МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н. КАРАЗІНА
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
КОМП'ЮТЕРНОЇ ФІЗИКИ ТА ЕНЕРГЕТИКИ

Кафедра теплофізики, молекулярної фізики та енергоефективності

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
за ОКР бакалавр

«Інтенсифікація процесів теплопереносу в каналах системи охолодження тягових електродвигунів»

Виконав: студент 4 курсу, групи НФ-42
Сергій РОБЕЙКО
Спеціальність:
«Прикладна фізика та наноматеріали»
Керівник: к.т.н., доцент
Олександр АЛЕКСАХІН
Рецензент: к.т.н. Олег ВАСИЛЕНКО

Харків – 2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В.Н.Каразіна

ННІ Комп'ютерної фізики та енергетики

Кафедра теплофізики молекулярної фізики та енергоефективності

Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) «бакалавр»

Спеціальність 105 прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_Юрій МАЦЕВИТИЙ

підпис ініціали, прізвище

“____” _____20___року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ (ПРОЕКТ)

Робейка Сергія Сергійовича

(прізвище, ім’я, по батькові студента)

1. Тема роботи Інтенсифікація процесів теплопереносу в каналах системи охолодження тягових електродвигунів

керівник роботи Алексахін Олександр Олексійович, доцент. к.т.н.

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

затверджені наказом по університету від “”_____ 20 року №_____

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Перелік питань, які потрібно розробити

Аналіз способів інтенсифікації процесів теплопереносу у каналах системи охолодження тягових електродвигунів. Обчислення коефіцієнтів теплообміну, втрат тиску у циліндричних каналах системи охолодження електродвигунів. Оцінка впливу геометричних характеристик інтенсифікаторів теплопереносу на потужність вентиляторів системи охолодження

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1	Аналіз способів підвищення способів підвищення інтенсивності процесів теплопереносу утрубах і каналах.
2	Обчислення коефіцієнтів теплообміну у циліндричних каналах системи охолодження електродвигунів при використанні стрічкових завихрювачів для інтенсифікації конвективного теплообміну
3	Обчислення коефіцієнтів гідравлічного опору і втрат тиску при русі охолоджуючого повітря у каналах системи охолодження електродвигунів при використанні стрічкових завихрювачів
4	Обчислення потужності вентиляторів системи охолодження тягового електродвигуна ЕД-118
5	Оформлення пояснювальної записки

5. Дата видачі завдання_____

Студент _____ _____

підпис ініціали, прізвище

Керівник роботи _____ _____

підпис ініціали, прізвище

Перелік скорочень та абревіатур

ВДУ- Відновлювальні джерела енергії.

ЕЕ-енергоефективність.

Реферат

Об’єктом дослідження дипломної роботи є система охолодження тягових електродвигунів , а саме електродвигуна ЕД-118.

Метою даної роботи є інтенсифікація процесів теплопереносу в каналах системи охолодження тягових електродвигунів ЕД-118 за допомогою стрічкових інтенсифікаторів.

Головним результатом роботи є зменшення витрат електроенергії вентиляторами системи охолодження тягового електродвигуна.

Актуальність роботи полягає у зменшенні витрат палива силовою установкою тепловозу.

Дипломний проект містить: ____сторінок, _____ малюнків, _____ таблиць, _____ джерело.

Ключові слова: тяговий електродвигун, система охолодження, конвективний теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі, інтенсифікація теплообміну, стрічковий інтенсифікатор втрати тиску, потужність вентилятора системи охолодження.

Abstract

The object of study of the thesis are the channels of the cooling system of traction motors, and the electric motor ED-118.

The purpose of this work is to intensify the processes of heat transfer in the channels of the cooling system of traction motors, as well as the effectiveness of tape intensifiers in the channels ED-118.

The main result of the work is: achieving energy efficiency of traction motors by increasing the heat transfer coefficient.

Given the tendency to a constant increase in fuel and electricity consumption, the topic of the thesis is relevant.

Thesis project contains: ____ pages, _____ figures, _____ tables, _____ source.

Key words: traction motor, cooling system, convective heat transfer, heat transfer coefficient, heat exchange intensification, belt intensificator, pressure loss, cooling fan power.

Зміст

1. Вступ…….....7
   1.1.Засоби підвищення теплообміну в трубах і каналах……..9
      Ореберення…….....10
      Стрічкові завихрювачі…….19
      Формули для розрахунку коефіцієнтів теплообміну та гідравлічного опору…….23
2. Загальна характеристика системи охолодження тягових електродвигунів……..24
   2.1 Улаштування системи охолодженнюя тягових електродвигунів тепловозів……....25
3. Аналізи розрахунків та висновок …….35
4. Список рекомендованої літератури……..41

Вступ

На сучасному етапі розвитку промисловості, за існуючих техногенних умов навантаження на навколишнє середовище, важливим є збалансований розвиток економіки, енергетики і екології.[1] Для цього потрібно запроваджувати заходи для зменшення вартості паливно-енергетичних ресурсів, економії їх витрачання , введення нових технологій на основі альтернативних і відновлювальних джерел енергії (ВДЕ), зменшення викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище. Через великий обсяг імпортованої енергії вирішення цих проблем відіграє вирішальну роль в енергетичній безпеці нашої країни. Відомо, що нормативні втрати теплової енергії лише при транспортуванні в централізованих мережах теплопостачання в Україні знаходяться на рівні 13%. Низькі рівні якості теплоізоляції збільшують ці втрати на 15-20%, що означає, що споживач отримує меншу частку теплової енергії. Є також значні втрати в інших секторах енергетики через брак ресурсів для модернізації енергогенеруючих потужностей і транспортних мереж.Тому основне завдання полягає в поліпшенні енергетичного та екологічного становища шляхом підвищення енергоефективності у всіх секторах енергетики, економіки, промисловості, житлового будівництва та комунального господарства.За орієнтовними розрахунками це дозволить знизити енергоспоживання в 2-3 рази. При цьому рекомендується поступово нарощувати встановлені потужності відновлюваних джерел енергії (ВДЕ) для скорочення використання викопних видів палива і технологічного впливу на навколишнє середовище. Активний розвиток технологій виробництва відновлюваної енергії пов 'язаний з їх потенційно невизначеною кількістю енергії. Порівняно з традиційними джерелами енергії з первинними джерелами нафти, газу або вугілля, енергетичний потік відновлюваних джерел енергії низький і низький залежно від їх географічного

положення, місцевого використання та нерівномірного енергопостачання з плином часу.

Під енергозбереженням розуміють впровадження правових, організаційних, наукових, виробничих, технічних і економічних заходів, спрямованих на зменшення споживання теплової та електричної енергії споживачами і на збільшення частки енергії, що споживається від відновлювальних джерел енергії [1]. Індустріалізація світової економіки призвела до швидкого зростання енергоспоживання за останні 100-150 років. Оскільки частка викопних джерел енергії в структурі енергоспоживання вище всього: нафти, газу, вугілля - це призведе до їх швидкого виснаження і поступового подорожчання цих джерел енергії. У цьому контексті було встановлено, що сталий економічний розвиток потребує заходів щодо раціонального використання енергії.Тому в більшості розвинених країн впровадження енергозберігаючих і енергоефективних (ЕЕ) технологій фінансують з державного бюджету. Заходи з енергозбереження поділяють на накі групи. [1].

1 Технічні: використання низькоенергетичного обладнання та обладнання; використання енергоефективних технологій для виробництва і транспортування енергії; теплоізоляція будівель; заміна викопних джерел енергії відновлюваними джерелами енергії.

2 Економічні: введення денних і нічних тарифів; сплата зелених тарифів на енергію з відновлюваних джерел; введення поступової винагороди (споживаєш більше - платиш більше); державні субсидії на впровадження енергоефективних технологій.

3 Організаційні: встановлення лічильників; використання зимового та літнього часу; економія енергії.

4 Юридичні: ратифікація міжнародних угод і конвенцій у галузі енергозбереження; Розробка та здійснення національних програм енергозбереження.

1.Засоби підвищення теплообміну в трубах і каналах

На даний момент одним із шляхів вирішення проблеми підвищення ефективності теплозйому в елементах теплоенергетичного обладнання та систем охолодження транспортних засобів є штучна інтенсифікація процесів теплообміну за допомогою різних пристроїв. Як заходи для підвищення ефективності теплопереносу використовують наступні: оребрення поверхонь теплообміну, пристінну турбулізація потоку теплоносія, використання пристроїв для закручування потоку теплоносія.

Оребрення поверхонь (surfacewithrib) теплообміну застосовується як для зменшення габаритів теплообмінних апаратів, так і для вирівнювання термічних опорів та інтенсифікації процесів теплопередачі в цілому. Оребрення здійснюють з боку теплоносія з меншим значенням коефіцієнта тепловіддачі. Виготовляються оребрені поверхні різними способами. В одних випадках вони є суцільною відливкою з чавуну, в інших – ребрах виготовляються окремо, а потім кріпляться до відповідної гладкої поверхні.[2] В останньому випадку ребра можна виготовляти із більш легкого і теплопровідного матеріалу. Щільний контакт між стінкою і ребрами здійснюється шляхом насадження ребер у гарячому стані з наступним припаюванням. Площина ребра, як правило, має бути спрямована за рухом теплоносія, а в разі вільної конвекції – вертикально. Ребра можуть мати плоский або трапецієподібний профіль і бути круглої, квадратної, прямокутної або трикутної форми (рис.1.1) Для пучків труб застосовують також суцільне пластинчасте оребрення (рис.1.2) [2]

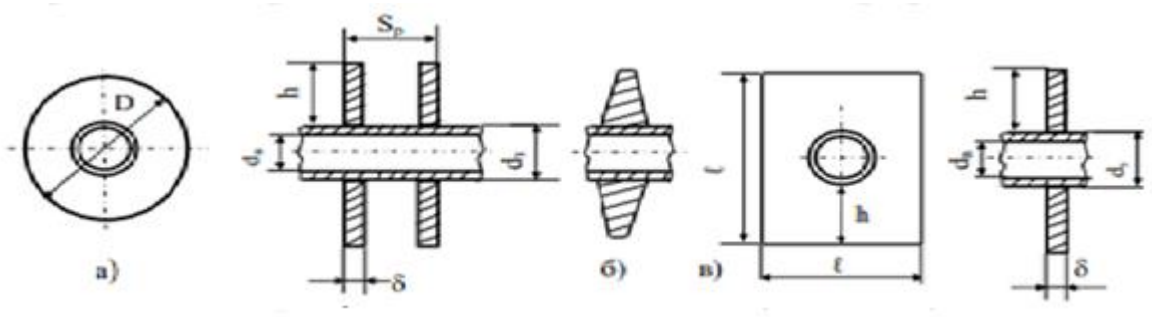


рис 1.1 Труби з оребренням а)-круглі ребра;б)-трикутні ребра;в)-квадратні ребра

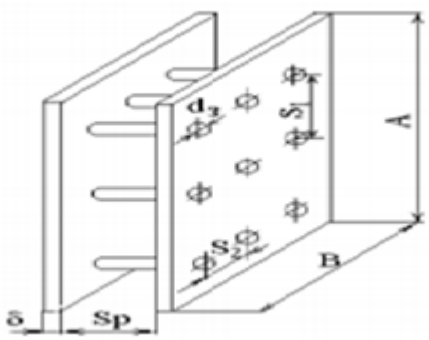


рис 1.2 Пластичне оребрення коридорного пучка труб

Одним із напрямків підвищення ефективності тепловідведення в елементах теплоенергетичного обладнання й системах охолодження транспортних засобів є штучна інтенсифікація теплообміну. Найбільш поширеними є два такі напрямки інтенсифікації теплообміну: підвищення коефіцієнтів конвективного теплообміну завдяки створенню підвищених рівнів турбулентності зовнішнього потоку та використання поверхонь зі штучною шорсткістю. У першому випадку підвищення рівня турбулентності досягається завдяки збуренням потоку, що направлені від ядра потоку до стінки, у другому – підвищення рівня турбулентності відбувається завдяки збуренням у безпосередньо у пристінному

шарі. Оцінки доцільності застосування того чи іншого методу інтенсифікації теплообміну визначають окремо для кожного конкретного випадку.

Заходи, за допомогою яких можна здійснити пристінну турбулізацію, різноманітні, однак, принцип їх дії – забезпечення зриву пограничного шару на стінці [2]. Результати дослідження конвективного теплообміну в призматичних каналах показали, що інтенсивність тепловіддачі від стінок таких каналів менша, ніж в еквівалентному циліндричному круглому каналі. Звідси бажання вирішити проблему ефективної інтенсифікації теплообміну при течії рідини в цих каналах. Максимальне збільшення тепловіддачі досятається збільшенням швидкості течії рідини тому, що $\boldsymbol{\alpha \sim w^m}$**.** У турбулентному потоці тепловіддача зростає ($\boldsymbol{\alpha \sim w^{0.8}}$**),** але у випадку турбулентного переносу діє аналогія Рейнольдса, відповідно до якої встановлюється зв'язок між інтенсивністю тепловіддачі і опором тертя. Опір тертя складас лише незначну частину повного гідродинамічного опору, який збільшуеться відповідно до швидкості в квадраті ($\Delta \mathbf{P} \sim \boldsymbol{w^2}$), а витрата потужності для течії рідини пропорційна швидкості в кубі ($\boldsymbol{N \sim w^3}$) Через це досконаліть процесу теплообміну або процесу інтенсифікації можна охарактеризувати співвідношенням кількості теплоти **Q**, переданої через теплообмінну поверхню, і кількості енергії **N**, витраченої рідиною на подолання опору ї руху:

$$E = \frac{Q}{N} = \frac{\alpha F \Delta T}{V \Delta p} = \frac{\alpha \Delta T}{\frac{f}{F \bar{w} \Delta p}}, \qquad (1.1)$$

де F – поверхня ,що передає теплоту;

f-прохідний переріз для течії рідини;

V, $\bar{w}$ −відповідно об’єм і середня швидкість рідини.

Таким чином, неможливо досягти бажаної досконалості процесу інтенсифікації **E >1** тільки за рахунок збільшення швидкості течі рідини в каналі і потрібно ще шукати інтенсифікатори. Історично склалося так, що пошук був спрямований в області штучної шорсткості на поверхні теплообміну [3] .Найбільше використовувалась[4,5] штучна шорсткість з двовимірних поперек потоку рідини перешкод на стінках по периметру каналу. За такої перешкоди потоку руйнується гідро- динамічний прошарок на стінці каналу - головна частина термічного опору для передачі теплоти від стінки каналу до ядра потоку і створюється двови- мірна рециркуляційна зона відриву рідини від стінки з додатковим вихором і найбільшою інтенсивністю тепловіддачі. Завдяки вихорам, які генеруються за перешкоди, відбувається турбулізація потоку рідини біля стінки і в середині поперечного перерізу каналу. Звідси з'явилась така назва цієї перешкоди, як "турбулізатор". Інтенсифікація теплообміну на всій довжині каналу вимагає періодичного руйнування гідродинамічного шару рідини на стінці каналу, щоб зменшити сумарний термічний опір при перенесенні теплоти через густину прошарку біля стінки і створити додаткову турбулізацію потоку. Для цього турбулізатори, що мають форму виступу або западини, розміщують на периметрі понеречного перерізу каналу під кутом **90°** до фронту потоку рідини через рівні інтервали. У такому випадку тепловіддача зростає за рахунок вихорів біля стінки з турбулізаторами (рис. 1.3) і внаслідок перенесення виниклих на них турбулентних пульсацій уздовж стінки, а також за рахунок взаємодії з великими вихорами в ядрі потоку і їх руху до стінки. Вплив турбулізаторів на інтенсивність тепловіддачі визначається їх висотою і щільністю розміщення на поверхні теплообміну. Якщо турбулізатори висотою h=1,5÷2,0 мм розташувати поперек потоку з інтервалом y=10 h то пульсації біля стінки, що виникають за турбулізатором, не встигають загаснути на шляху до наступного турбулізатора і вони будуть дифундувати в ядро потоку, збільшуючи в

ньому інтенсивність турбулентності. При цьому зростає тепловіддача і збільшується гідравлічний опір. Визначальним для вибору співвідношення геометричних параметрів турбулізаторів $\left(\frac{y}{h},\frac{(d_e-2h)}{d_e}\right)$ у каналах із турбулізацією пристінного прошарку є тепло гідравлічна ефективність такого каналу:

$$\eta = \frac{Nu}{\xi_{гл}} \times \frac{\xi}{Nu_{гл}}, \tag{1.2}$$

де індексом "гл" позначені величини параметрів у каналах із гладкими стінками (без турбулізаторів на стінках).

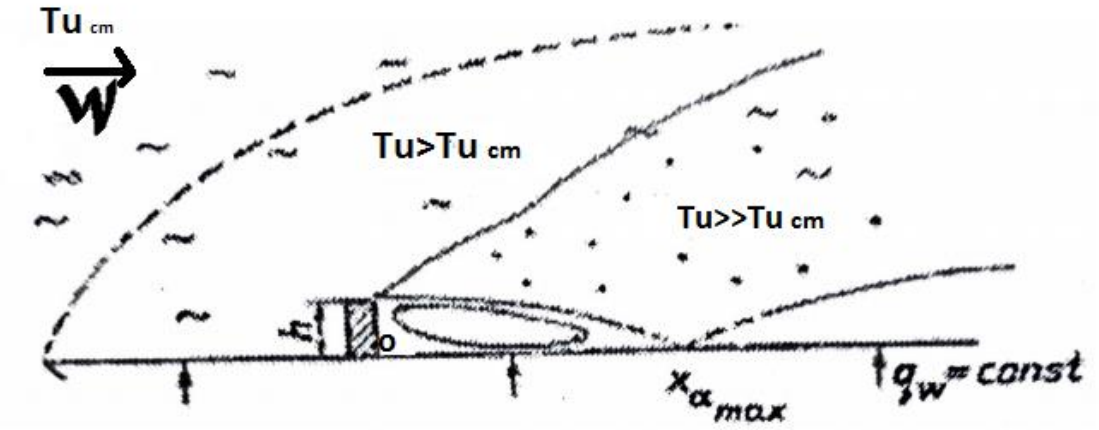


Рисунок 1.3

Структура потоку рідини за турбулізатором висотою **h** на поверхні стінки :$X_{\alpha_{max}}$-межа зони рециркуляції з точкою,що визначає місце з найбільшим локальним коефіцієнтом тепловіддачі потоку рідини до стінки ;T_u-зони турбулентних пульсацій.

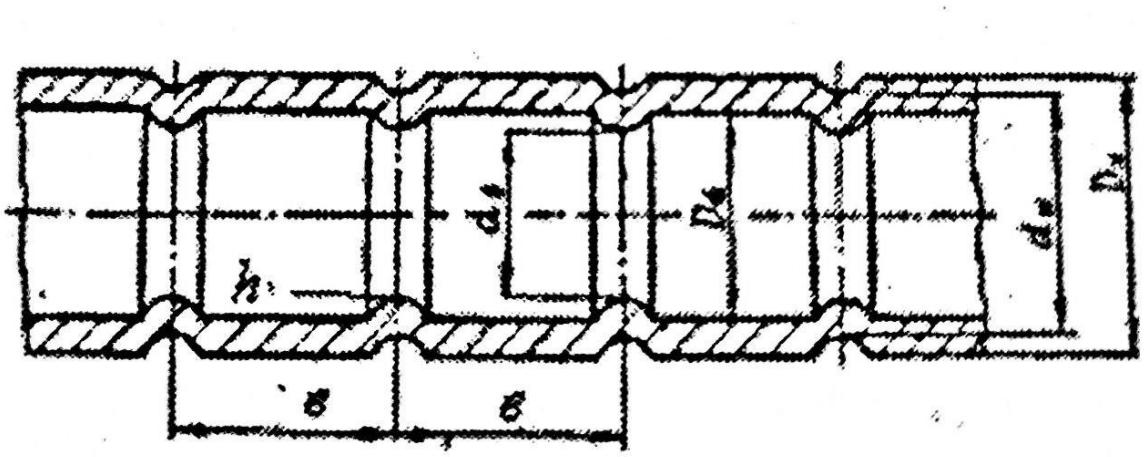


Рисунок 1.4.
Циліндричний круглий канал з турбулізаторами поперек напрямку руху рідини (на зовнішній поверхні стінки каналу-западини,на внутрішній поверхні стінки каналу-виступи висотою **h**і з інтервалом **в** між ними)

Застосування турбулізаторів при $\boldsymbol{Re_{de}}$**= 2 10³ ÷ 5 10³** формує нестабільність в'язкої течи, коли досягається ефективне співвідношення між зростаннямкоефіцієнта тепловіддачі і гідравлічного опору. У цих гідродинамічнихумовах при геометричних параметрах **d/D = 0,92,** (рис. 1.4.) отримано **Nu/**$\boldsymbol{Nu_{гл}}$**=2,83** і $\frac{\xi}{\xi_{гл}} = \mathbf{2,85.}$ Для розвинутої турбулентної течі **(**$\boldsymbol{Re_{de} = 4\ 10^5}$**)** при **d/D =0,9, в/ D = 0,25** зростаннятепловіддачі випереджає зростання гідравлічного опору, і в такий спосібможна досягти інтенсифікації тепловіддачі, при котрій **η**>1. Дослідні дані при нагріванні й охолодженні газів у циліндричній трубі з кільцевими канавками-турбулізаторами (рис. 1.5) при $^{d}/_{D} = 0{,}87$ і $^{в}/_{D} =$ 0,5 узагальнюються залежністю [6]

$$\frac{Nu}{Nu_{гл}} = \left(1 + \frac{\tan Re - 4{,}6}{7{,}45}\right) \times \left(\frac{1{,}14 - 0{,}28(1 - d_в/D_в)^{0{,}5}}{1{,}14}\right) exp\left[\frac{9(1 - d_в/D_в)}{(d_в/D_в)^{0{,}58}}\right] \quad , (1.3)$$

Де фізичні параметри у числах Nui Re визначаються середньою температурою стінки.

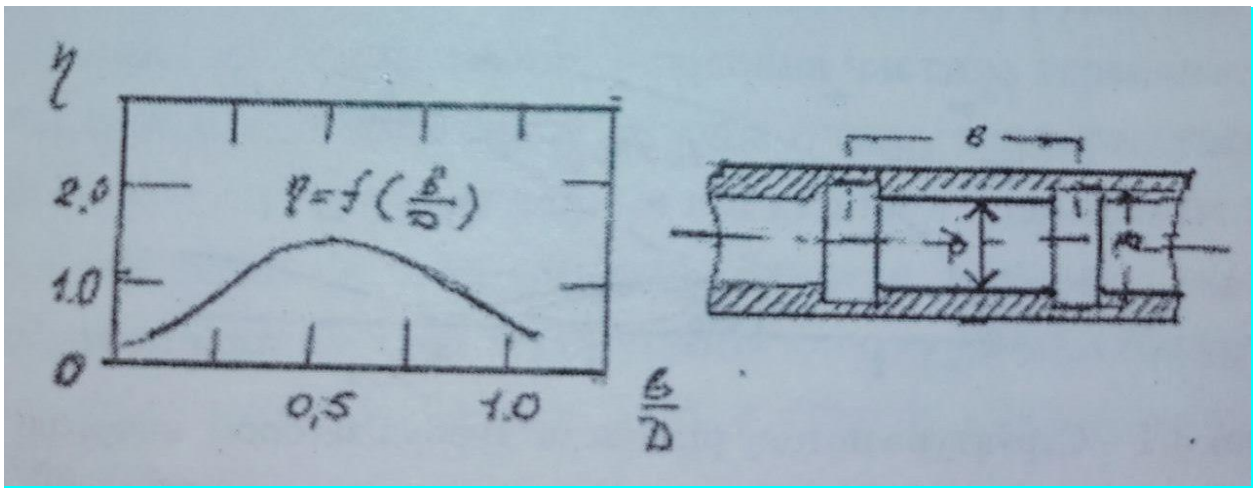


Рисунок 1.5

Теплогідравлічна ефективність $\boldsymbol{\eta = \frac{Nu}{\xi} \times \frac{\xi}{Nu_{гл}}}$ круглого каналу з турбулізаторами у вигляді западин при $Re_{de} = 1580, \frac{d}{D} = 0{,}87; \frac{в}{D} = 0{,}5.$

Значення числа $Nu_{гл}$ у круглому каналі з гладкими стінками (без турбулізаторів) знаходиться як

$$Nu_{гл} = cRe^{0.8}Pr^{0.43} \quad (1.4)$$

де при нагріванні рідини c=0,0207. при її охолодженні c = 0,0192. Як визначальна приймається середня по довжині труби температура стінки. Для газових потоків рівняння має вигляд

$$Nu_{гл} = 0{,}18Re^{0.8} \quad (1.5)$$

де визначальною є середньомасова по довжині труби температура газів. На підставі аналізу структури турбулентних течій у каналах у зоні рециркуляції за турбулізатором як джерело приросту турбулентності в потоці рідини була встановлена невідома раніше закономірність зміни тепловіддачі на стінці каналів із дискретною турбулізацією потоку при вимушеній конвекції [7] . Вона полягає в тому, що у певному діапазоні

відповідних розмірів і розташувань турбулізаторів зростання тепловіддачі більше зростання гідравлічного опору в порівнянні з аналогічним гладким каналом. Ця закономірність визнана науковим відкриттям. Досягти теплогідравлічної ефективності $\eta>1$ можна при виборі турбулізатора з плавно окресленою формою поперечного перерізу, оскільки на гідравлічний опір каналів із турбулізаторами значно впливає лобовий опір турбулізатора [8]. Зроблені вище висновки основному базуються на даних експериментальних досліджень у круглих і кільцевих каналах .[4,5,9]

У призматичних каналах з кутовими зонами такі дослідження не здійснювалися.

Є тільки дані по інтенсифікації теплообміну для ребристо- пластинчастої теплообмінної поверхні, що утворює трикутні канали [4]. Зроблені припущення, що в каналах з гострими кутовими зонами використання виступів-турбулізаторів на периметрі поверхні стінки цих каналів може захаращувати переріз каналу для руху рідини і внаслідок цього призводити до зменшення теплообміну в каналі. За результатами досліджень теплопереносу і гідродинаміки у каналах з пристінними турбулізаторами у роботах [4,5] наведено наступні висновки.

1.За виступами-турбулізаторами на стінці каналу з’являється відривна рециркуляційна зона потоку з нестаціонарними вихорами, шо є ефективним засобом додаткового вироблення турбулентності потоку.

2.Структура вихрових зон залежить від інтервалу між сусідніми турбулізаторами і від відношення геометричних параметрів турбулізаторів до характерного розміру каналу.

3. Виникнення турбулентності після турбулізаторів різного профілю, але однакової висоти, практично однакове і досягається при різноманітних гідравлічних втратах. Для турбулізатора з профілем плавного обрису такі

втрати є найменшими. Експериментально встановлено, що в призматичних каналах з гідравлічно гладкими стінками через наявність кутових зон виникнення турбулентності біля стінок каналу мало впливає на структуру потоку. Зона перехідного гідродинамічного режиму в призматичному каналі на відміну від еквівалентного круглого каналу розтягується і може визначатися інтервалом $Re = (2 \div 9) \times 10^3$.

Вплив турбулізаторів на конвективний теплообмін у каналах полягає у наступному. Головним фізичним утриманням штучної турбулізації пристінного прошарку рідини усередині призматичного каналу є збільшення молярної форми переносу теплової енергії. Така форма визначається гідродинамічним режимом руху рідини усередині каналу. Коли потік рідини уздовж поверхні нагрівання каналу ламінарний, визначальною характеристикою теплообміну є теплопровідність рідини, для повітря (λ=0,06 Вт / м×К) характерні великий термічний опір пристінного примежового прошарку і, як висновок цього, мала величина коефіцієнта тепловіддачі поверхні нагрівання. Інтенсивна турбулізація цього прошарку буде сприяти не тільки зменшенню його термічного опору, але і переходу при докритичних числах Re_{de} до більш ефективної форми переносу теплової енергії в турбулентному потоці. Спроба штучно турбулізувати ламінариий рух рідини буде мати успіх для збільшення теплообміну в каналі, якщо додаткова турбулізація потоку, що внесена пристіними тербулізаторами, буде складатися з такою , що вже існує в потоці рідини. Отже, штучна турбулізация ламінарної течії в каналі найбільш доцільна в гідродинамічному режимі, близькому до перехідного ре жиму, коли губиться стійкість ламінарного примежового прошарку [10]. У цьому випадку, крім зриву зі стінки примежового прошарку і виникнення турбулентних пульсацій швидкості, переважно для розвитку турбулентності потоку є виникнення завихрень за турбулізаторами. Такі завихрення мають форму одного або декількох дискретних вихорів, що виникають усередині зони рециркуляції

внаслідок різниці швидкості суміжних прошарків у потоці рідини і виникнення критичної товщини примежового прошарку. Таким чином, завдяки пристінним турбулізаторам завихрення в ламінарному потоку може бути досягнуте при малих швидкостях течії рідини, і періодичність розміщення турбулізаторів у напрямку руху потоку буде сприяти досягненню максимальної турбулентності в каналі. При цьому точка переходу від ламінарного до турбулентвого гідродикамічного режирму в каналі буде відповідати меншому значенню критичного числа Re_{de} і наближатися до точки втрати стійкості ламірного руху рідини. Для тришарової схеми турбулентного потоку рідини усередині призматичного каналу розподіл термічного опору очікується наступним: в'язкий підшар біля стінки- 32,3% ,турбулентне ядро потоку -15,7%,проміжна між підшаром і ядром потоку буферна область – 52%[11].Через це у такому режимі потрібно турбулізувати потік у призматичному каналі,починаючи від стінки .При цьому додаткова турбулізація потоку за турбулізаторами на стінках каналу вноситься в буферну область потоку і сприяє молярному переносу теплоти від стінки до ядра потоку. Таким чином, інтенсивне перемішування в потоці рідини за турбулізаторами на поверхні нагрівання відбивається на розподілі темлератури і сприяє збільшенно теплообміну в каналі. Сформулюємо головні напрямки ефективного впливу пристінних турбулізаторів на теплообмін (інтенсифікація теплообміну) у призматичних каналах. Головний напрямок інтенсифікації теплообміну повинен відбуватися при турбулентному гідродинамічному режимі, тому що саме в цьому режимі відбувається головне перенесення теплоти. Внесення в потік рідини додаткових збурень після турбулізаторів приводить до утворення можової турбулентності потоку, що ми спостеріали на експериментах визначення гідравлічного опору призматичних каналів. У цьому випадку можна досягти максимальної інтенсивності теплообміну. Другий напрямок інтенсифікації теплообміну містить у собі ідею викорастания пристінних турбулізаторів для генерації турбулентвості в гідродинамічно несталому потоці в області переходу від

ламінарного до турбулентного режиму руху рідини. Третій напрямок указує на можливість інтенсифікації теплообміну в каналі, коли забезпечення тривалої турбулізації потоку досягається сумарним ефектом впливу пристінних турбулізаторів на поверхні нагрівання і збільшення швидкості руху рідини в каналі. Ці три напрямки повинні бути взаємозв'язані з визначенням для теплообміну в каналі геометричних параметрів оптимальних турбулізаторів, їх формою і конфігурацією поперечного перерізу призматичного каналу. Як ми переконалися, штучна турбулізация потоку за пристінними турбулізаторами обов'язково пов'язана зі зростанням гідравлічного опору в призматичному каналі. Тому вибір напрямку інтенсифікації теплообміну в такому каналі обов'язково повинен розглядатися комплексно зі зростанням гідравлічного опору. Економічно ефективним буде вважатися такий напрямок інтенсифікації теплообміну, коли збільшення інтенсивності тепловіддачі випереджає зростання опору каналу.

Турбулізацією пристінних прошарків каналах досягається руйнація примежового створення відривних зон як джерел вихрових структур. Від того. (По тепловий опір зосереджений у примежовому прошарку, за рахунок руйнації цього прошарку і частих дотиків стінки каналу вихорами, які утворяться за виступами-турбулізаторами, а також за рахунок взаємодії них дрібних вихорів із великомасштабними вихорами ядра потоку забезпечується Структура вихрових зон набагато залежить від форми і розмірів виступів (западин)-турбулізаторів. Для інтенсифікації теплообміну варто уникати турбулізаторів з різкими обрисами (прямокутного, трикутнго і т.ін.). У потужних вихорах, що виникають до них і за ними, дисипація енергії співмірна з виникненням турбулентності, що пов’язано з великими гідравлічними втратами. Тому для інтенсифікації конвективного теплообміну в призматичних каналах доцільно застосовувати плавно обкреслені турбулізатори, що створюють невеличкі відривні зони з тривимірними вихровими структурами. У таких турбулізаторів

вироблення турбулентності досягається при менших гідравлічних втратах, ніж у різко обкреслених турбулізаторів.

Турбулізатори повинні розташовуватися на стінках каналів періодично. При малому інтервалі між турбулізаторами, наприклад, коли $K_в=(в / h)<10$, турбулентні пульсації, що виникають за ними, не встигають помітно згаснути на шляху до наступного турбулізатора. У цьому випадку ці турбулізації будуть дифундувати в ядро потоку і додатково його турбулізувати ,але мало збільшуючи тепловіддачу і сильно збільшуючи гідравлічні втрати в каналі .Це нераціональний шлях з погляду інтенсифікації теплообміну ,який властивий більш каналам з технічною шорсткістю. При достатньо великій відстані між турбулізаторами турбулентні пульсації, що додатково виникли біля стінки в рециркуляційній зоні з вихорами, переносяться головним потоком поблизу стінки. Передача енергії цих пульсацій дуже незначна, і на великому шляху до ядра потоку вони встигають згаснути. У цьому випадку конвективной теплообмін поблизу стінки й у кутових зонах каналу збільшується в результаті втрати усталеності в'язкого прошарку, що мас великий термічний опір, і за рахунок його періодичного зриву за турбулізаторами зі стінки, а також в результаті інтенсивного переносу теплоти вихорами при їх зіткненні зі стінками каналу.

При занадто великій відстані між турбулізаторами $(K_в> 100)$ пульсації, що виникають за турбулізатором в потоці, встигають згаснути, і на шляху до наступного турбулізатора знову утворюється на стінці в'язкий прошарок. Тому тепловіддача призматичного каналу з турбулізаторами в цьому випадку мало відрізняється від еквівалентного каналу з гідравлічно гладкими стінками.

Конкретна відстань між турбулізаторами, на якій досягається найбільша інтенсивність тепловіддачі, залежить від конфігурації поперечного перерізу призматичного каналу, і рекомендації з цього питання відрізняються від рекомендацій для циліндричного круглого канату. Наприклад, для каналу з вузькими кутовими зонами важливо досягти збільшення коефіцієнта

температуропровідності в кутових зонах . оскільки там він набагато менший, ніж у ядрі потоку. Через це турбулізатори в цих зонах із застійною течією потоку рідини повинні розташовуватися ближче один до одного, ніж в циліндричному круглому каналі Але щільне розташування виступів-турбулізаторів у вузьких кутових зонах може, захаращувати їх переріз для течії рідини і тому замість виступів турбулізаторів для вузьких кутових зон призматичних каналів можна рекомендувати турбулізатори у вигляді западини.

Товщину теплового примежового прошарку при $P_r > 1$ прийнято вважати рівній товщині гідродинамічного примежевого прошарку. Через це висота h турбулізаторів повинна бути співмірною з товщиною гідродинамічного примежового прошарку для вибраної відстані між турбулізаторами на стінці каналу. Звичайно рекомендується [4] орієнтуватися по безрозмірній висоті турбулізатора $h\sim = h\mathrm{w}^* / \rho$ де динамічна швидкість $\mathrm{w}^* = (\tau\mathrm{w} / \rho)^{0,5}$. У перехідному режимі течії висота турбулізатора повинна бути більшою, ніж у турбулентному режимі приблизно в 2 рази ($h^+ \leq 200 \div 250$) [5], що забезпечує перехід до турбулентної течії при менших числах Re, і у призматичному каналі відбувається ефективна інтенсифікація теплообміну.

Заходи, що дозволяють здійснити закручування потоку у каналах, за конструктивними ознаками розподіляють на три види: гвинтові вставки, тангенціальні канали та стрічкові завихрювачі. Гвинтові вставки виготовляють у вигляді скрученої стрічки або шнека. Стрічкові завихрювачі мають такі переваги як простота виготовлення, невелика матеріалоємність, можливість використання в існуючому теплообмінному обладнанні. Їх застосовують в котельній техніці, у системах регенеративного охолодження рідинних ракетних двигунів, у вертикальних трубчастих випарниках систем опріснення морської води та іншому обладнанні теплотехнологічних схем. Пристосування для інтенсифікації процесів теплопереносу з успіхом використовуються в різному устаткуванні. Так, наприклад, застосування кільцевих діафрагм і канавок дозволяє скоротити вагу і об'єм теплопереносу частини газоводяних

холодильників в 1,5 рази [12]. Зменшення поверхні теплообміну круглої труби при використанні дротяних турбулізаторов для діапазону чисел 5 · 103 <Re <20 · 103 за даними [13] знаходиться в межах 30%. Використання труб з розрізними ребрами дозволяє зменшити габарити калориферів в 1,5 - 1,75 рази [14]. Застосування труб з просічним спіральним оребренням конвективних поверхонь нагріву котельних агрегатів дозволяє істотно збільшити інтенсивність теплообміну в порівнянні з трубами із суцільним ребрами. За даними [15] для шахових пучків труб вказане збільшення складе 32-43%, для коридорних - 17-32,8%.

Для обчислення коефіцієнтів тепловіддачі у циліндричних каналах із спіральною стрічкою у [15] рекомендовано формулу

$$Nu_1 = 0{,}021 * {Re_1}^{0.8} * {Pr_1}^{0.43} * \mathrm{A_з}, \tag{1.6}$$

$$\mathrm{A_з} = \left(1 + \frac{5{,}65 \cdot 10^4}{Re^{1.2}} \cdot \frac{d}{s}\right)$$

де Nu_1 = $\alpha_1 * \mathrm{d}/\lambda_1$ – узагальнений коефіцієнт теплообміну (критерій Нуссельта); λ_1 – коефіцієнт теплопровідності охолоджуючого теплоносія; $Re_1 = W_1 \mathrm{d}/\nu$ – критерій Рейнольдса; W_1 – швидкість охолоджуючого теплоносія у каналі із спіральною стрічкою; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості охолоджуючого теплоносія; Pr_1 – критерій Прандтля для охолоджуючого теплоносія.

Коефіцієнт гідравлічного опору у каналі зі спіральною стрічкою обчислено за формулою

$$\xi_1 = \xi_0[1+14{,}35(\frac{d}{s})^4], \tag{1.7}$$

де ξ_0 - коефіцієнт гідравлічного опору у каналі без спіральної стрічки, який обчислено за формулою

$$\xi_0 = \frac{0,316}{Re_0^{0,25}}, \quad (1.8)$$

2.Загальна характеристика системи охолодження тягових електродвигунів

Питання надійності й економічності роботи елетричних машин нерозривно повязані з проблемою ефективності охолодження конструктивних елементів агрегатів. Припустиме навантаження обладнання ,як правило, визначають за нагрівом найбільш вразливих елементів електроізоляції. Значеннь припустимих температур нагріву регламентується залежно від властивостей метеріалів електричної ізоляції [16]. Так для ізоляції класу температуростійкості А максимально припустима температура становить 105 °С, для ізоляції класу Е – 120 °С. Відповідно до теплових умов роботи електричної ізоляції температура якоря для большості типі тягових электродвигунів, що встановлено тепловозах, не повинна перевищувати 120-140 °С, а температура головних та додаткових полюсів – 130-160 °С.

2.1 Улаштування системи охолодженнюя тягових електродвигунів тепловозів

Для тягових електродвигунів використовують систему повітряного охолодження [17]. Теплофізичні властивості повітря подано у табл.2.1. Загальний вигляд системи охолодження тягових електричних машин тепловозів подано на рис.2.1. Система охолодження тягових електровозів з примусовим рухом повітря працює наступним чином: повітря засмоктується відцентровим вентилятором системи охолодження через касети очищувачів повітря електромашин, розташованих у даху кузова, потім по повітропроводу повітря

надходить до тягових електродвигунів, таким чином підтримуючи необхідну температуру електрообладнання в будь-яких робочих умовах, у разі несправності відцентрового вентилятора системи охолодженнюя додатковий вентилятор автоматично вмикається [17]. Загальний вигляд тягового електродвигуна ЕД-118 подано на рис.2.2. Основні вузли двигуна показано на рис. 2.3.

Фізичні властивості повітря табл. 1.5.3

t,°C	λ Вт/м°C	Кинетич. вязкость $\nu\frac{м^2}{°C}$	Критерій Прантля Pr	Теплоємність C_1 $Дж/кг\,°C$	$\rho\frac{кг}{м^3}$
20	0,0259	$15{,}06 \times 10^{-6}$	0,703	1.005×10^3	1,205
30	0,0267	16×10^{-6}	0,692	1.005×10^3	1,165
40	0,0276	$16{,}96 \times 10^{-6}$	0,691	1.005×10^3	1.128

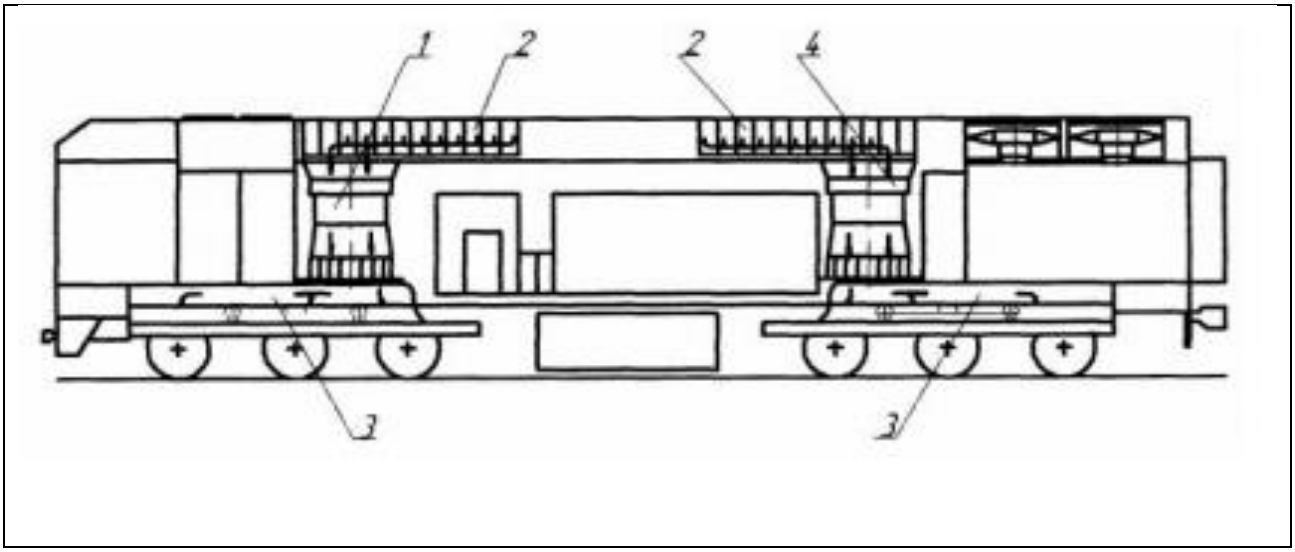


Рис 2.1 Система охолодження тягових електричних машин тепловозів, яка містить відцентровий вентилятор системи охолодженнюя.

1 Відцентровий вентилятор; 2 -касета очіщувачив повітря електричних машин; 3-повітропровід; 4-прокладений під підлогою і сполучений за

допомогою рукавів із вхідними патрубками тягових двигунів, додатковий вентилятор.

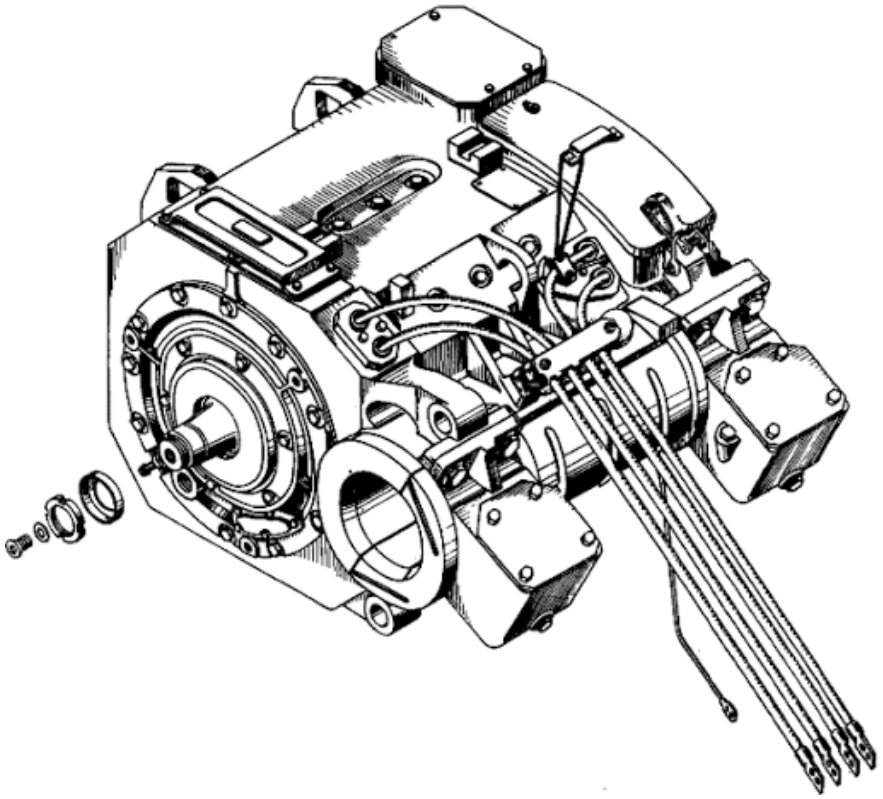


Рис.2.2. Загальний вигляд тягового електродвигуна ЕД-118

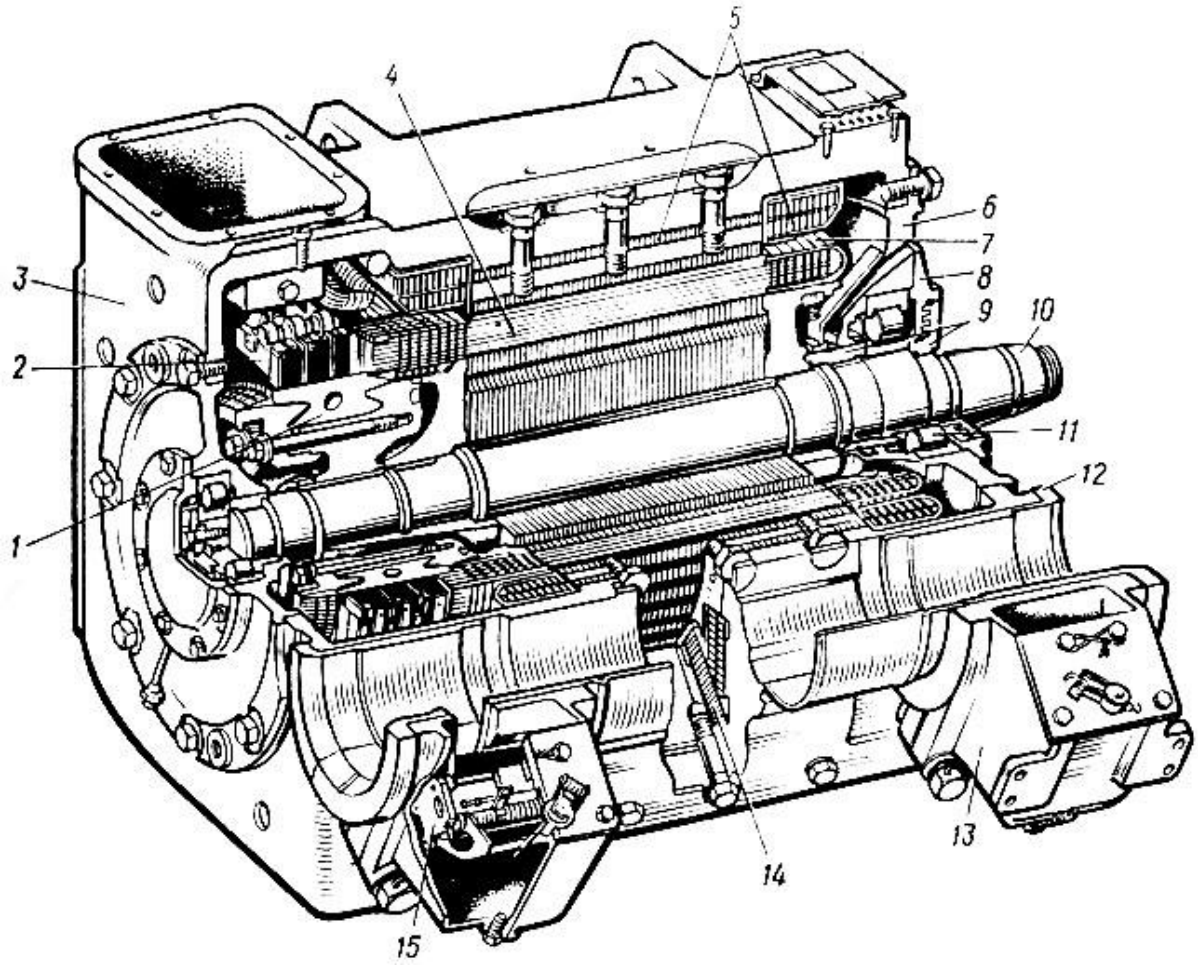


Рис.2.3. Основні вузли тягового електродвигуна ЕД-118А

1 - колектор; 2 - щіткотримач; 3 - остов; 4 - якір; 5 - головний полюс; 6 - підшипниковий щит; 7 - бандаж; 8 - кришка підшипника; 9 - лабіринтні кільца; 10 - вал; 11 - роліковий підшипник; 12 - моторно-осевий підшипник; 13 - букса моторно-осевого підшипника; 14 - додатковий полюс; 15 – польстер

Охолодження сердечників якорів (рис. 2.4) здійснюється повітрям, що прокачується через вентиляційні канали, що утворюються при видаленні сердечника з штампувальних листів електротехнічної сталі з вентиляційними отворами.Система охолодження часто виконується у вигляді каналів кругового або прямокутного перерізу. Системи охолодження TED традиційно виготовляються у вигляді круглих і прямокутних каналів (рис.2.4). Характеристики систем охолодження тягових двигунів марок ЕД, ГС подано у табл.2.1.

Конструктивні характеристики систем охолодження двигунів Табл.2.1

Марка двигуна	Форма перерізу, розміри	Кількість каналів	Довжина каналу, м	Витрати повітря, $м^3/с$	Швидкість, м/с
ЕД-121А	прямокутник 11*23 мм	56	0,38	0,41	28,91
ЕД-118А,Б	коло, ∅ 27 мм	32	0,42	0,27	14,75
ГС-501А	прямокутник 11*28 мм	96	0,3	1,19	40,22
	коло, ∅ 23 мм	72	0,3	1,19	39,82

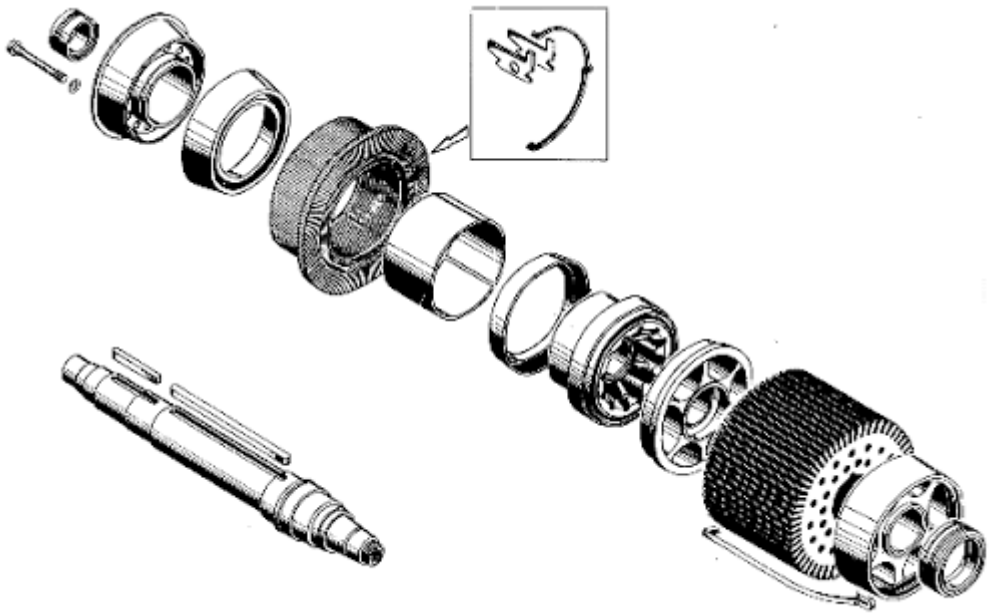


Рис.2.4 Сердечник тягового електродвигуна ЕД-118

Вентилятор охолодження приводних двигунів (рис.2.5) локомотивів виконується з ремінною передачею від електродвигуна, який розміщений на спеціальній платформі над вентилятором (рис.2.6). Одна сторона платформи прикріплена за допомогою шінованіх пальців, вставлених в кронштейни,

приварені до місця і верхній горизонтальний кут рами вентилятора, який виконаний з металевих куточків навколо кришки вентилятора, а інша сторона місця з'єднана з рамою вентилятора за допомогою механізму натягу ременя, що складається з кронштейнів, два з яких приварені до другого верхнього горизонтального кута рами вентилятора,а два до майданчика, до яких кріпляться за допомогою зашплінтованих пальців скоби з привареними до них гвинтами, при цьому на нижніх гвинтах нарізана права різьба, а на верхніх гвинтах - ліва, обидві скоби вкручені в натяжну струбцину, яка виконана для зручності регулювання "під ключ" і з обох сторін має нарізане різьблення протилежних напрямків, а закручування гвинтів в натяжну струбцину фіксується контрагайками, в каркасі вентилятора в нижній частині виконані два додаткових місця для кріплення вентилятора до рами локомотива.Розрахункова швидкість повітря у каналах системи охолодження сердечника тягового електродвигуна, яку визначають із умови забезпечення надійного тепловідводу, змінюється у межах 15-40м/с. Потужність на привід вентиляторів, необхідна для підтримання температури вузлів двигуна на необхідному рівні становить 8-10% величини потужності тягового електродвигуна. Інтенсіфікація процесів теплообміну в каналах системи охолодження тягових електродвигунів (ТЕД) при зафіксованій площі поверхні теплообміну дозволяє зменшити швидкість руху охолоджуючого повітря в каналах, таким чином зменшуючи потужність, що витрачається на прокачування повітря. Реалізація поверхонь з пристінними турбулізаторами для систем охолодження роторів електродвигунів технологічно утруднена. Більш прийнятним в даному випадку може бути застосування пристроїв, що здійснюють закрутку потоку: спіральні вставки, скорочення стрічки, тангенціальний введення охолоджуючого теплоносія.

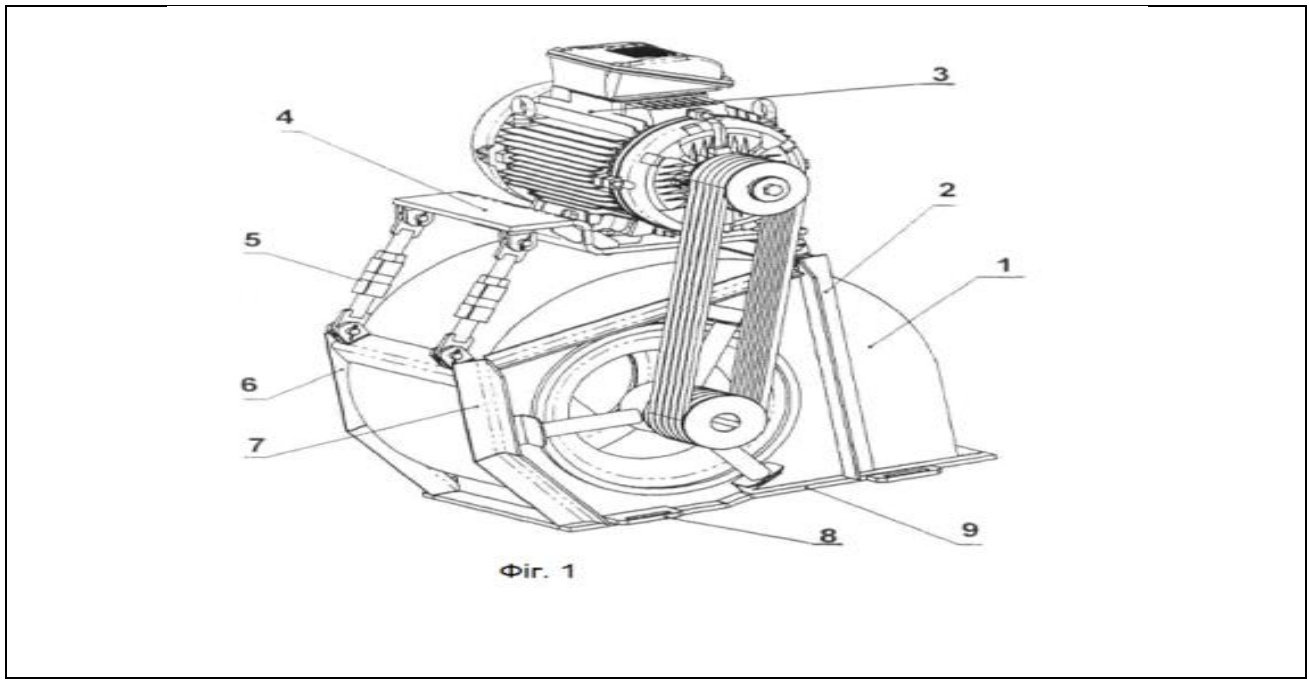


Рис.2.5 вентиляційна установка системи охолодження тягових двигунів тепловоза

1 - вентилятор; 2, 6, 7 - каркас вентилятора; 3 - електродвигун; 4 - площадка для кріплення електродвигуна; 5 - механізм регулювання натягу пасів; 8 - додаткове місце кріплення вентилятора; 9 - нижня рама вентилятора;

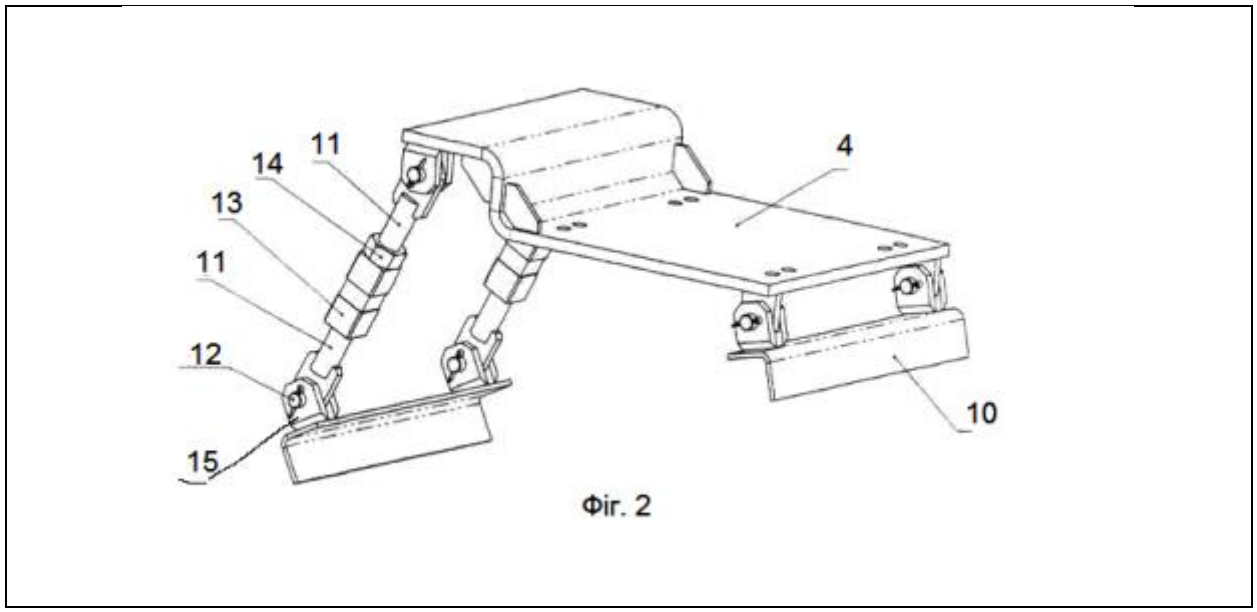


Рис.2.6.- площадка кріплення електродвигуна з механізмом регулювання натягу пасів

4- площадка для кріплення електродвигуна; 10 - горизонтальні кути каркаса вентилятора; 11 - гвинти зі скобами; 12 - зашплінтований палець; 13 - натяжна струбцина; 14 – контргайка; 15 – кронштейн.

При використанні спіральних дротяних або смугових закручівателей збільшення інтенсивності тепловіддачі за рахунок місцевих зривівприкордонного шару доповнюється ефектом закрутки потоку [18]. У свою чергу, втрата напору в такій системі визначається тертям закрутки потоку, зрив вихрів з кромки закручівателя і витратами енергії на утворення вихорів.

Для систем охолодження статорів тягових електродвигунів найбільш перспективним є застосування скручених стрічок, що відрізняються простотою виготовлення і монтажу, малої матеріаломісткістю, можливістю використання як при проектуванні нових систем охолодження, так і при модернізації існуючого обладнання.

Основною геометричною характеристикою спіральних вставок, що визначає процеси теплопереносу і втрати тиску в потоці теплоносія, є крок закрутки спіралі (S), що дорівнює осьовому розміром при повороті стрічки на 360 ° (рис. 2.7). Зменшення відносного кроку закрутки спіралі (S/d) обумовлює підвищення коефіцієнтів тепловіддачі і зростанню втрат тиску при русі охолоджуючого повітря у каналі. Зростання величини геометричної характеристики спіральної вставки веде до менш помітного зростання втрат тиску, але і меншого росту інтенсивності тепло переносу. При $S/d = \infty$ аеродинамічні характеристики і коефіцієнти тепловіддачі каналу зі спіральною вставкою співпадають з характеристиками каналу без вставки.

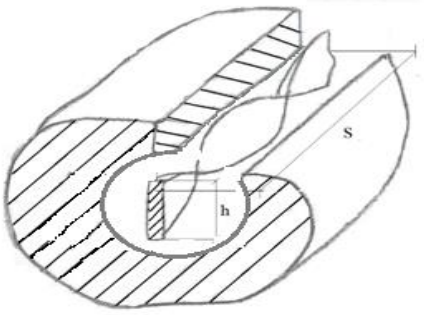


Рис.2.7.- Установка стрічкового завихрювача в каналі системи охолодження

3. Обчислення коефіцієнтів тепловіддачі і втрат тиску у каналах системи охолодження тягового електродвигуна ЕД-118

Температуру поверхні каналу ($t_{ст}$) можна визначити за формулами

$$Q = \alpha F(t_{ст} - t_{ср}), \quad (3.1)$$

$$Q = Wf(t_{вих} - t_{вх}), \quad (3.2)$$

де Q – теплове навантаження на один канал системи охолодження ; α – коефіцієнт тепловіддачі від стінок труби до охолоджуючого теплоносія; F – площа поверхні теплообміну каналу; $t_{ср} = 0{,}5(t_{вих} + t_{вх})$ – середня температура охолоджуючого теплоносія у каналі; $t_{вх}, t_{вих}$ – температура теплоносія відповідно на вході до каналу й на виході з каналу; W –швидкість охолоджуючого теплоносія; f – площа перетину каналу.

Коефіцієнти теплообміну у циліндричному каналі із спіральною стрічкою можна обчислити за формулою (1.6). Коефіцієнти теплообміну у циліндричному каналі без спіральної стрічки обчислено за формулою М.А.Міхєєва

$$Nu_0 = \frac{\alpha_0 * d}{\lambda_0} = 0{,}021 \cdot {Re_0}^{0.8} \cdot Pr_0^{0{,}43} \ , \quad (3.3)$$

де $Nu_0 = \alpha_0 * d/\lambda_0$ – узагальнений коефіцієнт теплообміну (критерій Нуссельта); λ_0 – коефіцієнт теплопровідності охолоджуючого теплоносія;

$Re_0 = W_0 d/\nu$ – критерій Рейнольдса для потоку охолоджуючого теплоносія; W_0 – швидкість охолоджуючого теплоносія у каналі без спіральної стрічки.

Pr_0 – критерій Прандтля.

Значення швидкості охолоджуючого середовища, яка забезпечує необхідну температуру стінок у каналі без стрічкового завихрювача, отримане з сумісного розвязання співвідношень (3.1),(3.2), дорівнює

$$\omega_0 = \left[\frac{0.023 \cdot (\theta_0 - 0.5) \cdot \left(\frac{F}{f}\right)}{Pr_0^{0.57}}\right]^5 \cdot \left(\frac{\nu}{d_э}\right), \tag{3.4}$$

де $\Theta_0 = (t_{ст.0} - t_{вх.0}) / (t_{вых.0} - t_{вх.0})$ – відносна температура стінки каналу без завихрювача.

Із умови забезпечення однакових коефіцієнтів теплообміну у каналі без спіральної стрічки і каналі зі спіральною стрічкою $\alpha_1 = \alpha_0$ співвідношення швидкостей W_1 і W_0 має вигляд

$$w_1 = \frac{w_0}{A_э^{1,25}}. \tag{3.5}$$

де $A_э = \left(1 + \frac{5{,}65 \cdot 10^4}{Re^{1.2}} \cdot \frac{d}{s}\right)$ - множник для врахування впливу стрічкового завихрювача на інтенсивність теплопереносу, d/s – геометрична характеристика завихрювала.

Тому що значення коефіцієнта $A_э$ більше одиниці, встановлення стрічкового завихрювача у каналі системи охолодження дозволяє забезпечити такі самі коефіцієнти тепловіддачі як у каналі без завихрювала при менших швидкостях охолоджуючого теплоносія, що обумовлює зменшення потужності електродвигуна на привід вентиляторів системи охолодження. Потужність вентиляторів обчислено за формулою

$$N = \frac{W * f * \Delta P}{\eta_в}, \tag{3.6}$$

де $\Delta P = \xi * \rho * \frac{l}{d} * W^2/2$ – втрати тиску у каналі; ξ – коефіцієнт гідравлічного опору; ρ –густина охолоджуючого теплоносія; $\eta_в$ – коефіцієнт корисної дії вентилятора, l –довжина каналу системи охолодження; d –діаметр каналу.

Ефективність застосування стрічкових завихрювачів оцінено за величиною відношення потужності вентилятора системи охолодження при використанні штучних інтенсифікаторів теплообміну у каналах до вихідної потужності вентилятора (без застосування інтенсифікаторів) N/N_0.

Обчислення проведено у такій послідовності

1. За формулою (3.4) визначено швидкість повітря у каналах системи охолодження для вихідних умов W_0 (без застосування штучної інтенсифікації процесів теплопереносу)

2. Для значення швидкості W_0 обчислено показники теплового і гідравлічного стану для режиму без застосування штучної інтенсифікації теплопереносу: коефіцієнт тепловіддачі від стінки каналу до повітря α_0, витрати охолоджуючого повітря, втрати тиску при русі повітря через канал ΔP_0, потужність вентилятора для забезпечення руху повітря через канал системи охолодження N_0. Коефіцієнт корисної дії вентилятора системи охолодження було прийнято рівним 0,65.

3.При умові однакового теплового режиму у каналі зі спіральною стрічкою і каналі без спіральної стрічки і каналі (незмінна температура охолоджуючого повітря на вході до каналу ; однакові коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_1 = \alpha_0$) для прийнятих значень геометричної характеристики завихрювала S(табл3.1) за формулою (3.5) визначаємо швидкість руху повітря у каналі системи при застосуванні штучної інтенсифікації теплопереносу.

Параметри стрічкового завихрювала Табл.3.1

крок закрутки спіралі S,мм	27	54	81	135	270	540	810
відносний крок закрутки s/d	1	2	3	5	10	20	30

4. Обчислюємо коефіцієнт гідравлічного опору (формула (3.7), втрати тиску (формула (3.8) і потужність вентилятора для забезпечення руху повітря через канал системи охолодження при наявності у каналі стрічкового завихрювача N_1 (формула (3.9). Коефіцієнт корисної дії вентилятора системи охолодження було прийнято рівним 0,65.

$$\xi_1 = \xi_0 \times \left[1 + 14{,}35 \times \left(\frac{d}{s}\right)^4\right] \tag{3.7}$$

$$\Delta P_1 = \xi_1 \times \frac{l}{d} \times \rho_1 \times \frac{{w_1}^2}{2} \tag{3.8}$$

$$N_1 = \frac{W_1 * f * \Delta P_1}{\eta_в}, \tag{3.9}$$

5. Ефективність застосування інтенсифікаторів теплообміну визначено умовою $\frac{N_1}{N_0} < 1$(N_1, N_0- потужність вентилятора системи охолодження при використанні інтенсифікаторів та без штучної інтенсифікації теплопереносу відповідно).

4. Аналіз результатів розрахунків

Використання пристроїв для інтенсифікації процесів теплообміну у каналах енергетичного обладнання обумовлює суттєве зростання коефіцієнтів тепловіддачі від стінок обладнання до охолоджуючого теплоносія. Однакові коефіцієнти тепловіддачі у каналах з турбулізаторами і каналах без них можна забезпечити при помітно менших швидкостях охолоджуючого теплоносія у каналах обладнання. Вплив геометричних характеристик стрічкового завихрювача на швидкість повітря у каналах системи охолодження тягового електродвигуна ЕД-118 показано на рис.4.1.

Обчислення проведено при умові забезпечення однакового теплового стану деталей двигуна при застосуванні стрічкового завихрювача та без нього. З наведених на рис.4.1 видно, що потрібну швидкість повітря можна зменшити на 5-30% залежно від відносного кроку закрутки s/d завихрювала і необхідної температури стінок каналу. Причому найбільший ефект зменшення швидкості повітря зафіксовано для більших значень температури стінок. Як видно з наведених на рис.4.2 результатів обчислень більш інтенсивне закручування потоку охолоджуючого повітря обумовлює різке (до 2 разів) зростання коефіцієнтів гідравлічного опору при русі повітря у каналі системи охолодження і зростання відносних втрат тиску $\Delta P_1/\Delta P_0$, які також залежать і від необхідної температури стінок каналу. Зміну величини відносної потужності вентилятора системи охолодження електродвигуна $N_1/\ N_0$ залежно від геометричних характеристик стрічкового завихрювача показано на рис. 4.3-4.5.

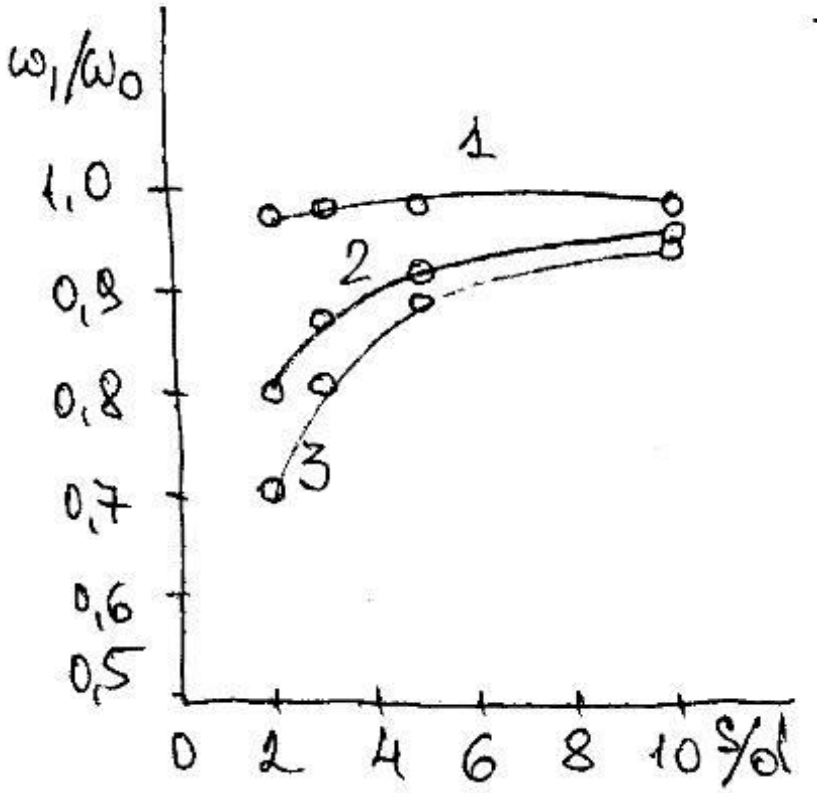


Рис.4.1.- Зміна швидкості охолоджуючого повітря у каналі системи охолодження при встановленні стрічкових завихрювачів

1- при $t_{ст,0}$= 90℃; 2- $t_{ст,0}$= 100℃; 3 - $t_{ст,0}$= 110℃;

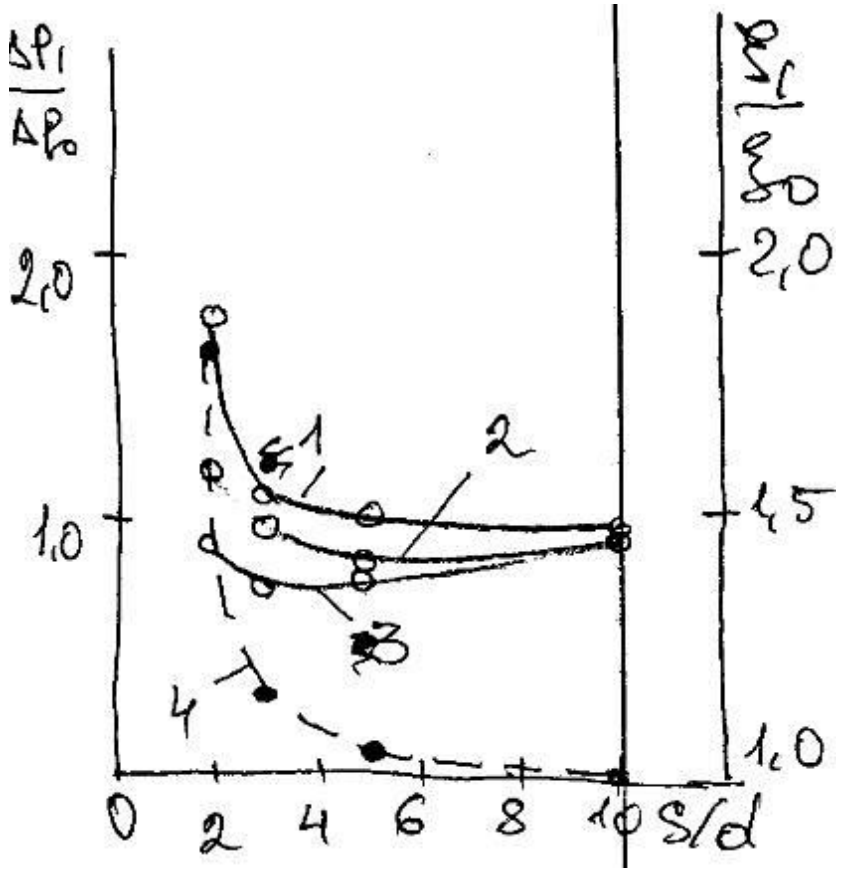


Рис.4.2.- Зміна коефіцієнтів гідравлічного опору і відносних втрат тиску $\Delta P_1/\Delta P_0$ при встановленні стрічкових завихрювачів

1, 2, 3 - відносних втрат тиску при $t_{ст,0}$= 90℃, 100℃, 110℃ відповідно 4- відносні коефіцієнти гідравлічного опору ξ_1/ξ_0

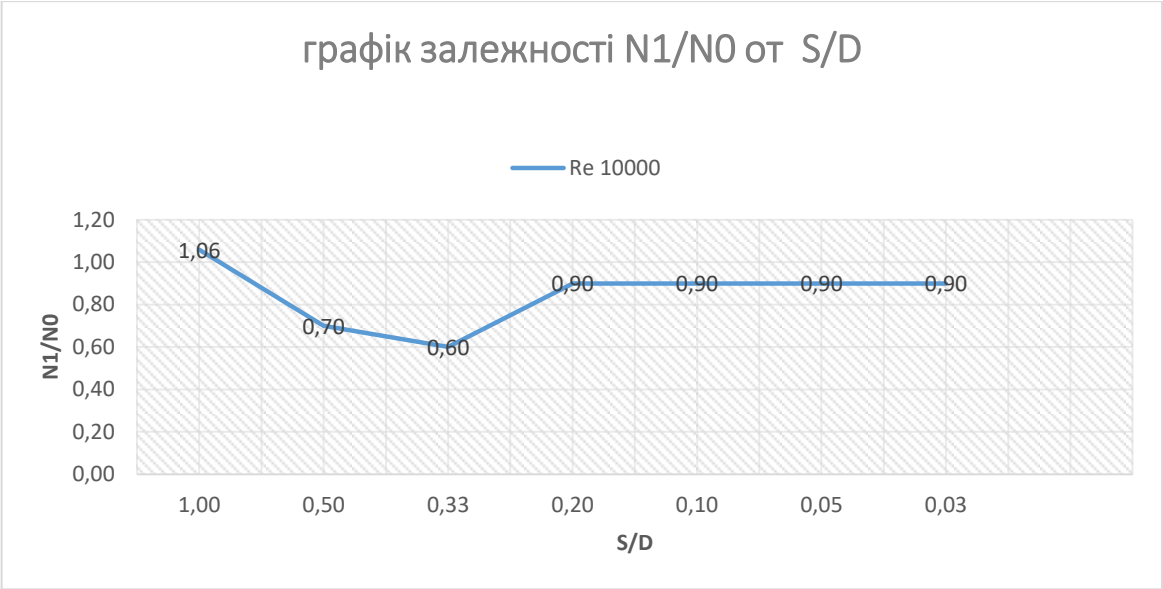


Рис. 4.3.- Зміна потужності вентилятора системи охолодження тягового двигуна ЕД-118 для «номінального» режиму Re_0 = 10000.

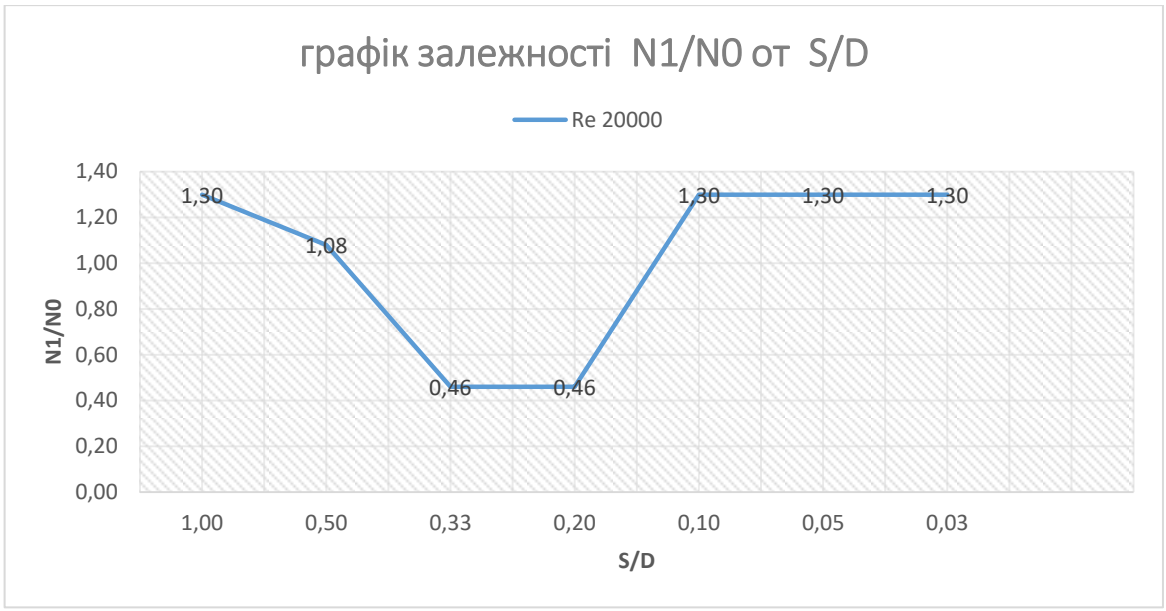


Рис. 4.4.- Зміна потужності вентилятора системи охолодження тягового двигуна ЕД-118 для «номінального» режиму Re_0 = 20000.

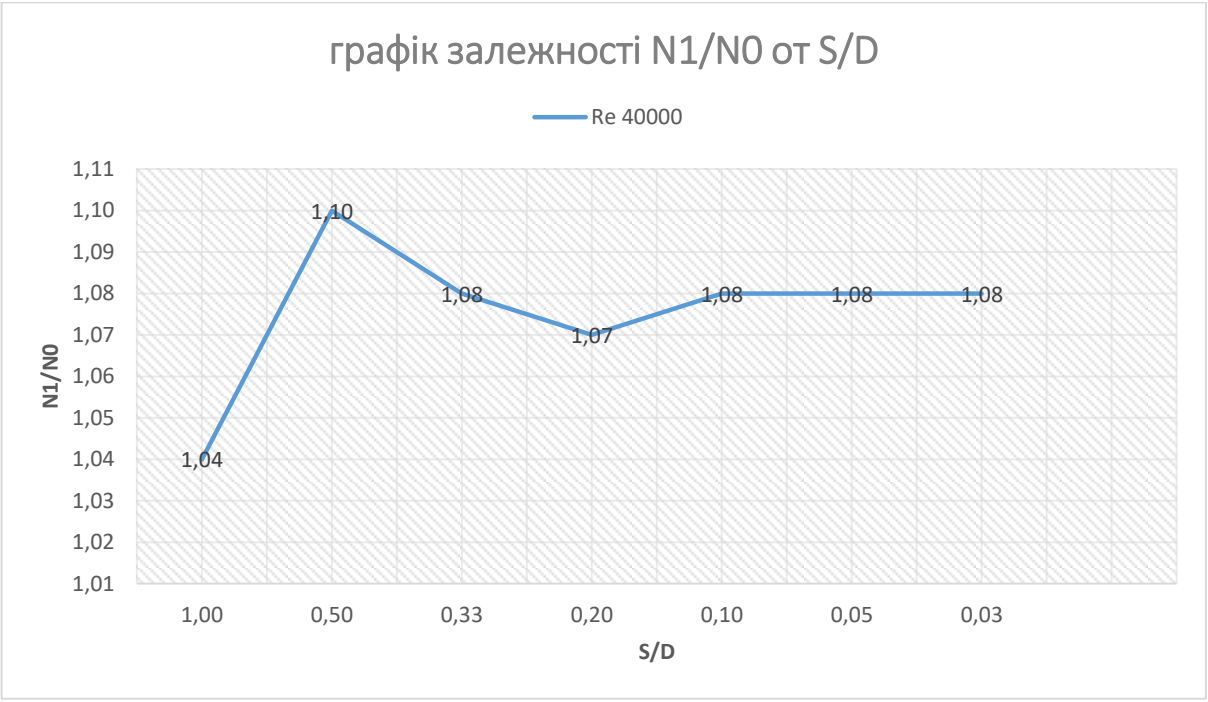


Рис. 4.5.- Зміна потужності вентилятора системи охолодження тягового двигуна ЕД-118 для «номінального» режиму Re_0 = 40000.

Результати обчислень подано окремо для кожного з розглянутих значень критерія Рейнольдса для режиму охолодження без використання стрічкового завихрювала для інтенсифікації теплообміну у каналах системи охолодження статора тягового електродвигуна ЕД-118. Для розрахункового (номінального) режиму роботи системи охолодження характерним є значення критерія Рейнольдса у діапазоні $20000 < Re_0 < 40000$. Як видно з рис. 4.4, найменші значення потужності вентилятора для охолодження елементів електродвигуна спостерігається при значеннях геометричного параметру завихрювала $3 < s/d < 5$. Використання інтенсифікуючи вставок з такими характеристиками дозволить орієнтовно на 50% зменшити потужність вентиляторів, що забезпечить зменшити витрати потужності силової установки приблизно на 5%.

Висновки

1.За даними ряду авторів проаналізовано ефективність використання різних способів штучної інтенстфікації тепло переносу у каналах.

2. Для підвищення коефіцієнтів тепловіддачі у каналах системи охолодження тягових електродвигунів ЕД- 118 обрано стрічковий завихрювач.

3. Для номінального режиму тепловідведення якоря електродвигуна рекомендовано завихрював з кроком закрутки $3 < s/d < 5$.

4. Використання завихрювача з рекомендованими геометричними характеристиками дозволить зменшити потужність вентиляторів системи охолодження на 50%, що дає економію витрат палива силовою установкою тепловозу орієнтовно на 4%.

Список літератури

1.Енергозбереження і енергоефективність-1. Конспект лекцій для студентів напрямку підготовки 6.050802 «Електронні пристрої та системи». - К.: НТУУ“КПІ”, 2014. – 106 с.

2.Павловський В.Г. Особливості гідродинаміки і теплообміну в некруглих каналах: монографія [Текст] / В.Г. Павловський: Харьковский политехнический ин-т, нац. техн. ун-т. — Харьков : НТУ "ХПИ", 2006. – 104 с.

3.Канделаки Р.Д Гомелаури В.И К вопросу о теплопередаче и гидравлическом сопротивлении поверхностей с элементами шероховатости типа <<прерыватели пограничного слоя>>//Сообщение АН Грузинской ССР.-Тбилиси.-1967.-Т.17-№3.-С.669-674с.

4.Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах.-М.: Машиностроение, 1972. - 220 с.;1981. - 205 с.

5.Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи, 2 / Под ред. проф. А.А. Жукаускаса и проф. Э.К. Калинина. - Вильнюс: Мокслас,1988 - 188 с.

6 .Дейцер Г.А. Основі конвективного теплообмена в каналах.-М.:МАИ.-1989.-82с.

7.Научное открытие. Диплом Д.242. Закономерность изменения теплоотдачи на стенках каналов с дискретной турбулизацией потока при вынужденной конвекции / Е.К.Калинин, Г. А.. Дрейцер, С.А. Ярхо. Г.И. Воронин, Е.В. Дубровский. Опубл. 05.03.81; Бюл. №35.

8.Павловский В.Г. К вопросу о влиянии конфигурации турбулизаторов на тепловую эффективность поверхности стенки канала *И* Инж.-физ. журн.-Минск. - 1969. - Т. 17. - № 1 - С. 155-159.

9. Берглс А. интенсификация теплообмена //Теплообмен. Достижения. Проблемы. Перспективы. Избр. труды 6-й межд. Конф. по теплообмену /Пер. с англ. - М.: Мир, 1981. - 344 с.

10.Шлихтинг Г. Возникновение турбулентности. - М.: Наука.ИЛ., 1962.-240с.

11.Мигай В.К. Об интенсификации конвективного теплообмена путем применения искусственной турбулизации потока // Энергетика и транспорт. — Изв. АН СССР. — 1965. — № 6. — С. 125 — 127.

12.Дрейцер Г.А., Калинин Є.К. Исследование интенсификации теплообмена в продольно омываемом воздухом тесном пучке труб [Текст] / Г.А. Дрейцер, Є.К. Калинин // Инженерно-физический журнал. – 1968. – т.15. – №3. – С. 408-415.

13. Клачак А. Теплопередача в трубах с проволочными и ленточными турбулизаторами [Текст] / А. Клачак // Тр. Америк. общ-ва инж-мех-в., Теплопередача. – 1973. – т.95. - №4. – С. 134-136.

14. Кунтыш В.Б., Иохведов Ф.М. Выбор эффективной поверхности нагрева для создания компактного воздухонагревателя (калорифера) [Текст] / В.Б. Кунтыш, Ф.М. Иохведов // Изв. ВУЗОВ. Энергетика. – 1970. - №5. – С. 68-72.

15. Галущак І.В. Підвищення ефективності конвективних поверхонь нагріву котельних агрегатів в системах теплогазопостачання [Текст]: автореф. дис. канд. техн. Наук. – Харків, 2016. – 20 с.

16.Беспрозванных А.В. Математические модели и методы электроизоляционных конструкций: учебное пособие [Текст] / А. В. Беспрозванных, Б. Г. Набока; Харьковский политехнический ин-т, нац. техн. ун-т. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2012. – 108 с.

17.Інтернет ресурс : https://uapatents.com/1-67220-sistema-okholodzhennya-tyagovikh-elektrichnikh-mashin-teplovoziv.html.

18. Беспрозванных А.В. Математические модели и методы электроизоляционных конструкций: учебное пособие [Текст] / А. В. Беспрозванных, Б. Г. Набока; Харьковский политехнический ин-т, нац. техн. ун-т. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2012. – 108 с.