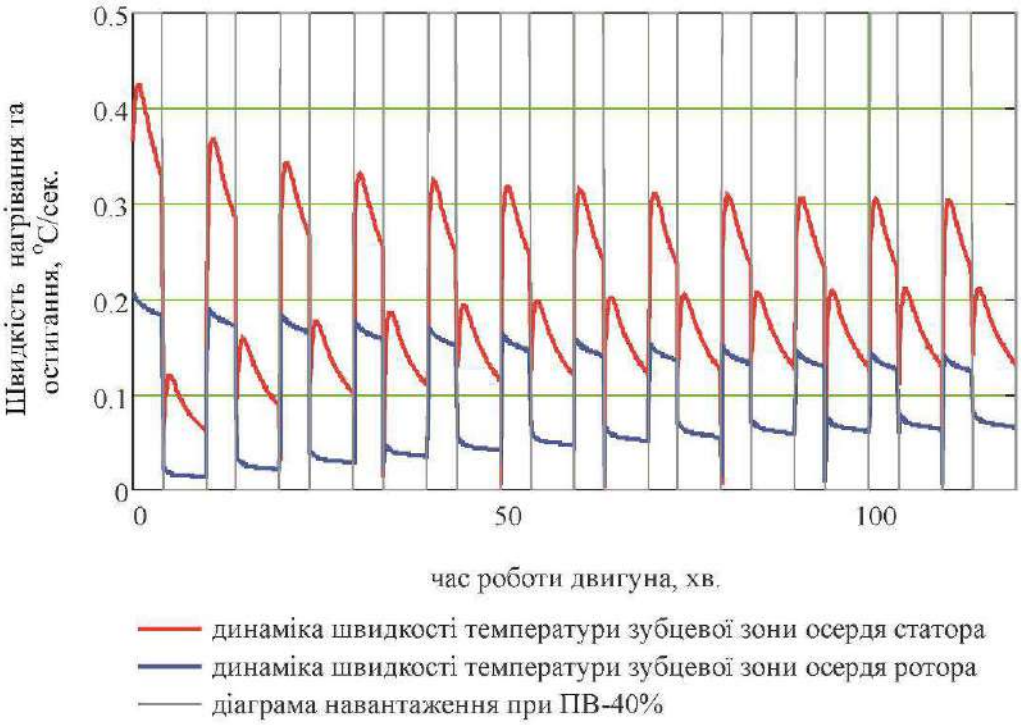

Рисунок 3.24 – Динаміка швидкостей температур зубцевих зон ярма осердя статора та ротора АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-40%

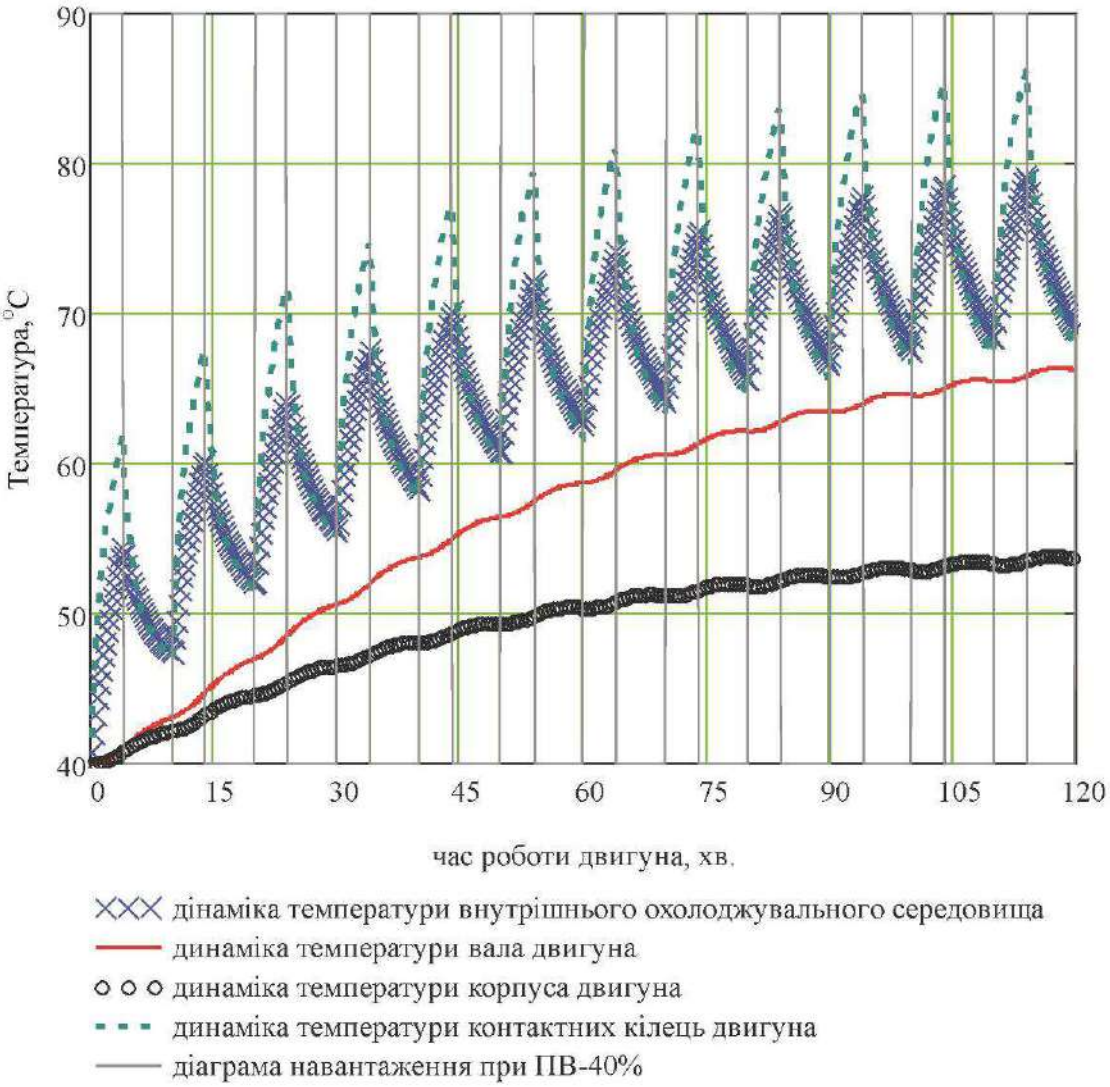

Рисунок 3.25 – Динаміка температур внутрішнього охолоджувального середовища, валу, корпусу та контактних кілець АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-40% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

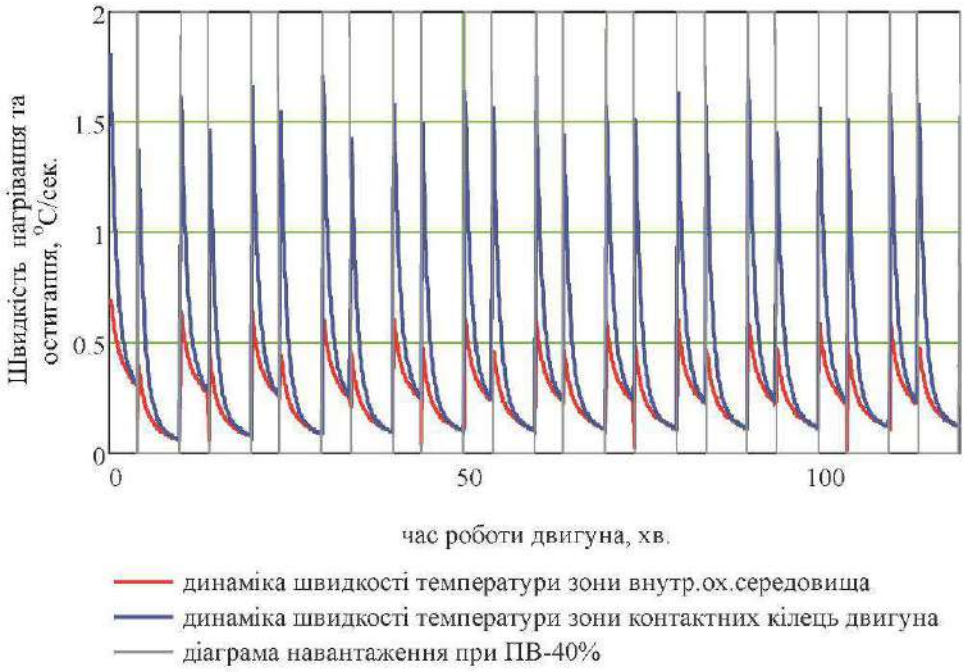

Рисунок 3.26 – Динаміка швидкостей температур зон внутрішнього охолоджувального середовища, контактних кілець АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-40%

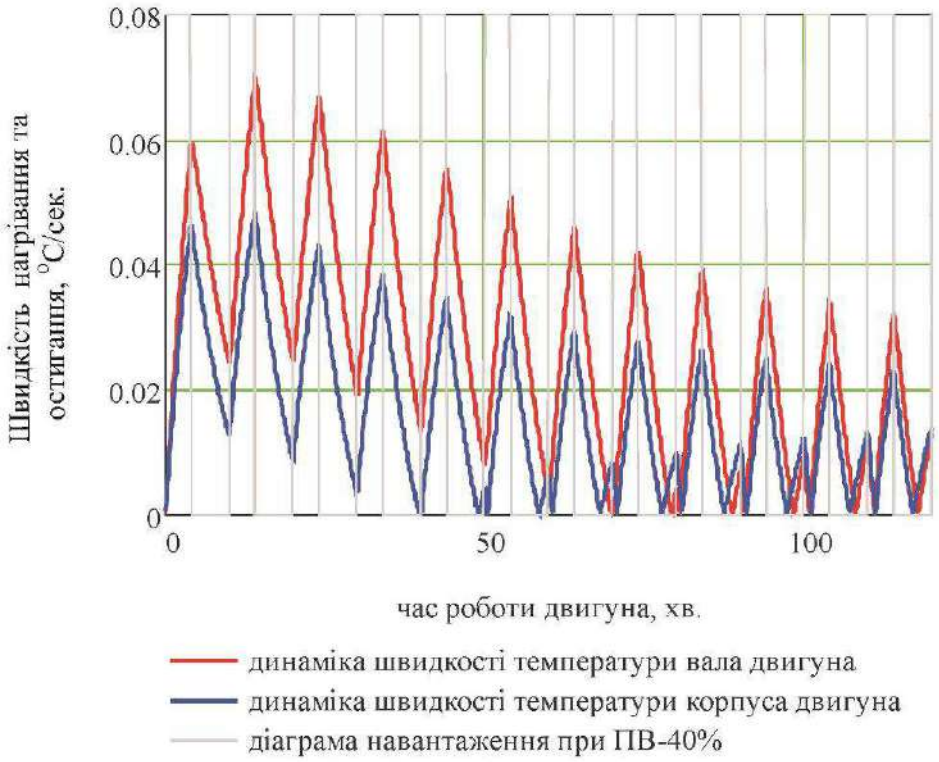

Рисунок 3.27 – Динаміка швидкостей температур зон валу та корпусу АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-40%

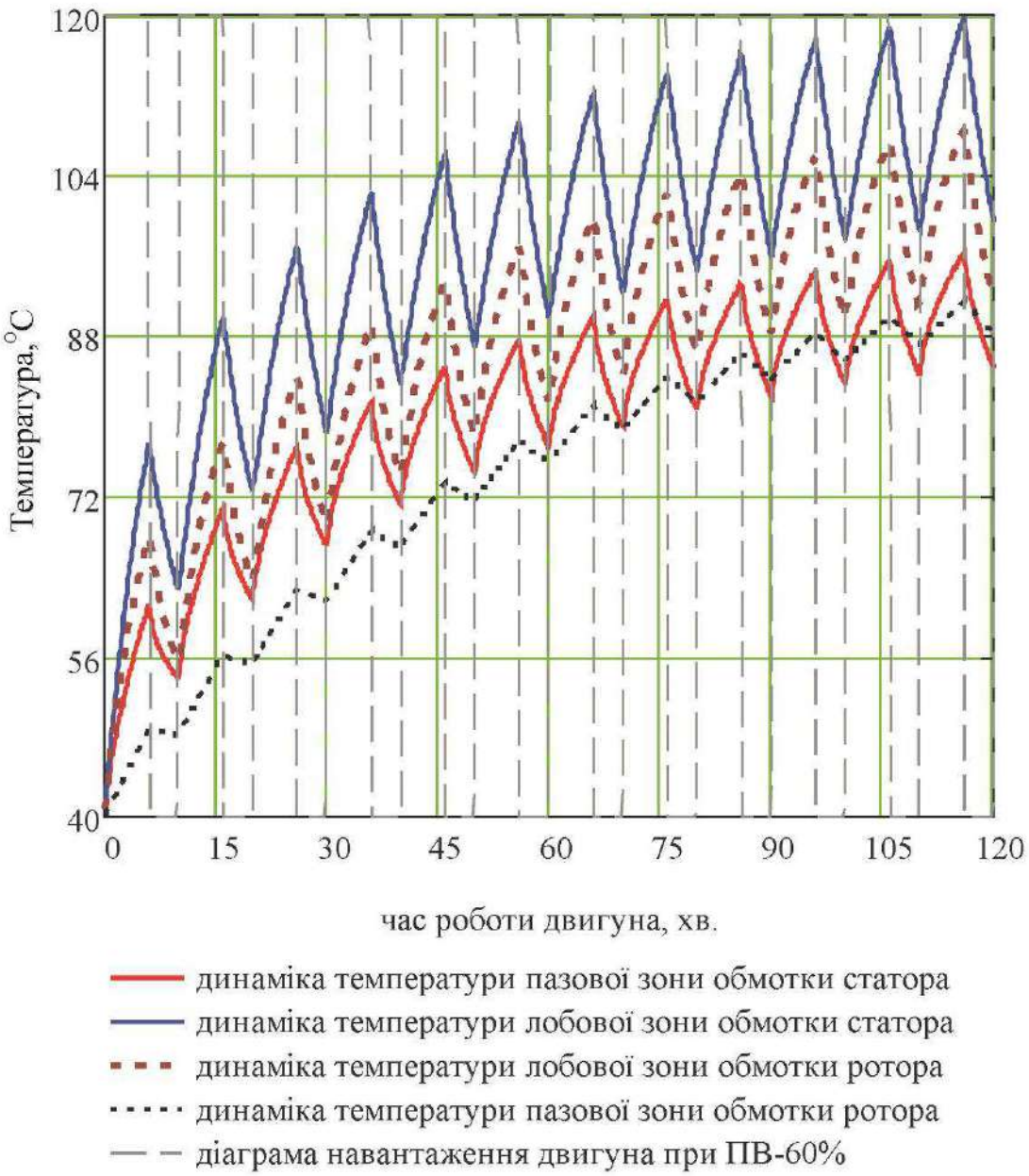

Рисунок 3.28 – Динаміка температур обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-60% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

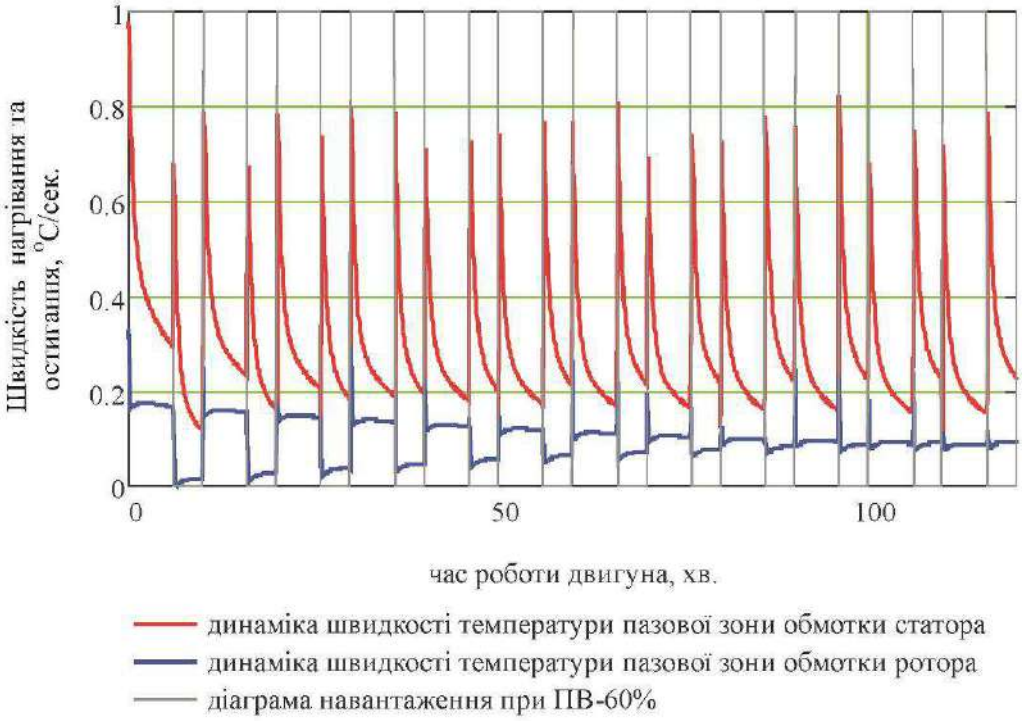

Рисунок 3.29 – Динаміка швидкостей температур пазових зон обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-60%

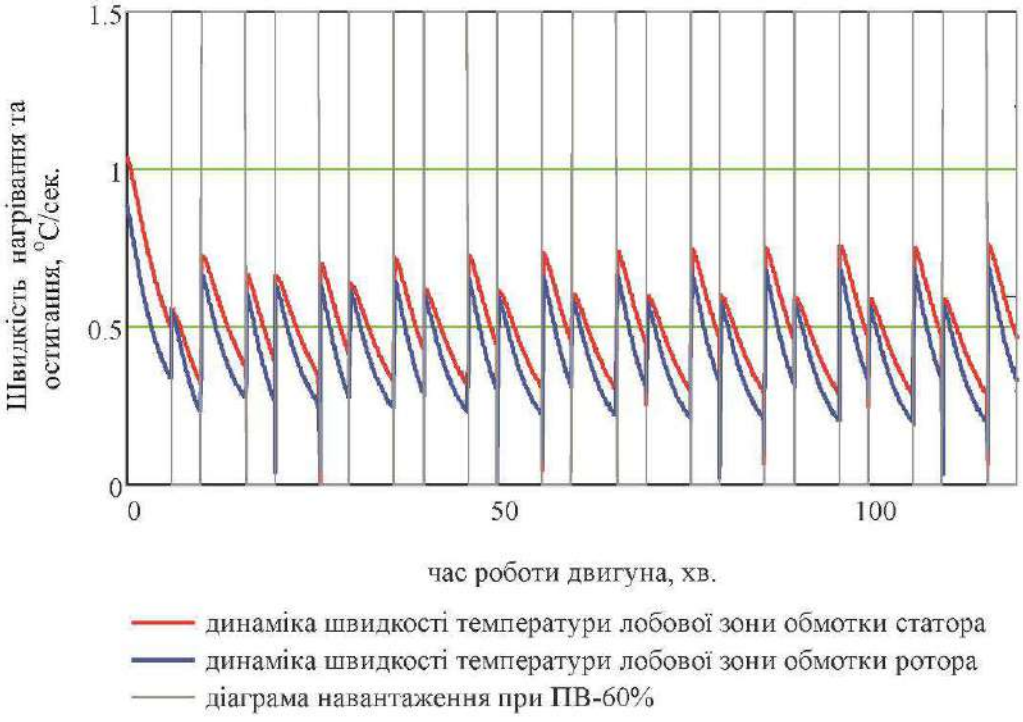

Рисунок 3.30 – Динаміка швидкостей температур лобових зон обмоток АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-60%

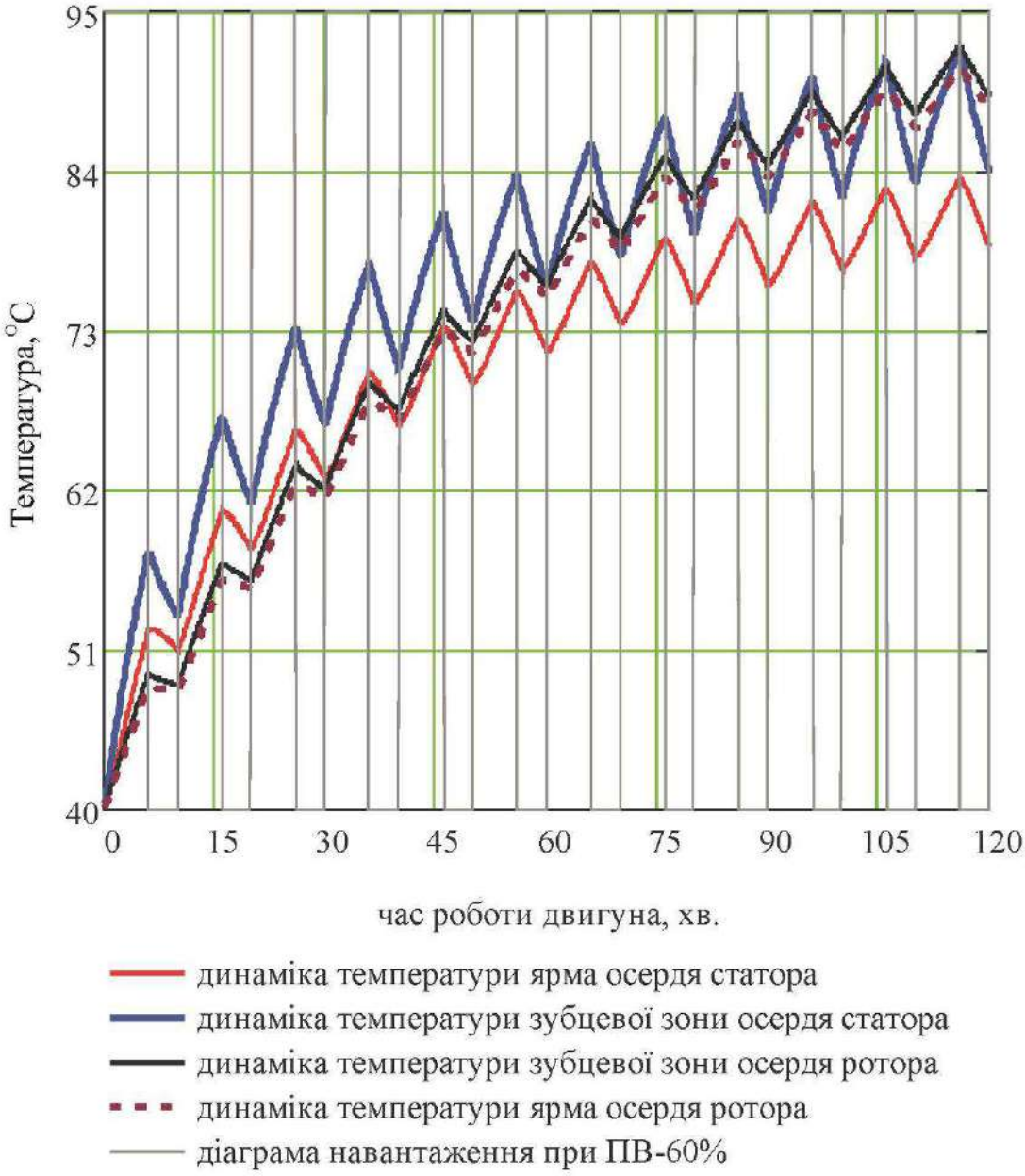

Рисунок 3.31 – Динаміка температур сталі АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-60% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

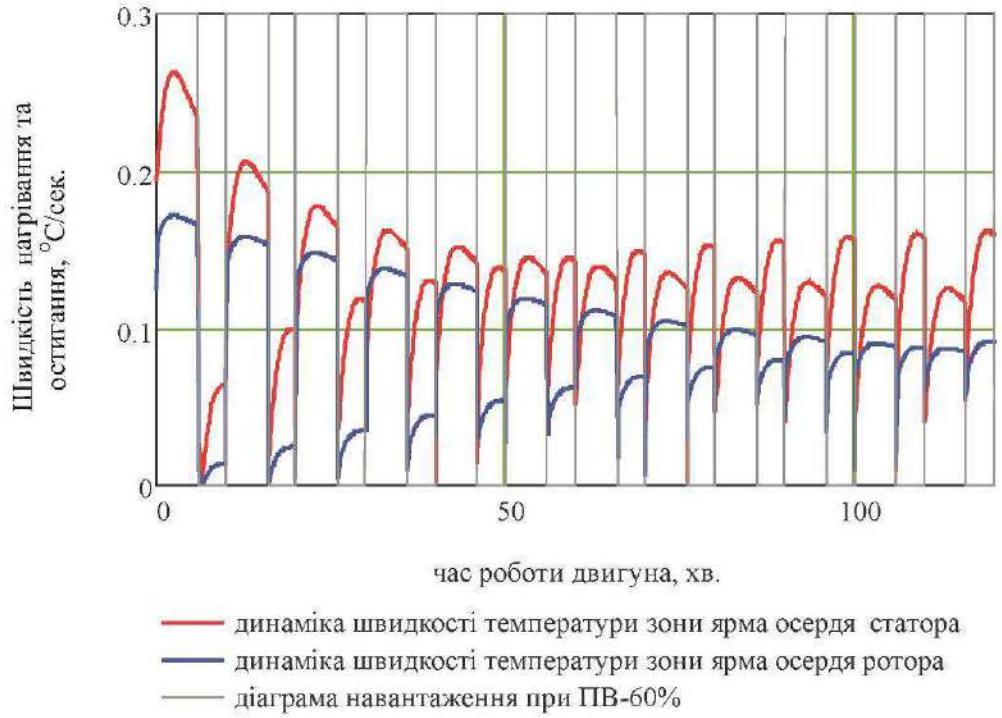

Рисунок 3.32 – Динаміка швидкостей температур зон ярма осердя статора та ротора АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-60%

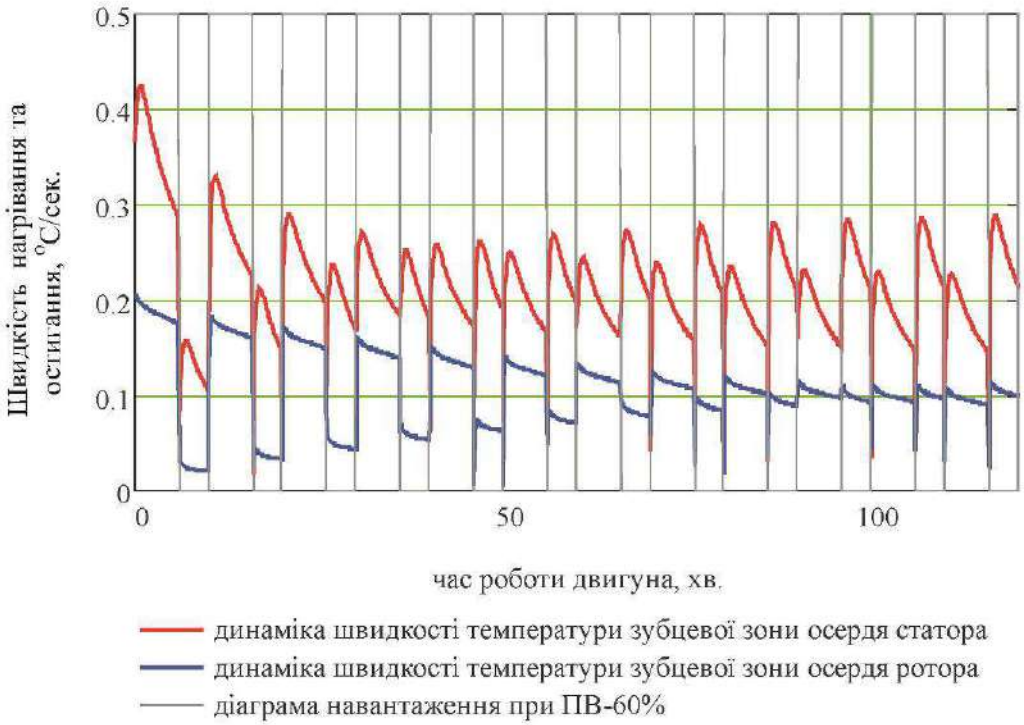

Рисунок 3.33 – Динаміка швидкостей температур зубцевих зон ярма осердя статора та ротора АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-60%

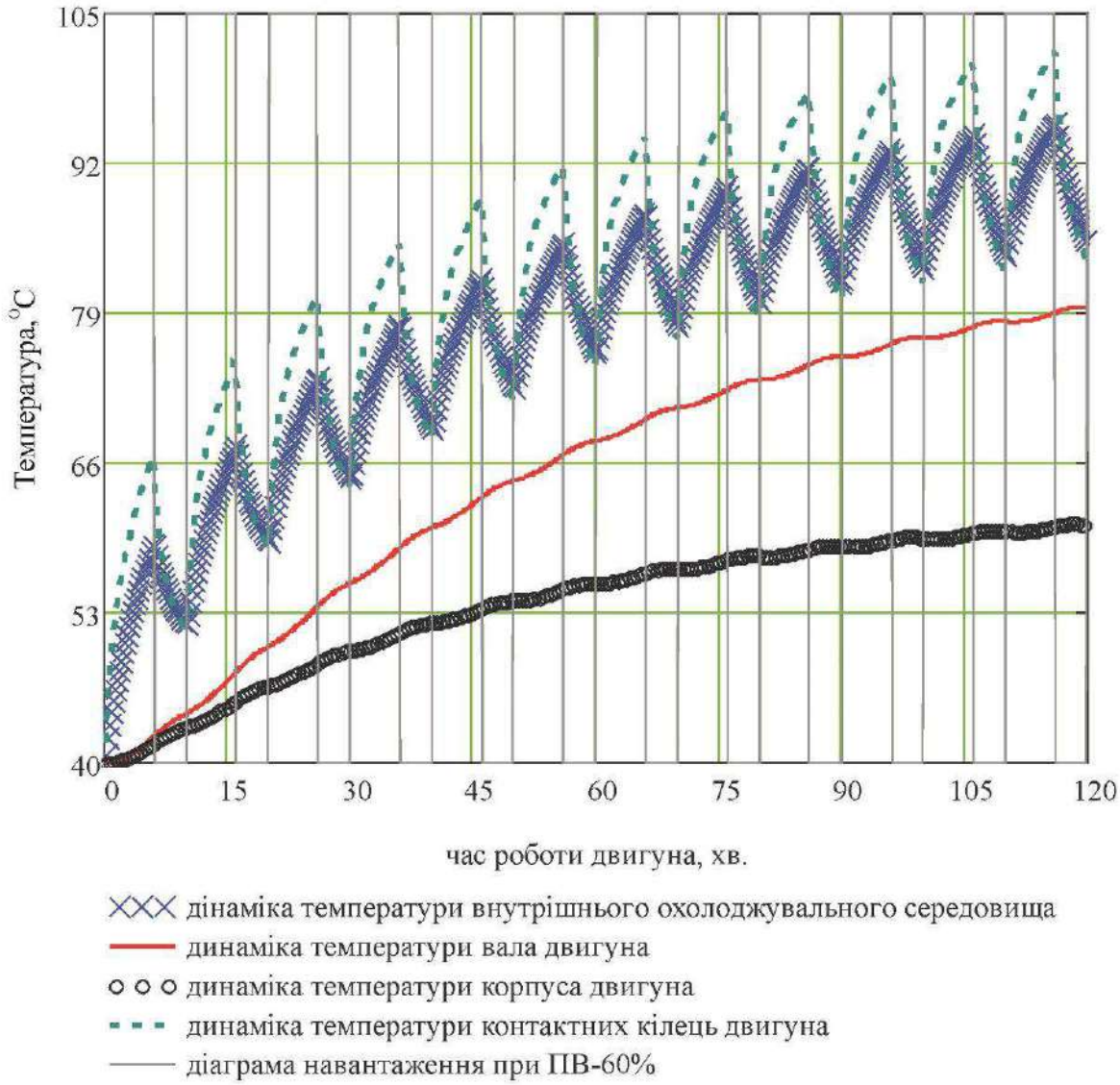

Рисунок 3.34 – Динаміка температур внутрішнього охолоджувального середовища, валу, корпусу та контактних кілець АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-60% (υ_0=40°, τ=10 хв.)

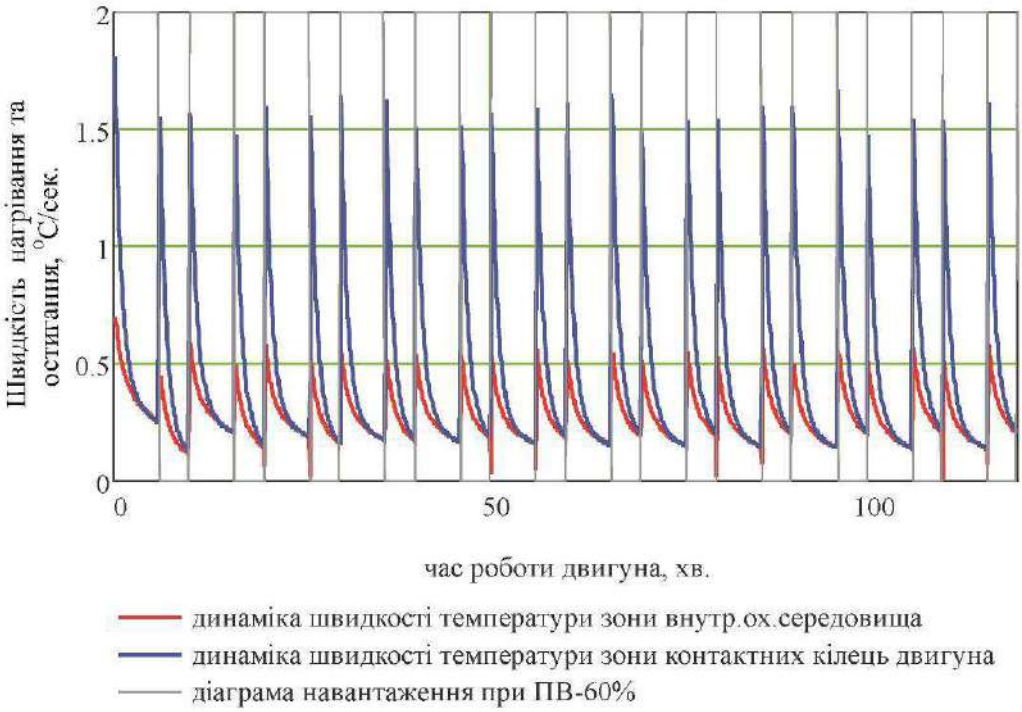

Рисунок 3.35 – Динаміка швидкостей температур зон внутрішнього охолоджувального середовища, контактних кілець АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-60%

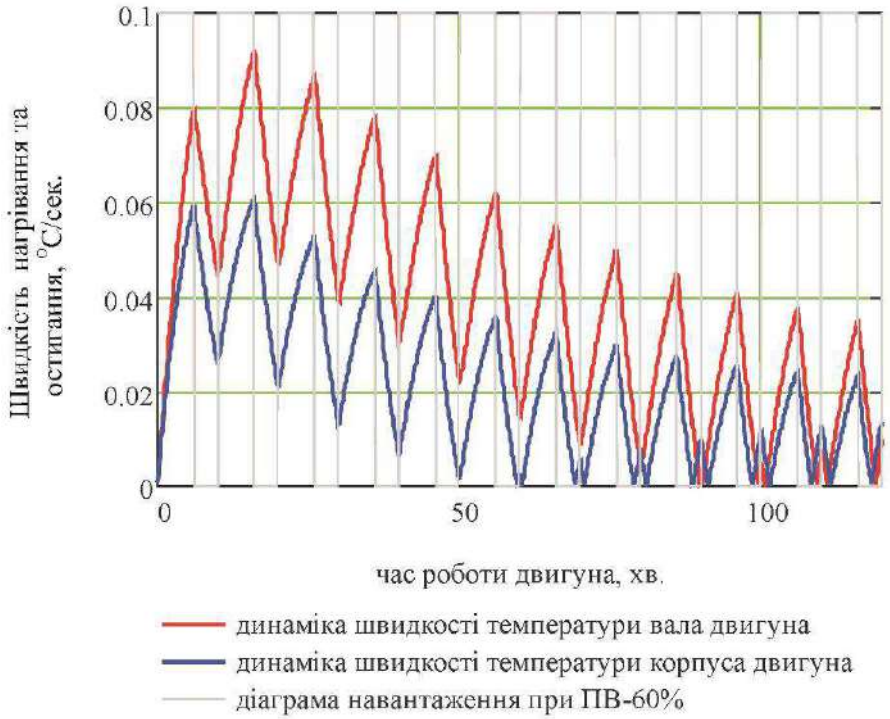

Рисунок 3.36 – Динаміка швидкостей температур зон вала та корпуса АД при повторно – короткочасному режимі роботи S3-60%

На рис. 3.1, 3.4, 3.7, 3.10, 3.13, 3.16, 3.19, 3.22, 3.25, 3.28, 3.31, 3.34 наведені результати аналізу теплового стану елементів машини при різних режимах роботи (S3-15%, S3-25%, S3-40%, S3-60%). Форми кривих нагрівання та охолодження елементів машини істотно відрізняються. Вони залежать від величин сталих часу нагрівання, які в свою чергу залежать від теплоємностей елементів машини (прямо пропорційна залежність), та від ефективності тепловиділення (зворотно пропорційна залежність). Тому, чим менша теплоємність елемента, тим менша буде його величина сталої часу нагрівання. Для оцінки теплового стану двигуна в табл.3.1 наведені максимальні температури нагрівання в досліджувальних вузлах за час роботи двигуна t=2 години, цикл роботи двигуна τ=10 хвилин (ГОСТ 183.74), υ_0=40°С при різних режимах роботи.

Таблиця 3.1 – Максимальні значення температур нагрівання елементів двигуна за час роботи t

Режим роботи	зона ярма осердя статора	зубцева зона осердя статора	пазова зона обмотки статора	лобова зона обмотки статора	зона внутрішнього охолоджувального	лобова зона обмотки ротора	зубцева зона осердя ротора	пазова зона обмотки ротора	зона ярма осердя ротора	зона вала двигуна	зона станіни, підшипникових	зона контактних кілець двигуна
	Максимальна температура нагріву, °С											
S3 при ПВ – 15%	51,3	54,5	57,3	63,5	56,5	60,7	53,4	53,2	53,1	49,9	45,2	62,9
S3 при ПВ – 25%	58,8	63,5	66,8	78	66	72,8	62,3	62	61,7	56,4	48,6	73
S3 при ПВ – 40%	69,8	76,5	80,2	97,5	79,5	89,4	75,7	74,8	74,5	66,4	54	86,3
S3 при ПВ– 60%	83,6	92,3	96,3	119,7	95,5	108,5	92,6	91,4	91,1	79,5	60,7	102
S3, ПВ – 100%	101	103	112	149,0	112	126	114	105	108	86	75	119

З табл. 3.1 випливає, що найбільші теплові навантаження припадають на лобові частини обмотки статора. Так як досліджуваний двигун має ізоляційний клас нагрівостійкості F (t_{max}=155 ^{o}C), то вона може бути використана в експлуатації для усіх розглянутих режимах навантаження.

При відключенні навантаження, процес теплообміну та конвекції між вузлами електричної машини продовжується. При цьому тепловий потік спрямовано від більш до менш нагрітої дільниці елементів. Нагрів валу та корпусу електричної машини після відключення навантаження продовжується (рис. 3.7, 3.16, 3.25, 3.34).

Швидкості наростання та зменшення температур в усіх вузлах (при різних режимах навантаження) в начальний момент часу процесів нагрівання та остигання АД суттєво відрізняються.

В лобових частинах обмотки статора швидкості наростання та зменшення температур в процесах нагрівання та остигання більші ніж у лобових частина ротора. Але характер зміни швидкостей в обох випадках однаковий (рис. 3.3, 3.12, 3.21, 3.30). В пазових частинах обмотки статора швидкості наростання та зменшення температур більші ніж у пазовій частині обмотки ротора. В пазовій зоні обмотки статора швидкість з часом зменшується у процесі нагрівання та остигання, а в пазовій зоні обмотки ротора навпаки (рис. 3.2, 3.11, 3.20, 3.29). В сталі статора (в зубцях та ярмі) спостерігається більша швидкість наростання та зменшення температур в процесах нагрівання та остигання ніж у сталі ротора. В зоні ярма осердя статора та в зубцевій зоні осердя ротора в процесі нагрівання та остигання спостерігається спочатку зростання, а потім зменшення швидкості температури в процесі нагрівання та остигання. В ярмі осердя ротора, в процесі нагрівання та остигання, спостерігається нестійке зростання швидкості, а в зубцевій зоні осердя ротора (при нагріванні та остиганні) постійне зменшення швидкості температури (рис. 3.5, 3.6, 3.14, 3.15, 3.23, 3.24, 3.32, 3.33). Найбільше значення швидкості температури, в процесі нагрівання

та остигання, спостерігається в зоні контактних кілець (рис. 3.8, 3.17, 3.26, 3.35). Режим навантаження машин суттєво не впливає на динаміку температур, але впливає на змінення швидкостей температур у часі.

Швидкості нагрівання та остигання залежать від теплоємкостей матеріалів, інтенсивності тепловиділення в цьому вузлі, та значень параметрів теплопровідності між ними. Від них залежать напрямки теплових потоків між вузлами машини.

Аналіз результатів теплового стану елементів АД показав, що найбільші значення температур мають обмотки статора й ротора та контактних кілець двигуна. Температури інших вузлів не представляють інтерес, хіба що з теоретичної точки зору. При промисловій експлуатації електричної машини на ці температури не належить звертати увагу та враховувати їх для формування сигналів захисту електроприводів. Температуру ротора в процесі роботи двигуна контролювати без застосування спеціальних методів також неможливо. Тому в якості інформаційного параметра можливо використати тільки температуру обмотки статора.

Найбільше значення температури в вузлах АД при незмінному номінальному навантаженні має місце при ПВ=100%. Зі зменшення ПВ температура зменшується. Тому навантаження на двигун можна збільшити до значення за максимально допустимою температурою найбільш нагрітого вузла асинхронного двигуна.

В табл. 3.2 наведені довідкові значення навантаження для стандартизованих ПВ для двигуна MTF-411-8.

За допомогою (1.29) для кожного значення струмів статора та ротора двигуна МТН-211-6 (табл. 3.2) визначенні значення механічної потужності двигуна, при яких максимальна температура лобових ластин обмотки статора не перевищую гранично допустиму температуру (t_{max}=155 ^{o}C). Результати розрахунку зведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.2 – Довідкові значення корисної потужності та струмові навантаження для двигуна МТН-211-6

Значення ПВ	$P_{мех}$, кВт	I_1, А	I_2, А
100	4,2	19,5	10,7
60	5,6	21,5	14,7
40	7,0	22,5	19,5
25	8,2	24,6	23,0

Таблиця 3.3 – Розрахункові значення допустимого струмового навантаження для двигуна МТF-211-6 при $t_{max} \leq 155$ °С

	Довідкове значення	Розрахункове значення	
Значення ПВ	I_1, А	I_1, А	Відхилення, %
100	19,5	20,6	5,3
60	21,5	22,5	4,44
40	22,5	23,2	3,0
25	24,6	25,1	2,0

Таким чином, реальне струмове навантаження двигуна МТН-211-6 має меньше за довідкове значения. Тому при експлуатації двигуна МТН-211-6 струмове навантаження повинно бути зменшено згідно табл. 3.3, з метою збереження розрахункового строку служби ізоляції АД.

ВИСНОВКИ

У першому розділі розглянуті особливості теплового розрахунку асинхронного двигуна у стаціонарному та нестаціонарному режимах роботи.

У другому розділі виконано розрахунок теплових режимів роботи асинхронного двигуна з фазним ротором, який складається з визначення електричних, та постійних втрат машини при номінальному режимі роботи, теплової схеми заміщення, яка враховує теплові опори між елементами машини, теплоємності та зон тепловиділення, та динамічної теплової моделі, яка описує теплову схему заміщення і являє собою систему диференційних рівнянь першого порядку.

У третьому розділі виконано дослідження та аналіз динаміки теплового стану основних елементів асинхронного двигуна з фазним ротором, побудовані залежності змін температур на етапах нагрівання та остигання асинхронного двигуна з фазним ротором, швидкостей зміни температур для основних вузлів при змінному повторно – короткочасному навантаженні (S3-15%, S3-25%, S3-40%, S3- 60%).

За результатами уточнюючого теплового розрахунку основних вузлів кранового асинхронного двигуна для повторно-короткочасного режиму його роботи визначено оптимальні значення струмового навантаження асинхронного двигуна для номінальних значень ПВ. Встановлено що струмове навантаження асинхронного двигуна в залежності від ПВ потрібно зменшити на 5,7-12,3% для забезпечення гранично допустимого за класом ізоляції теплове навантаження асинхронного двигуна.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Kopyilov, I. P. Proektirovanie elektricheskih mashin [Tekst] / I. P. Kopyilov. – M.: Energiya, 1980. – 496s.

2. Goldberg, O. D. Proektirovanie elektricheskih mashin [Tekst] / O. D. Goldberg. Uchebnik dlya vuzov. - M: Vyisshaya shkola, 1984. -432s.

3. Asinhronnyie dvigateli serii 4A: Spravochnik [Tekst] / A.E. Kravchik, M.M. Shlaf. V.I.Afonin, E.A. Sobolenskaya. - M.: Energoizdat, 1982.-504s

4. Vaskovskiy, Yu.M. Poloviy analIz elektrichnih mashin [Tekst] / Vaskovskiy, Yu.M. Navch. PosIb. - K.: NTUU «KPI», 2007. – 192 s.

5. Filippov I. F. Teploobmen v elektricheskih mashinah [Tekst] / I. F Filippov. Uchebnik dlya vuzov.- L.: Energoatomizdat. Leningr. otd-nie, 1986.-256 s..

6. Antonov, M. V. Tehnologiya proizvodstva elektricheskih mashin [Tekst] / M. V. Antonov, L. S. Gerasimova. - M.: Energoizdat, 1982. – 512 s.

7. Sipaylov G.A. Teplovyie gidravlicheskie i aerodinamicheskie raschetyi v elektricheskih mashinah [Tekst] / G. A. Sipaylov, D. I. Sannikov, V. A. Zhadan. – M.: Vyissh. shk., 1989. – 239s.

8. Postnikov I. M. Proektirovanie elektricheskih mashin [Tekst] / I. M Postnikov. – K.: Gosudarstvennoe izdatelstvo tehnicheskoy literaturyi, 1960. – 912s.

9. Kranovo-metallurgicheskie elektrodvigateli [Tekst] / N. M. Batalov, V. A. Belyiy, A. B. Ioffe, A. A. M. M. Rabinovich. M.: Energiya, 1967. – 240s.

10. Shuyskiy, V.P. Raschet elektricheskih mashin [Tekst] / V.P. Shuyskiy M.: Energiya, 1968. – 732 s.

11. Bessonov P.A. Teoreticheskie osnovyi elektrotehniki. Elektricheskie tsepi [Tekst] / P. A. Bessonov. M.: Vyissh. shk., 1996. – 640s.

12. Aleksandrov K.K. Elektrotehnicheskie chertezhi i shemyi [Tekst] / K. K. Aleksandrov, E. G. Kuzmina. – M.: Energoatomizdat 1990. – 290s.

13. Федоров, М. М. Динамічні теплові моделі вузлів електричних машин [Текст] / М. М. Федоров // Електромашинобудування та електрообладнання. - К. - 1999. - № 53. - С. 70-73.

14. Федоров М. М Моделювання теплового стану вузлів електричних машин у різних режимах роботи [Текст] / М. М. Федоров // Зб. праць ДонДТУ. Сер. проблеми моделювання та автоматизації проектування динамічних систем. – Донецьк – 1999. – Віп. 10. – С. 90-95.

15. Федоров М. М. Моделювання динаміки теплового стану електричних машин при повторно короткочасних режимах роботи [Текст] / М. М. Федоров // Технічна електродинаміка. - К. - 2000. - № 4. - С. 38-42.

16. Федоров М. М. Особливості теплових перехідних процесів у вузлах асинхронного двигуна за різних режимів роботи [Текст] / М. М. Федоров // Електромашинобудування та електрообладнання. - К. - 2000. - № 54. - С. 71-75.

17. Федоров М. М. Особливості теплових процесів в обмотках електродвигунів бурових верстатів [Текст] / М. М. Федоров // Зб. тр. ДонДТУ. Сер. гірничо-геологічна. - Донецьк. – 2000. – Вип. 11. – С. 37-43.

18. Fedorov M. The system of automatic trial and prognosis of electric mechanical and thermical testimonial of asinchronic engins. [Text] / M. Fedorov, V. Dennik, E. Alekseev // World Mining Congress, 13th International Conference of Automation in Mining. September 8-11, 1998.- High Tatras. Slovak Republic. - 1998. – P. 93-96.

19. Коцур, М. І. Оцінка ресурсу системи ізоляції керованого асинхронного двигуна з фазним ротором у під синхронному діапазоні частоти обертання ротора [Текст] / М. І. Коцур, П. Д. Андрієнко, І. М. Коцур // Східноєвропейський журнал передових технологій -2011. - № 5/8 (53). - С. 41 - 45