МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н. КАРАЗІНА
Навчально-науковий інститут комп'ютерної фізики та енергетики
Кафедра фізика нетрадиційних енерготехнологій та екології

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи
за освітньо-кваліфікаційним рівнем бакалавр

«Інтенсифікація процесів теплопереносу у каналах енергетичного обладнання»

Виконав: студент 4 курсу, групи НФ-42
Мамедов Р.Ш.
Спеціальність:
«Прикладна фізика та наноматеріали»
Керівник: к.т.н. доцент- Алексахін О.О.
Рецензент: Ольга Круглякова

Харків – 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В.Н.Каразіна

ННІ Комп'ютерної фізики та енергетики
Кафедра фізика нетрадиційних енерготехнологій та екології
Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) бакалавр
Спеціальність 105 — прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **О.П. Кулик**
підпис ініціали, прізвище

"____"
_____20___року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ (ПРОЕКТ)

Мамедова Романа Шахиновича
(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1. Тема роботи «**Інтенсифікація процесів теплопереносу у каналах енергетичного обладнання**»

керівник роботи____ Алексахін Олександр Олексійович, к.т.н. доцент_____.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від "27"квітня 2022 року № 4201-5/21___

2. Строк подання студентом роботи_____

3. Перелік питань, які потрібно розробити: Аналіз принципів інтенсифікації конвективного теплообміну. Обчислення коефіцієнтів тепловіддачі у каналах зі стрічковими завихрювачами. Обчислення втрат тиску при русі повітря у каналах зі стрічковими завихрювачами. Обчислення потужності вентиляторів

системи охолодження двигуна. Оцінка впливу шагу закрутки стрічкового завихрювача на техніко-економічні показники системи охолодження.

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1.	Засоби підвищення коефіцієнтів конвективного теплообміну у трубах і каналах.
2.	Критерії ефективності заходів з інтенсифікації процесів теплопереносу.
3.	Обчислення коефіцієнтів тепловіддачі і втрат тиску у круглих каналах системи охолодження тягового електродвигуна.
4.	Обчислення потужності вентиляторів системи охолодження тягового електродвигуна.
5.	Аналіз результатів обчислень.
6.	Оформлення пояснювальної записки.

5. Дата видачі завдання_____

Студент _____ **Роман Мамедов**

підпис ініціали, прізвище

Керівник роботи _____ **Олександр Алексахін**

підпис ініціали, прізвище

Реферат

Мамедов Роман

Об’єктом дослідження дипломної роботи є система охолодження енергетичного обладнання, а саме тягових електродвигунів транспортних силових установок.

Метою даної роботи є: інтенсифікація процесів теплопереносу в каналах системи охолодження тягових електродвигунів за допомогою різних інтенсифікаторів.

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

Робота складається: У роботі розглянуто ефективність використання дротяних спіральних вставок та скручених стрічок для підвищення коефіцієнтів тепловіддачі у каналах системи охолодження тягових електродвигунів. Показано, що застосування скручених стрічок з параметрами $3 \leq S/d \leq 5$ забезпечує максимальне зменшення потужності вентиляторів охолодження у діапазоні робочих температур обладнання.

Дипломний проект містить: __39_ сторінок, __28__ малюнків, __4__ таблиць, _____15___ джерело.

Ключові слова: силова установка тепловозу, тяговий електричний двигун, система тепловідведення статора, коефіцієнт конвективного теплообміну, інтенсифікація конвективного теплопереносу, продуктивність вентиляторів системи охолодження.

Abstract

Mamedov Roman

The object of study of the thesis is the cooling system of power equipment, namely traction motors of transport power plants.

The purpose of this work is: intensification of heat transfer processes in the channels of the cooling system of traction motors with the help of various intensifiers.

The main result of the work is: reduction of electricity consumption by fans of the cooling system of the traction motor.

The work consists of: The paper considers the efficiency of the use of wire spiral inserts and twisted tapes to increase the heat transfer coefficients in the channels of the cooling system of traction motors. It is shown that the use of twisted tapes with 3S / d5 parameters provides a maximum reduction in the power of cooling fans in the operating temperature range of the equipment.

Thesis project contains: _39_ pages, _28__ drawings, __4__ tables, ____15_____ source.

Key words: locomotive power plant, traction electric motor, stator heat dissipation system, convective heat transfer coefficient, convective heat transfer intensification, cooling system fans productivity.

Зміст

Вступ

1. Засоби штучної інтенсифікації конвективного теплообміну у каналах енергетичного обладнання
   1.1. Види інтенсифікації
   1.2. Оребрення
2. Критерії ефективності заходів з інтенсифікації теплопереносу
   2.1. Течії у трубі
   2.2. Рис 2 Загальний вид тягового електродвигуна
   2.3. Рис 2.2 Якірь
3. Оцінка ефективності використання стрічкових завихрювачів для зменшення витрат охолоджуючого повітря для тягових електродвигунів
   3.1. Результати обчислення тепловіддачі і втрат тиску у каналах із стрічковими завихрювачами.
   3.2. Оцінка теплогідравлічної ефективності методів.
   3.3. Блок схема
4. Аналізи розрахунків та висновок
5. Список рекомендованої літератури

Вступ

Метою даної роботи є: штучна інтенсифікація конвективного теплообміну у каналах енергетичного обладнання, тобто економія енергетичних ресурсів, що є надзвичайно актуальною проблемою сьогодення.

Економія енергетичних ресурсів для промисловості України є однією з пріоритетних задач на наступні п’ять років.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- Проаналізувати інтенсивність теплопереносу у трубі. з різними вставками в залежно від їх конструктивних параметрів і режимних характеристик потоку сфери перехідних режимів.
- Оцінити характер впливу основних геометричних параметрів завихрювачів на теплообмін та гідравлічний опір.
- Визначити ефективність аналізованих способів інтенсифікації теплообміну.
- Проаналізувати зміну потужності вентиляторів системи охолодження тягового електродвигуна ЕД-118 залежно від геометричних характеристик інтенсифікаторів.

Об’єкт дослідження: засоби штучної інтенсифікації конвективного теплообміну у каналах енергетичного обладнання, система охолодження тягового двигуна.

Предмет дослідження: теплофізичні процеси у каналах охолодження електричних двигунів.

Вся теплова енергія, вироблена в країнах світу, двічі або тричі перетворюється в різних теплообмінних установках перед використанням, тому ефективність безпосереднього виробництва, передачі та використання енергії (не тільки тепла, але й електроенергії). Ефективність обладнання постійно зростає, але ці дослідження суперечливі.

Аналіз показав, що найбільш перспективними методами підвищення теплопередачі для отримання високоефективних зразків теплообмінного обладнання є:

- примусова конвекція - поверхневе посилення теплопередачі, в тому числі за допомогою сферичних виїмок і токарних систем(виступи);

- примусова конвекція елементів обладнання з високим тепловим навантаженням - пориста конвекція охолодження;

- вільна конвекція на вертикальних поверхнях - дискретні поперечні виступи

На сучасному етапі розвитку промисловості важливим є збалансований розвиток економіки, енергетики та екології за існуючих антропогенних умов для навколишнього середовища.

Для цього необхідні заходи щодо зниження та економії витрат на паливно-енергетичні ресурси, впровадження нових технологій на основі альтернативних та відновлюваних джерел енергії (ВДЕ), зменшення викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище. Вирішення цих проблем через великий обсяг імпорту енергоносіїв відіграє важливу роль в енергетичній безпеці нашої країни. Відомо, що втрати теплової енергії становлять 45-60% лише при транспортуванні по централізованих тепломережах України.

Для установок, що працюють на природній тяги, найефективнішим варіантом зниження металоємності теплогенератора та зниження температури димових газів є посилення конвективної тепловіддачі в трубах без зміни вхідної швидкості.

Однак більшість досліджень з підвищення теплопередачі присвячені стабілізованому турбулентному та ламінарному потоку рідин і парів, що падають з довгих труб малого діаметру. Великі діаметри труб, низькі швидкості та режими перехідного потоку газу недостатньо вивчені, але необхідність посилення теплообміну [1, 2, 3 – 5] в цих умовах є значною. Методи посилення

обміну відомими прийомами для цих режимів однозначно вказують на беззаперечну перспективність використання.

На практиці рекомендується продумати розміщення найбільш часто використовуваних вставок, вибрати оптимальний спосіб передачі енергії від середнього потоку до пульсуючого потоку, і знайти найбільш зручну площу поперечного перерізу каналу.

1. Засоби штучної інтенсифікації конвективного теплообміну у каналах енергетичного обладнання

Відповідно до другого закону в термодинаміці теплообмін завжди відбувається в певному напрямку. Тобто він переміщається від об’єкта з вищою температурою до об’єкта з нижчою температурою. У момент рівноваги температури теплообмін припиняється.



Існує три простих механізму передачі тепла:

Теплопровідність

Безперервна молекулярна передача тепла у середовище, що здійснюється шляхом прямого зіткнення частинок різної температури. Це призводить до обміну енергією між молекулами, атомами або вільними електронами. Теплопровідність буває в твердих, рідких і газоподібних середовищах.

Конвекція

Тепловіддача при переміщенні об'єму газу або рідини в просторі. Розрізняють вільну конвекцію і примусову конвекцію.

Вільна конвекція виникає внаслідок нерівномірної дії маси зовнішнього поля (гравітації, інерції, магнетизму або електрики).

Примусова конвекція викликається зовнішніми поверхневими силами, вона прикладається дією однорідного масового силового поля, прикладеного до межи системи або прикладеного до рідини всередині системи. Примусова конвекція може виникнути завдяки кінетичній енергії, що передається рідиною за межі системи. Походження та інтенсивність вільного або природного руху визначаються тепловими умовами процесу і змінюються в залежності від типу рідини, температури та об'єму, в якому відбувається процес.

Конвективний теплообмін — це одночасна передача тепла конвекцією і теплопровідністю, оскільки рух рідини або газу неминуче стикається з окремими частинками різної температури.

Радіаційний теплообмін

Процес передачі тепла електромагнітними хвилями. Цей процес пов'язаний з тим, що внутрішня енергія матеріалу перетворюється в променеву енергію (енергію фотонів або електромагнітних хвиль), потім випромінювання поширюється в простір і випромінювана енергія поглинається матеріалом, що з'являється на шляху випромінювання. Важливою відмінністю радіаційного теплообміну від інших видів теплопередачі є те, що він відбувається в результаті поширення електромагнітного випромінювання, яке може відбуватися за відсутності матеріального середовища, що розділяє поверхні теплопередачі.

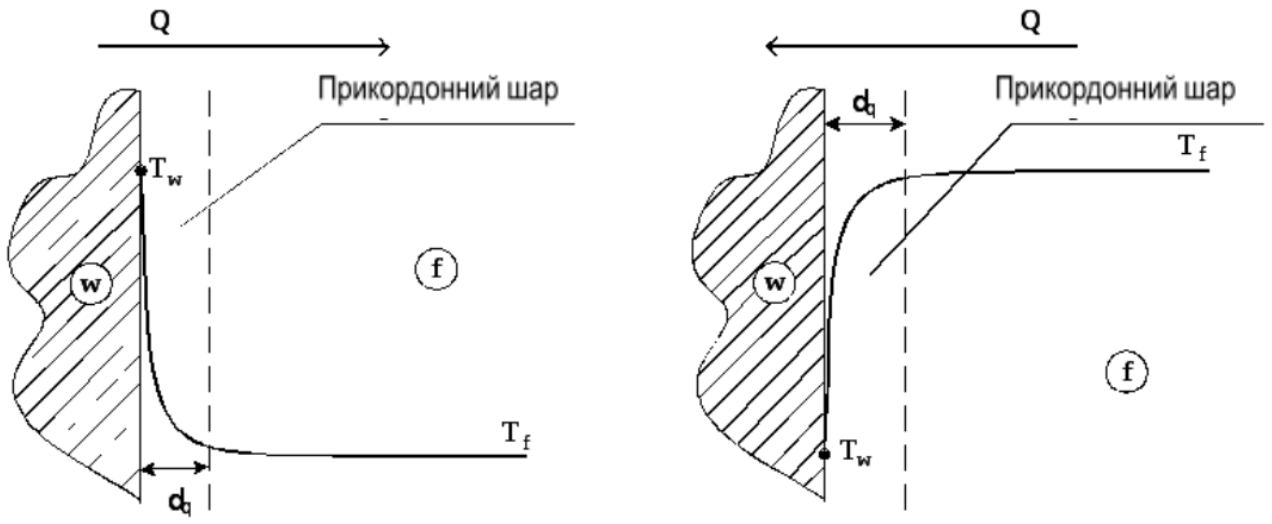


Рис.1.1. Формування прикордонного шару у потоці.

1.1 Види інтенсифікації

Залежно від конструктивних особливостей заходи для закручування потоку в каналі поділяються на три типи: гвинтова вставка, тангенціальний канал і стрічковий вихровий. Гвинтові вкладиші виготовляють у вигляді скрученої стрічки або шнеків. Стрічкові завихрювачі мають такі переваги, як простота виготовлення, низька витрата матеріалу і можливість використання в звичайному теплообмінному обладнанні. Вони використовуються в котельній техніці, регенеративних системах охолодження в рідинних ракетних двигунах, вертикальних трубчастих випарниках в системах опріснення морської води та іншому обладнанні теплозахисного захисту.

Порівняльна ефективність методів

Для порівняння теплової ефективності інтенсифікаторів різних конструкцій на основі дослідів різних авторів при різних середніх температурах потоку середовища та в різних діапазонах чисел Рейнольдса та Прандтля можна використовувати наступні співвідношення.

$$(Nu/Nu0) = f(Re), \qquad (1.1)$$

Тут індекс «0» означає гладку поверхню теплообміну. Залежність (1.1) характеризується збільшенням коефіцієнта тепловіддачі труби з арматурою порівняно з гладкою трубою.

Підсилювач теплопередачі за числом Рейнольдса. Як видно з співвідношення 1.1, найбільший ефект збільшення тепловіддачі виникає в діапазоні числа Re до 3000. в ламінарних і слаборозвинених турбулентних областях.

В даний час існує кілька методів посилення тепловіддачі. Вони відрізняються ступенем посилення і підвищенням гідравлічного опору пристрою. Всі методи посилення тепловіддачі можна розділити на активні і пасивні. Найбільш поширеними є пасивні методи, які не потребують додаткового енергопостачання для роботи, на відміну від активних методів, таких як вібрація, обертання теплообмінних поверхонь, акустика, електростатичні поля тощо.

Одним із найвідоміших і широко використовуваних турбуляторів потоку є кручена стрічка. Стрічки виявилися ефективними і простими у виготовленні підсилення. Інтенсифікація тепловіддачі відбувається за рахунок вихорів потоку, турбулентності в каналах і порушення прикордонних шарів, створених геометричними параметрами стрічки. Результатом цього застосування є підвищення теплової продуктивності та зниження витрати металу в усьому пристрої. При товщині скрученої стрічки 1 мм витрата металу стрічки становить близько 4% від витрати металу труби, а витрата металу самого пристрою значно зменшується.

Турбулятори потоку відносять до пасивних методів зміцнення, тому що, на відміну від активних (використання вібрацій, обертання теплообмінних поверхонь, акустики, електростатичних полів тощо), для роботи не потрібно додаткового живлення.

Перш за все, окрім поступального руху, наявність вихрового потоку в руслі з вихором (рис. 1.2) вказує на дві інші характеристики потоку.

- вихровий рух;

- циклічний рух.

Таким чином, обертально-поступальний рух потоку характеризується локальними (локальними) вихорами та загальними поперечними циркуляціями, викликаними тангенціальними компонентами швидкості.

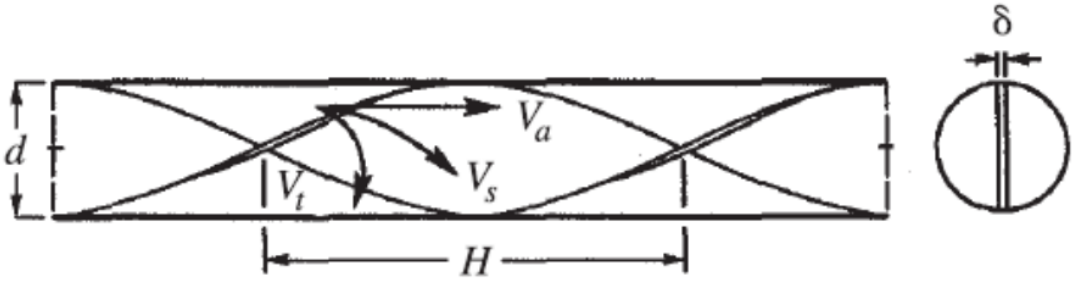


Рисунок 1.2 – Схема розподілу потоку зі скрученою стрічкою

Підсилювач спірального дроту

Спіральні дротяні вставки поряд із скрученими стрічками широко використовуються в теплообмінному обладнанні найрізноманітнішого призначення завдяки своїй ефективності та простоті виготовлення, монтажу та малої металоємності.

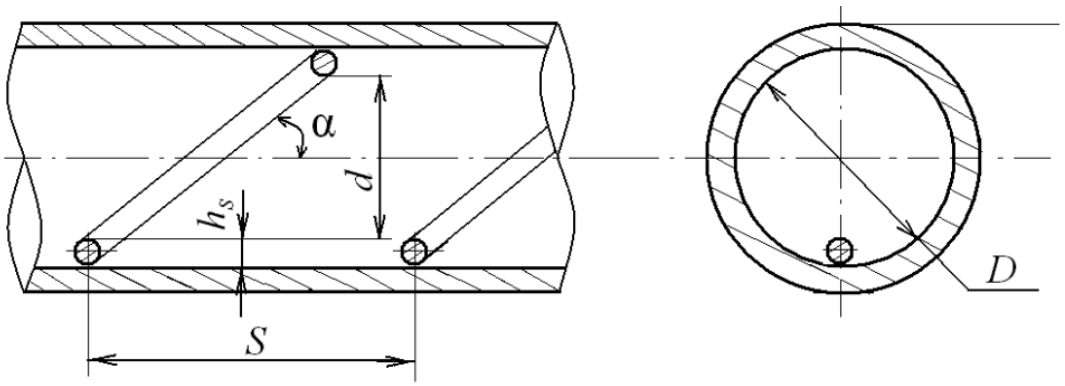


Рисунок 1.3 – Схема труби із дротяною спіральною вставкою

Інтенсифікація тепловіддачі за допомогою дротяних вставок відбувається за рахунок руйнування прикордонного шару, турбулентності та вихрів.

У турбулентності пристінковий шар є в’язким шаром, що прилягає до стінки труби, і має набагато нижчу швидкість потоку, ніж ядро потоку. Ефект турбулентності на цьому підшарі може посилити теплообмін.

У роботі [1, 2] зазначає:

- Дротяні вставки найбільш ефективні в зонах турбулентного потоку, оскільки основний тепловий опір зосереджено в шарі біля стіни.

- У режимі ламінарного потоку дротяні вставки істотно не збільшують тепловіддачу, але зменшують поріг числа Reкр=700.

- Дротові вставки можуть збільшити тепловий потік у перехідній зоні на 200% при постійній витраті енергії на перекачування теплоносія.

- Втрата тиску залежить від товщини дроту та частоти кроків.

- Для турбулентності теплопередача і втрата тиску збільшуються в 4 і 9 разів відповідно, пропорційно збільшенню товщини дроту.

Тому використання дротяних спіральних вставок є найбільш ефективним при турбулентності, оскільки тепловіддача та гідравлічний опір збільшуються на 4 та 9 відповідно. Ця величина безпосередньо залежить від товщини дроту і частоти його розміщення. Для оптимальної ефективності товщина не повинна бути менше прикордонного шару, а частота нанесення повинна бути в межах t/h = 10-100. Ці параметри забезпечують максимальну тепловіддачу з мінімальною втратою тиску.

Теплова ефективність труб з внутрішніми полицями.

Оцінка теплової ефективності трубки з внутрішнім виступом за енергетичним коефіцієнтом показала, що вона перевершує гладку трубку.

Низькі поперечні кільцеві звиси (рис. 1.4), отримані шляхом накатки в найпростішому вигляді, дуже ефективні при посиленні тепловіддачі в трубах. Експериментально встановлено, що турбулентність потоку викликає

сприятливий зв’язок між підвищеною теплопередачею та підвищеним опором в області відносного крокування відносно малих чисел Рейнольдса та відносно великих звисів. Теоретично та експериментально доведено, що можливе значне збільшення тепловіддачі порівняно зі збільшенням гідравлічного опору. Зі збільшенням числа Рейнольдса потоку позитивний ефект посилення теплообміну зменшується. Це пояснюється наступним чином. Зі збільшенням кількості Re тепловий опір потоку зосереджується в області потоку біля все більш тонких стінок, і турбулентність сприяє цим виступам для посилення теплопередачі до стінки. Серед них він відповідає поперечному розміру цієї площі потоку. Уступи більшої висоти проникають у турбулентне ядро потоку, де потік навколо виступів, де утворюються інтенсивні вихори, вносить великі збурення в потік.

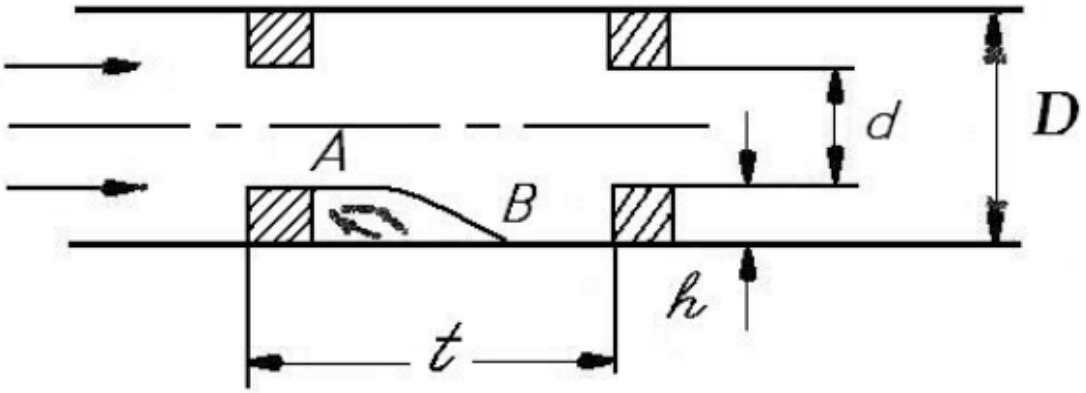


Рис. 1.4. Канал із поперечними кільцевими виступами

Гідравлічний опір труби безперервно зростає зі збільшенням висоти токарного верстата і з певною стадією токарного верстата. Коли висота екструзії постійна, а крок збільшується, перепад тиску в трубі зменшується.

Накатка нижніх поперечних кільцевих звисів для підвищення тепловіддачі в трубі має наступні переваги:

a) Канавки, що утворюються на зовнішній поверхні труби, коли звис труби накатується, посилює теплообмін у кільцевому потоці теплоносія.

b) Техніка накатки проста і легко механізується.

c) Існуючі технології складання кожухотрубних теплообмінників повністю застосовні до рулонних труб.

d) Посилену теплопередачу за рахунок виступів з накаткою (і пазів) можна застосувати до жорстких пучків труб, де ребра не можна використовувати на зовнішній стороні труби.

e) Індивідуальна шорсткість поверхні особливо ефективна для підвищення теплопередачі при високих теплових навантаженнях, коли використання ребер неефективно.

f) Цей спосіб армування відносно недорогий (вартість накатки становить лише кілька відсотків від вартості гладкої труби).

g) Цей метод не потребує додаткової витрати металу порівняно з інтенсифікацією потоку, наприклад, стрічковим вихором у гладких трубах, що збільшує масу пучка труб приблизно на 15%.

1.2 Інтенсифікація конвективного теплообміну за рахунок обребрення і ошиповки поверхні теплообміну.

Для посилення тепловіддачі на поверхні теплообміну виконуються ребра. Розрахунок теплопередачі через ребристу стінку не становить труднощів, якщо передбачені ребра і відоме значення коефіцієнта тепловіддачі для ребристої поверхні.

Інша справа, коли потрібно порахувати самі ребра. Визначте найбільш розумну форму і розмір ваших ребер. У цьому випадку розрахунки включають розподіл температури вздовж ребра, кількість тепла, що розсіюється ребром, гідравлічний опір, а також масу і вартість поверхні нагріву ребра. Крім того, в залежності від призначення ребристої поверхні, як правило, існує ряд додаткових вимог. В одних випадках необхідно мінімізувати габарити транспортного пристрою, а в інших — масу.

Для збільшення поверхні теплообміну використовуються наступні види ребер і шипів (рис. 1.5):

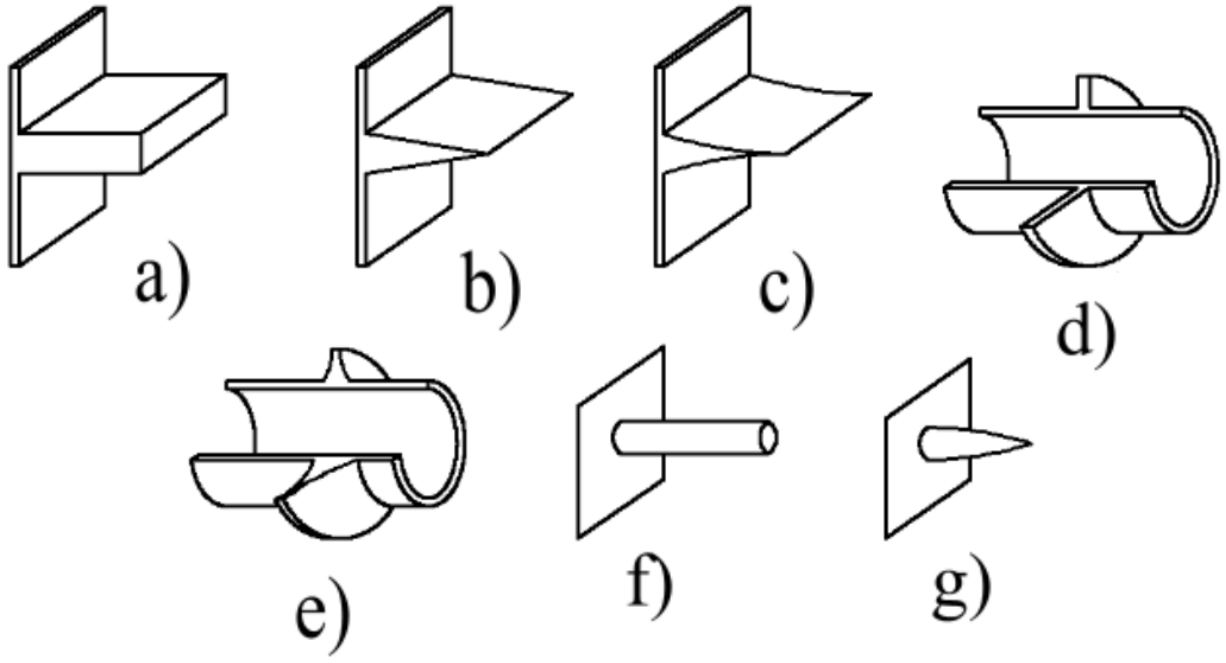


Рис. 1.5. Приклади обребрених поверхонь

a) поздовжні ребра в прямокутному профілі, b) поздовжні ребра в трикутному профілі, c) поздовжні ребра в параболічному профілі, d) кругла труба з радіальними ребрами в прямокутному профілі, e) кругла труба з радіальними ребрами в параболічному профілі, f) циліндричні шипи , g) Параболічні шипи

Для розрахунку поверхонь теплообміну використовуються наступні характеристики:

- тепловий потік, що передається через нижню частину ребра.

- гранична ефективність. Під ефективністю ребра розуміють відношення теплового потоку, фактично відведеного ребром, до потоку, видаленого ідеально ідентичним ребром з рівномірною температурою, рівною температурі основи. Ефективність ребра залежить від його теплопровідності, розмірів поперечного перерізу та висоти ребра.

- розподіл різниці температур по висоті плавника.

2. Критерії ефективності заходів з інтенсифікації теплопереносу

Одним із шляхів вирішення проблеми підвищення тепловідведення від теплового обладнання та елементів системи охолодження автомобіля є штучне інтенсифікація процесу тепловіддачі за допомогою різних пристроїв. Найпоширенішими є дві області підвищення тепловіддачі. Підвищення рівня турбулентності зовнішнього потоку для збільшення коефіцієнта тепловіддачі та використання поверхонь зі штучною шорсткістю. У першому випадку підвищення рівня турбулентності досягається за рахунок збурення потоку, індукованого в ядрі потоку, а в другому випадку відбувається інтенсифікація теплообміну за рахунок збурення шарів біля стінки. На даний момент немає єдиної думки щодо найкращого способу підвищення теплопередачі в широкому діапазоні умов. Доцільність використання методу визначається окремо для кожного випадку.

Існує багато способів досягнення турбулентності стіни, але принцип дії полягає в тому, щоб викликати руйнування прикордонного шару стіни. [6].

Інтенсифікація процесу теплообміну в каналі системи охолодження тягового двигуна з фіксованою площею теплообмінної поверхні може зменшити швидкість охолоджуючого повітря, необхідну в каналі, і, отже, зменшити споживання електроенергії.

Системи охолодження тягових електродвигунів традиційно виготовляються у вигляді каналів круглого і прямокутного перерізів. Типові характеристики систем охолодження двигунів деяких марок наведені в таблиці 2.1.

Марка двигуна	Форма перерізу каналів, 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

Рисунок 2.1 – Схема труби із дротяною спіральною вставкою

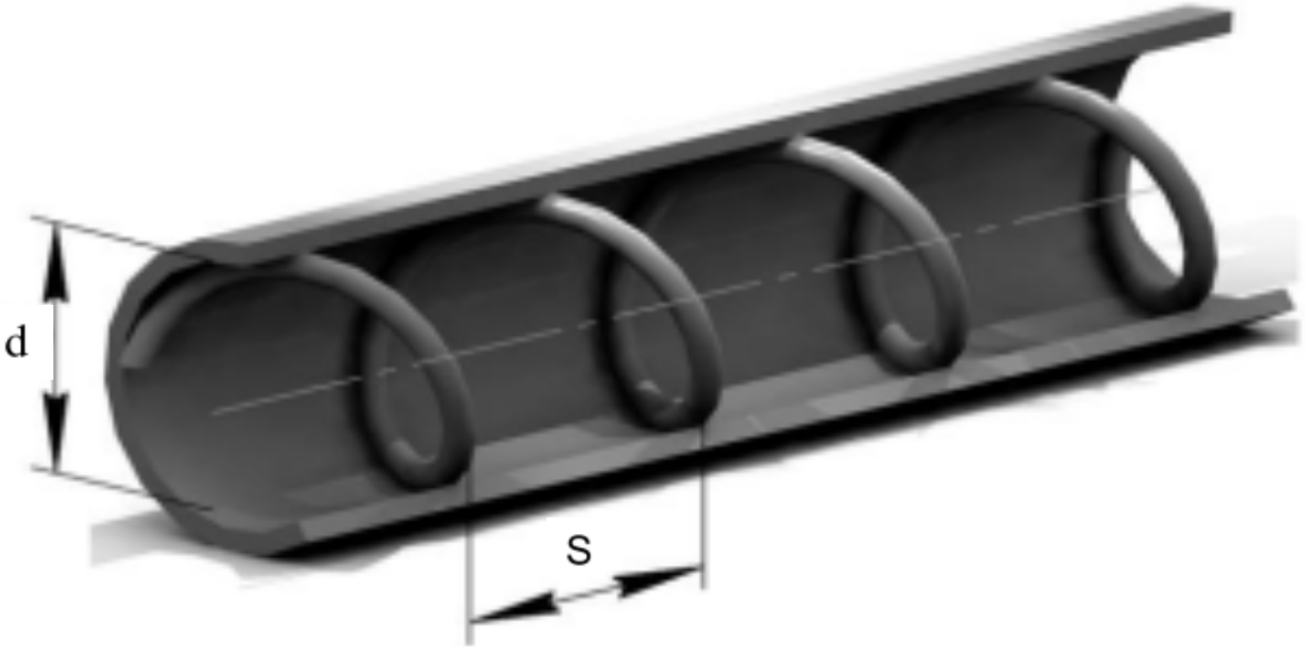


Рисунок 2.1 – Схема труби із дротяною спіральною вставкою

В ході експериментальних досліджень було виявлено, що спіральні дротяні вставки підвищують шанси посилення теплообміну в трубах.

Відомо, що зі зменшенням відстані між сусідніми витками вставки тепловіддача та гідравлічний опір спочатку зростають, а потім зменшуються. Очевидно, що область застійної повільної циркуляції рідини між близьким і товстим витками спіралі складається з важливих молекулярних компонентів передачі тепла та імпульсу, які визначають загальне зниження сили обмінного процесу між потоком і стінкою.

Збільшення діаметра вставного дроту завжди збільшує гідравлічний опір труби.

Для того ж гідравлічного опору, що і гладкі труби, труби з пружинними вставками збільшують відведення тепла до 40%. Вважається, що використання вставок збільшує вартість пучків труб більш ніж на 15%.

Основні геометричні характеристики використаних під час дослідження інтенсифікатора наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Геометричні характеристики інтенсифікатора

Внутрішній діаметр турбулізатора, d, м	0,027
Довжина каналу, l, м	0,42
Кількість каналів, n	32
Крок навивки, S, м	0,077 0,03 0,015
Діаметр дроту турбулізатора, φ, м	0,0027 0,004 0,006

2.1 Течії у трубі

Результати моделювання представлені у вигляді просторових розподілів ізоліній швидкостей, температури та траєкторій частинок у центральних взаємно перпендикулярних ділянках труб XOY та XOZ.

Пружини не перешкоджають потоку. У цьому випадку порушення потоку біля стінки за перешкодою досягає 1 %, а ядро потоку залишається непорушеним (рис. 2.2).

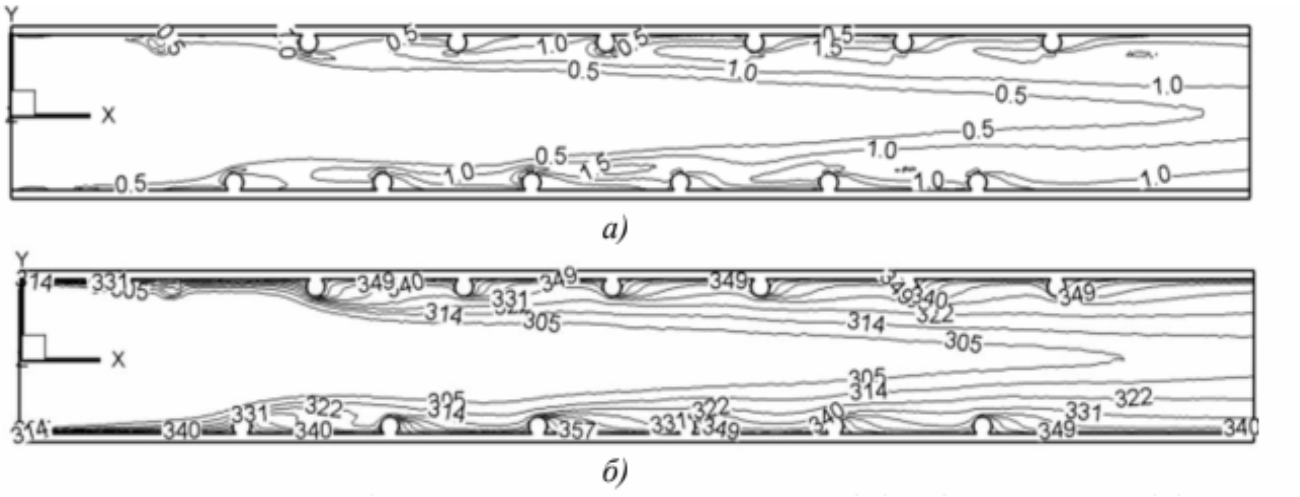


Рис. 2.2 - Розподіл а) швидкості (%) і б) температури (К) у поздовжньому перерізі труби з пружиною при $Re = 30 \times 10^3$

На рис. 2.3 показано розподіл траєкторій частинок у внутрішньому просторі труби з пружиною.

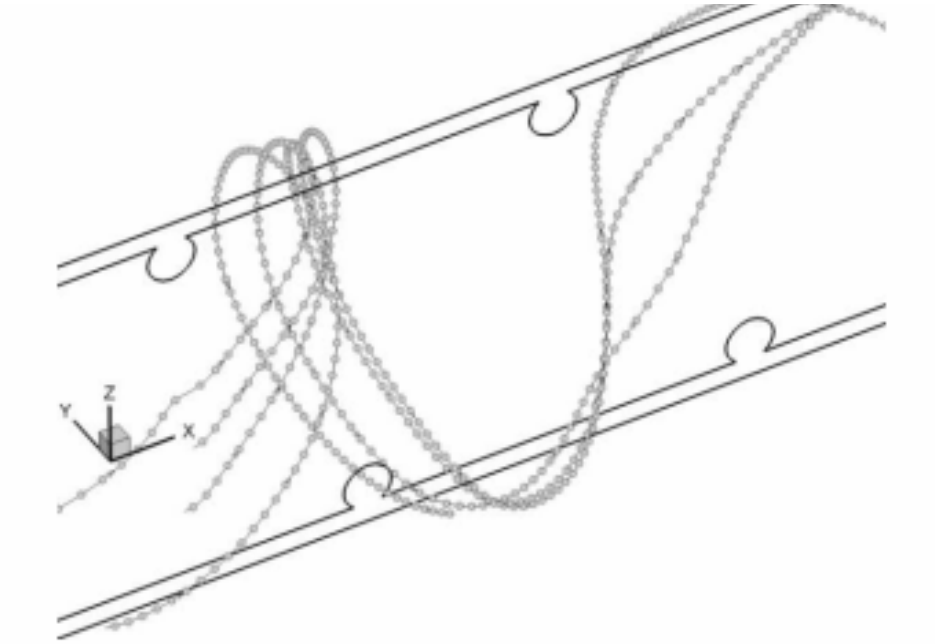


Рис. 2.3 - Схема потоку для труби з пружиною при $Re = 30 \times 10^3$

Закручений повітряний потік рухається вздовж осі трубки, в цьому випадку відбувається інтенсифікація тепловіддачі вихором потоку.

2.2 Загальний вид тягового електродвигуна

Тяговий електродвигун -118 А.Б.

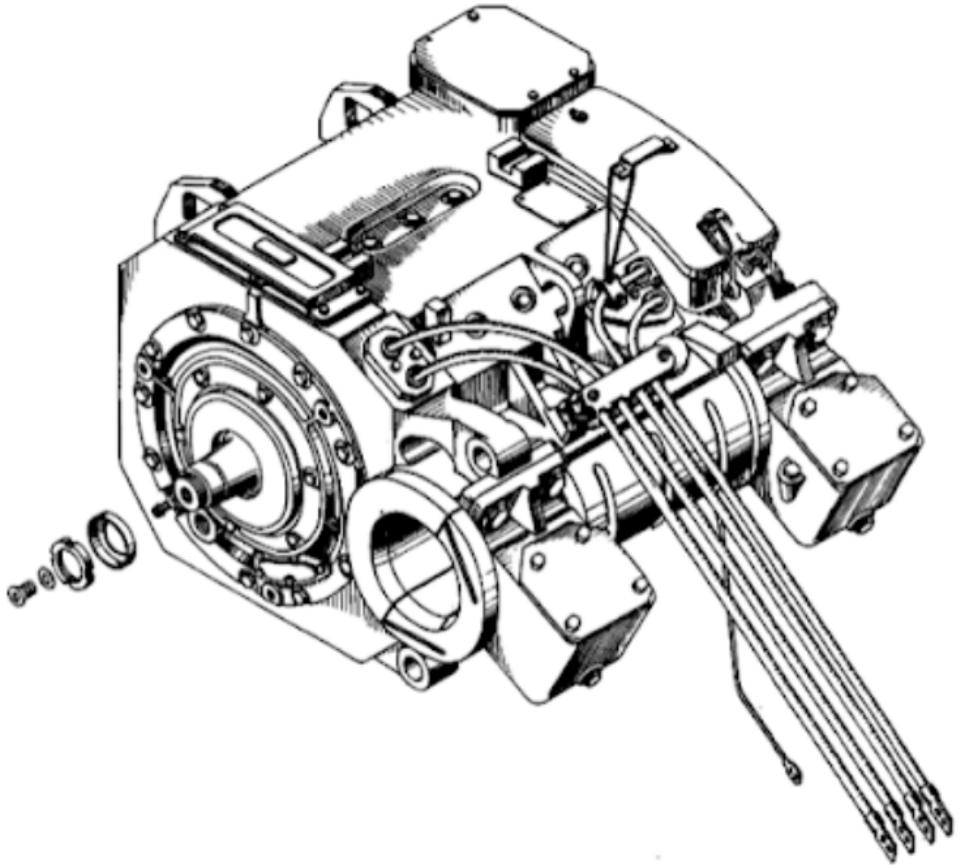


Рис.2.4 ед-118

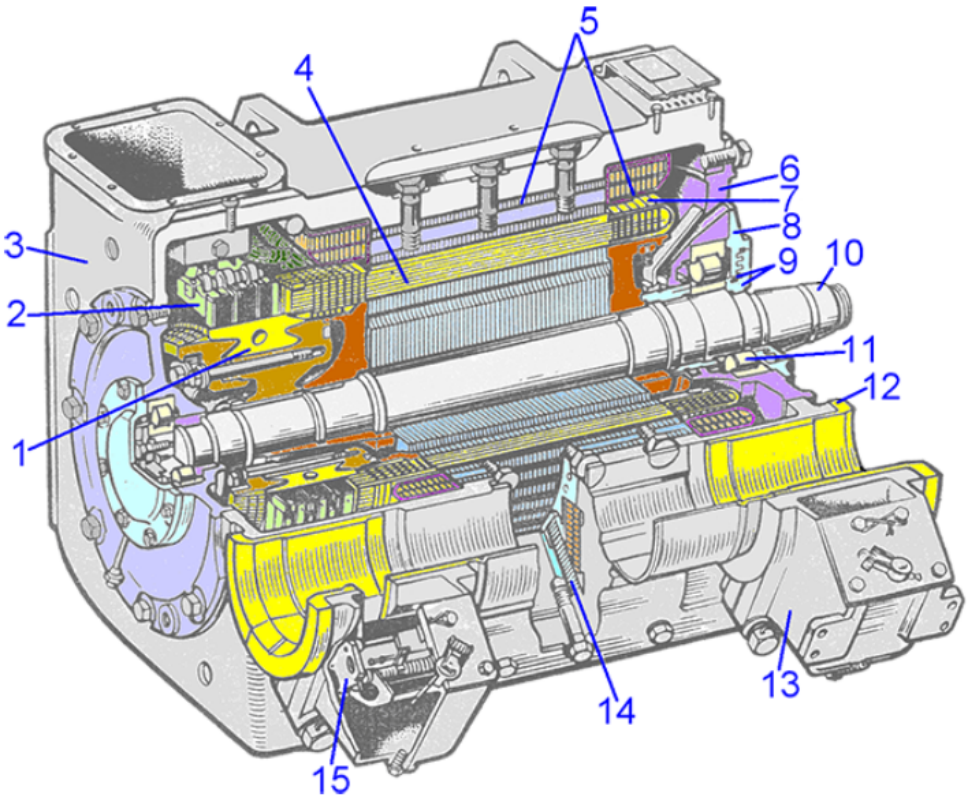


Рис.2.5

Рис.2.5. Тяговий електродвигун ЕД-118А: 1 – колектор; 2 – щіткотримач; 3 - остов; 4 – якір; 5 – головний полюс; 6 – підшипниковий щит; 7 – бандаж; 8 – кришка підшипника; 9 - лабіринтні кільця; 10 – вал; 11 – роликовий підшипник; 12 - моторно-осьовий підшипник; 13 - буксу моторно-осьового підшипника; 14 - додатковий полюс; 15 – польстер

2.3 Якір

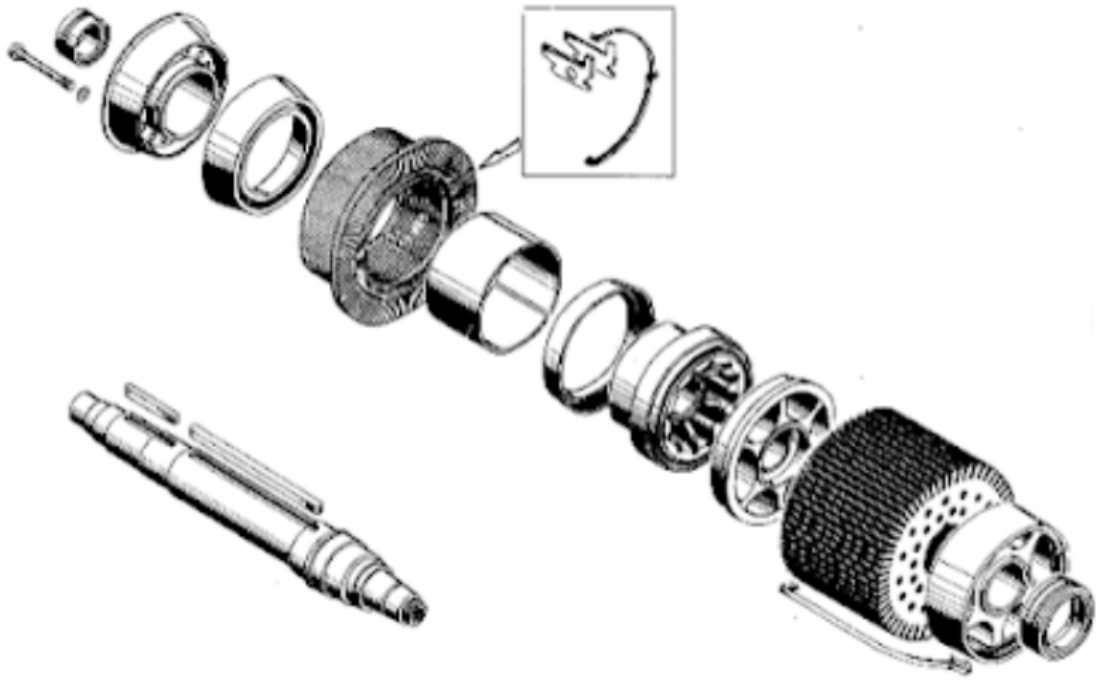


Рис. 2.6 Якір

Інтенсифікація процесу теплообміну в каналах системи охолодження тягового двигуна (ТЕД) з фіксованою площею теплообмінної поверхні дозволяє знизити швидкість руху охолоджуючого повітря в каналах, тим самим зменшуючи споживану потужність на перекачування повітря.

Охолодження сердечника якорів (рис. 2.6) здійснюється за допомогою повітря, що прокачується через вентиляційний канал, утворений видаленням сердечника з штампувального листа з вентильованого листа електротехнічної сталі. Системи охолодження найчастіше виконують у вигляді круглих або прямокутних каналів з поперечним перерізом.

3. Оцінка ефективності використання стрічкових завихрювачів для зменшення витрат охолоджуючого повітря для тягових електродвигунів

Формули та методика розрахунку

Вихідні дані до розрахунку:

- діаметр каналу $d = 0,027$ м
- довжина каналу $l = 0,42$ м
- кількість каналів $n = 32$
- температура повітря на вході в канал $t_{вх} = 30℃$
- температура повітря на виході $t_{вих} = 50℃$
- температура стінки $t_{ст} = 90℃$
- площа поперечного перерізу одного каналу

$$f_o = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,027^2}{4} = 0,00057 \text{ м}^2$$

- площа поверхні теплообміну одного каналу

$$F_o = \pi \times d \times l = 3,14 \times 0,027 \times 0,42 = 0,0356 \text{ м}^2$$

Порядок розрахунку:

1) Приймаємо температуру повітря на виході каналу, у нашому випадку:

$t_{вих} = 50℃$

2) Середня температура повітря у каналі:

$t_{ср} = 0,5 \times (t_{вх} + t_{вих}) = 0,5 \times (30 + 50) = 40℃$

3) За величиною $t_{ср}$ з таблиці 3 теплофізичних властивостей повітря знаходимо:

Таблиця 3.1 - Теплофізичні властивості повітря

t, ℃	λ, $\frac{Вт}{м \times ℃}$	ν, $\frac{м^2}{с}$	Pr	C, $\frac{Дж}{кг \times ℃}$	ρ, $\frac{кг}{м^3}$

10	0,0251	$14,16 \times 10^{-6}$	0,705	$1,005 \times 10^{3}$	1,247
20	0,0259	$15,06 \times 10^{-6}$	0,703	$1,005 \times 10^{3}$	1,205
30	0,0267	$16,10 \times 10^{-6}$	0,692	$1,005 \times 10^{3}$	1,165
40	0,0276	$16,96 \times 10^{-6}$	0,69	$1,005 \times 10^{3}$	1,128
50	0,0283	$17,95 \times 10^{-6}$	0,688	$1,005 \times 10^{3}$	1,093
60	0,029	$18,97 \times 10^{-6}$	0,686	$1,005 \times 10^{3}$	1,06
70	0,0296	$20,02 \times 10^{-6}$	0,684	$1,009 \times 10^{3}$	1,029
80	0,0305	$21,09 \times 10^{-6}$	0,682	$1,009 \times 10^{3}$	1,00
90	0,0313	$22,1 \times 10^{-6}$	0,681	$1,009 \times 10^{3}$	0,972

- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\mathcal{V}_o = 16,96 \times 10^{-6} \frac{м^2}{с}$
- критерій Прандтля $Pr_o = 0,69$
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_o = 0,0276 \frac{Вт}{м \times °C}$
- щільність повітря $\rho_o = 1,128 \frac{кг}{м^3}$

4) Визначаємо відносну температуру:

$$\theta_o = \frac{t_{ст} - t_{вх}}{t_{вих} - t_{вх}} = \frac{90-30}{50-30} = 3$$

5) Швидкість повітря в каналі без турбулізатора:

$$w_o = \left[\frac{0,092 \times \mathcal{V}_o^{0,2} \times l \times (\theta_o - 0,5)}{Pr_o^{0,57} \times d^{1,2}}\right]^5 = \left[\frac{0,092 \times (16,96 \times 10^{-6})^{0,2} \times 0,42(3-0,5)}{0,69^{0,57} \times 0,027^{1,2}}\right]^5 = 1,06$$

6) Критерій Рейнольдса:

$$Re_o = \frac{w_o \times d}{\mathcal{V}_o} = \frac{1,06 \times 0,027}{16,96 \times 10^{-6}} = 1687,5$$

7) Критерій Нуссельта

$$Nu_o = 0,023 \times Re_o^{0,8} \times Pr_o^{0,43} = 0,023 \times (1687,5)^{0,8} \times (0,69)^{0,43} = 7,48$$

8) Коефіцієнт тепловіддачі від стінок каналу до повітря

$$\alpha_o = \frac{Nu_o \times \lambda_o}{d} = \frac{7,48 \times 0,0276}{0,027} = 7,646 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times ℃}$$

9) Кількість тепла, що віддається стінками каналу повітрю

$$q_o = \alpha_o \times (t_{\text{ст}} - t_{\text{ср}}) \times F_o = 7,646 \times (90 - 40) \times 0,0356 = 13,6 \text{ Вт}$$

10) Уточнення прийнятої температури на виході каналу

$$t'_{\text{вих}} = t_{\text{вх}} + \frac{q_o}{C_{\text{в}} \times G_{\text{в}}} = 30 + \frac{13,6}{1005 \times 0,00068} = 49,9℃$$

$C_{\text{в}} = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times ℃}$ – питома теплоємність повітря

$G_{\text{в}} = w_o \times f_o \times \rho_o = 1,06 \times 0,00057 \times 1,128 = 0,00068 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ – витрата охолоджуючого повітря

11) Порівняння значень $t_{\text{вих}}$ і $t'_{\text{вих}}$

Якщо розбіжність Δ < 1% – точність задовільна. Якщо Δ > 1% то нам потрібно заново зробити перерахунок

$$\Delta = \frac{|t'_{\text{вих}} - t_{\text{вих}}|}{t_{\text{вих}}} \times 100 = \frac{|49,9 - 50|}{50} \times 100 = 0.2 = 0,002\%$$

3.1 Результати обчислення тепловіддачі і втрат тиску у каналах із стрічковими завихрювачами.

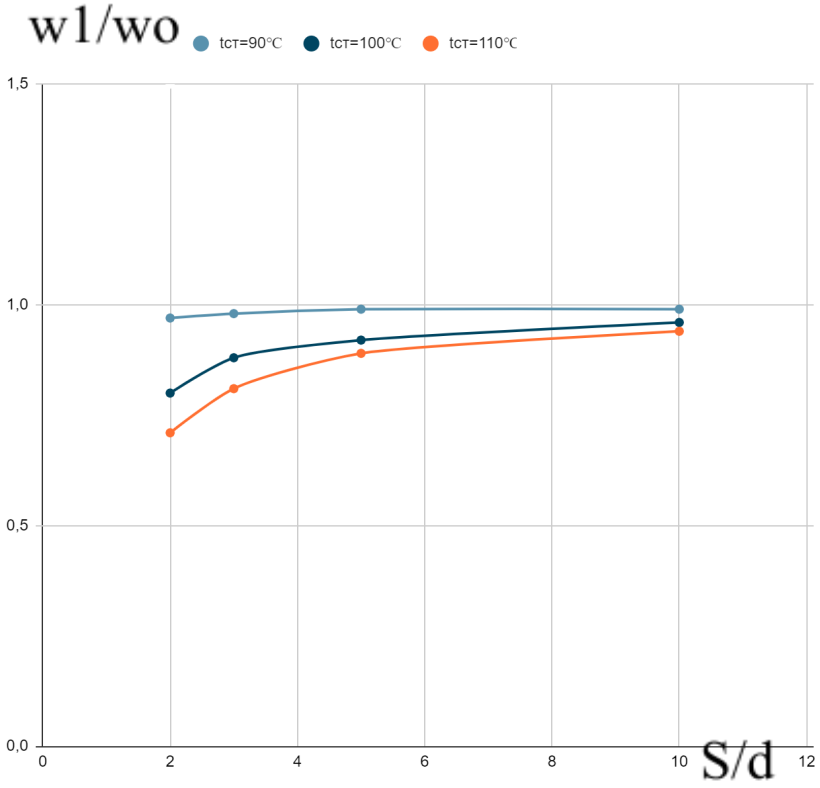


Рис.3.1 – Зміна швидкості охолоджуючого повітря у каналах системи охолодження при встановленні стрічкових завихрювачів ($l = 0,42$ м; $d = 0,027$ м).

З наведених на (рис.3.1) видно що зменшення величини кроку закрутки S/d обумовлює зменшення необхідної для охолодження статора швидкості повітря. Зменшення становить від 5 до 30%.

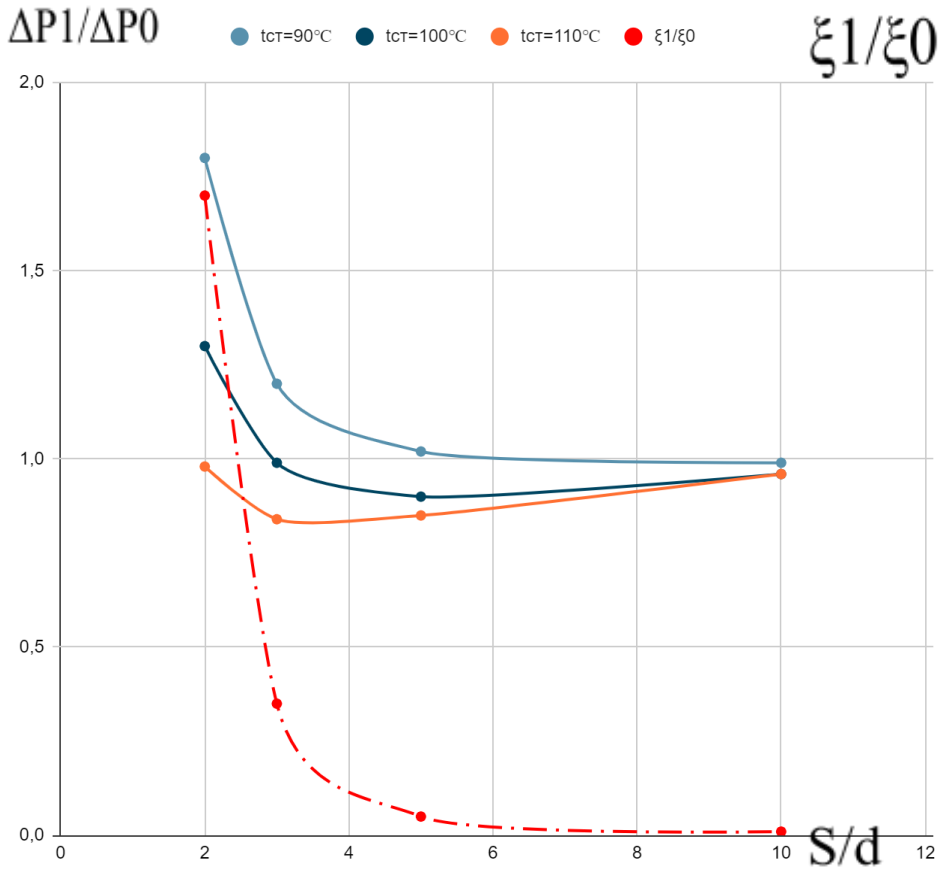


Рис.3.2 – Зміна коефіцієнтів гідравлічного опору і втрат тиску у каналах системи охолодження при встановленні стрічкових завихрювачів.

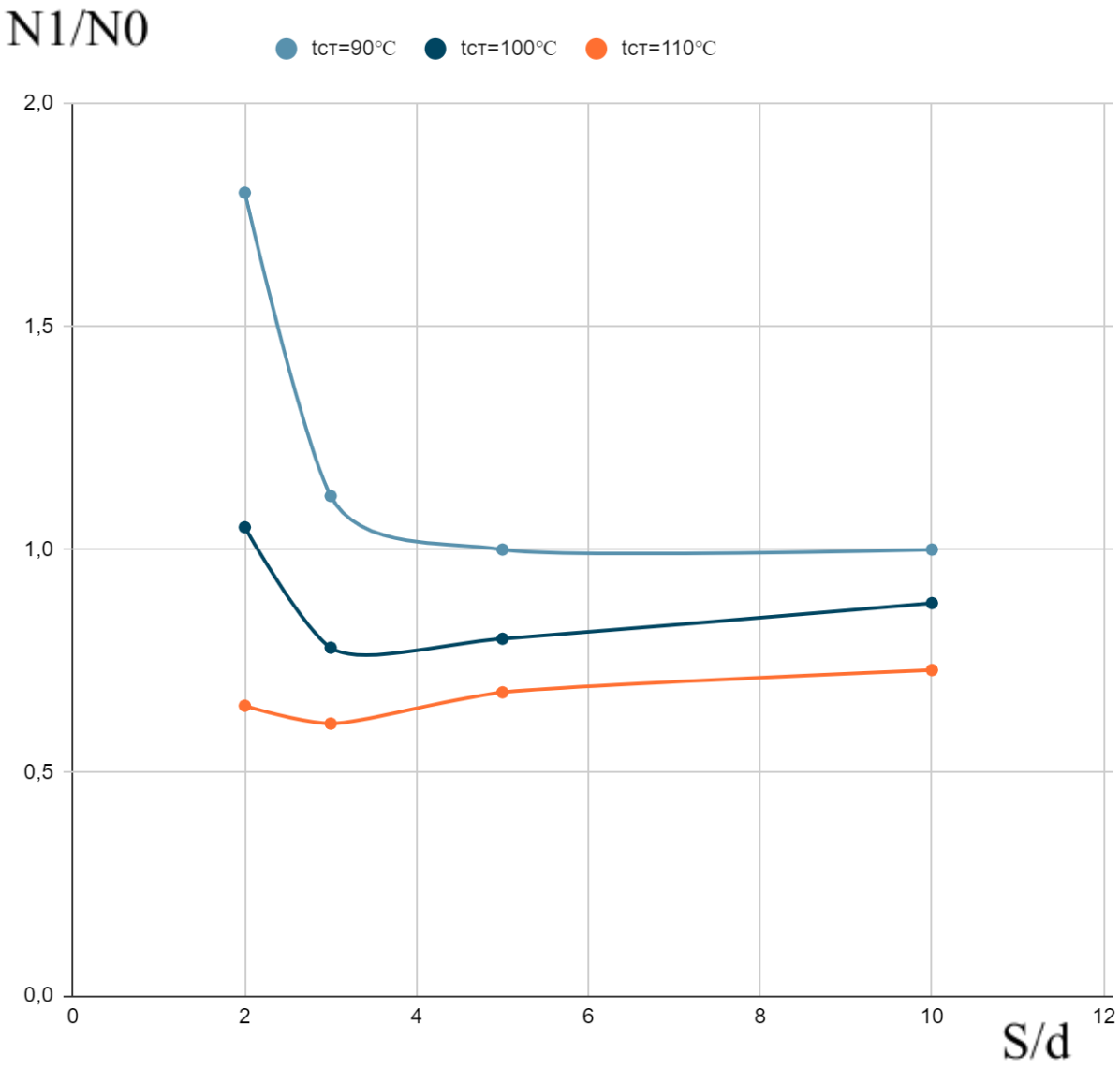


Рис.3.3 – Зміна потужності вентиляторів систем охолодження зі стрічковими завихрювачами (**$l = 0,42$ м; $d = 0,027$ м**).

3.2. Оцінка теплогідравлічної ефективності методів.

Результати теплових та гідродинамічних досліджень представлені в таб.3.2.

Таблиця 3.2 - Ефективність та геометричні параметри дротяної вставки

№ кривих	Re	Параметры	$\frac{Nu}{Nu_{гл}}$	$\frac{\xi}{\xi_{гл}}$	$E = \frac{\frac{Nu}{Nu_{гл}}}{\frac{\xi}{\xi_{гл}}}$
1	2680 4580 4970 5300	$d = 50$ мм $d_{п} = 1$ мм $S = 40$ $\frac{S}{d} = 0,8$	1,43 1,12 1,06 1,05	3,92 2,68 2,97 2,72	0,4 0,42 0,36 0,37
2	2880 4970 5390 5710	$d = 50$ мм $d_{п} = 1,5$ мм $S = 90$ $\frac{S}{d} = 1,8$	1,39 1,24 1,27 0,14	3,94 2,51 2,9 2,61	0,35 0,49 0,44 0,44
3	2807 4570 4870 5600	$d = 50$ мм $d_{п} = 2,5$ мм $S = 40$ $\frac{S}{d} = 0,8$	1,92 1,52 1,53 1,62	4,23 3,92 4,28 4,15	0,459 0,39 0,36 0,39
4	2600 4480 4675 5380	$d = 50$ мм $d_{п} = 5$ мм $S = 0,45$ $\frac{S}{d} = 0,9$	2,24 2,19 1,92 2,25	6,6 6,46 7,07 6,49	0,34 0,34 0,27 0,35

Формула Рзаєва та Філатова для Nu ($Re = (6 - 70) \times 10^3$):

$$Nu = 0,021 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,43}[1 + 8,59(\frac{d}{s})^{0,041} \times (\frac{\varphi}{d})^{0,83}$$

Формула Назмєєва для ξ:

$$\xi = \frac{530}{Re} \times exp[-(\frac{s}{d})^{0,5}] \times exp[3,7(\frac{\varphi}{d})^{0,4}]$$

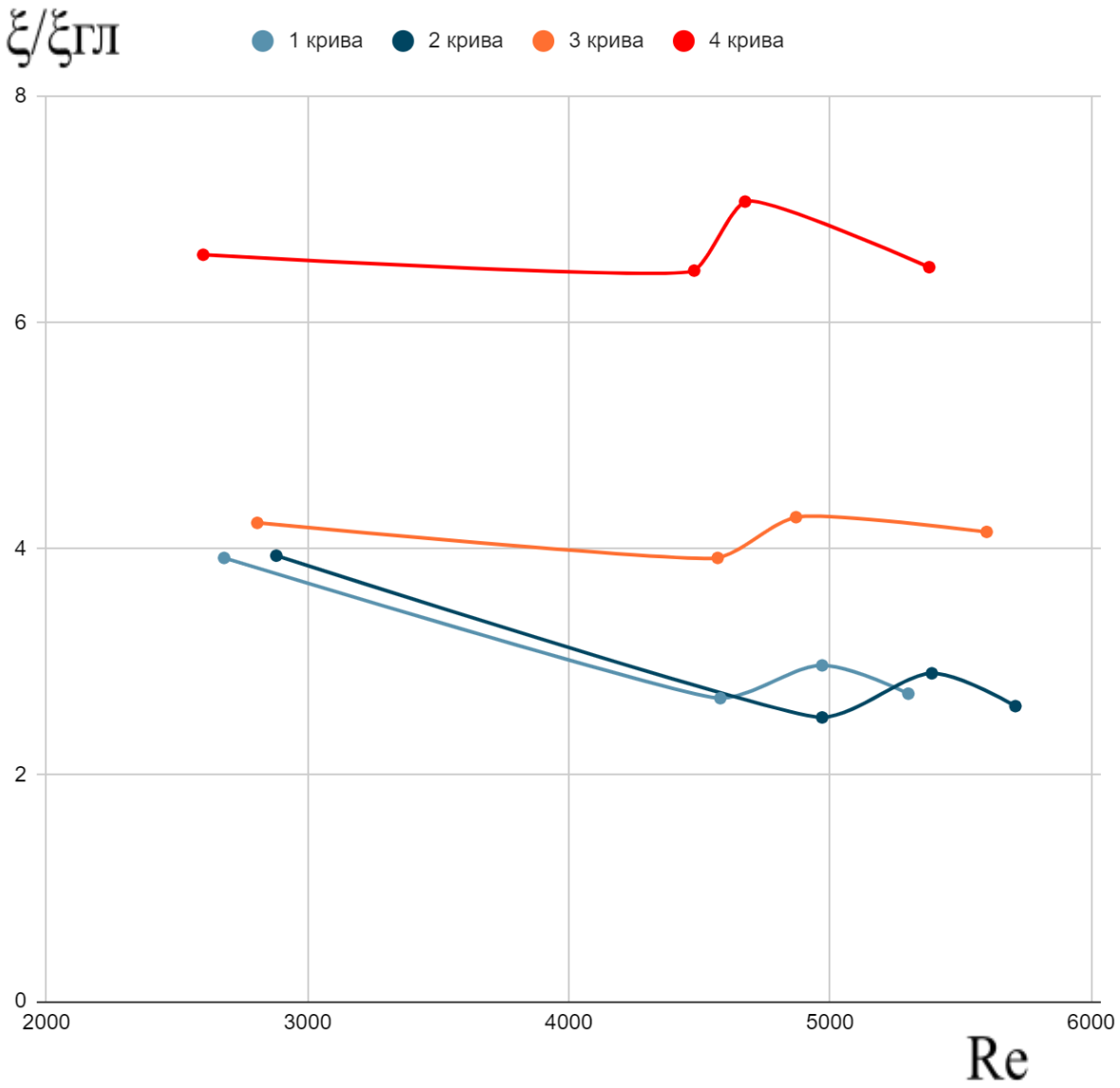


Рис.3.4 – Графік залежності ξ/ξгл от Re

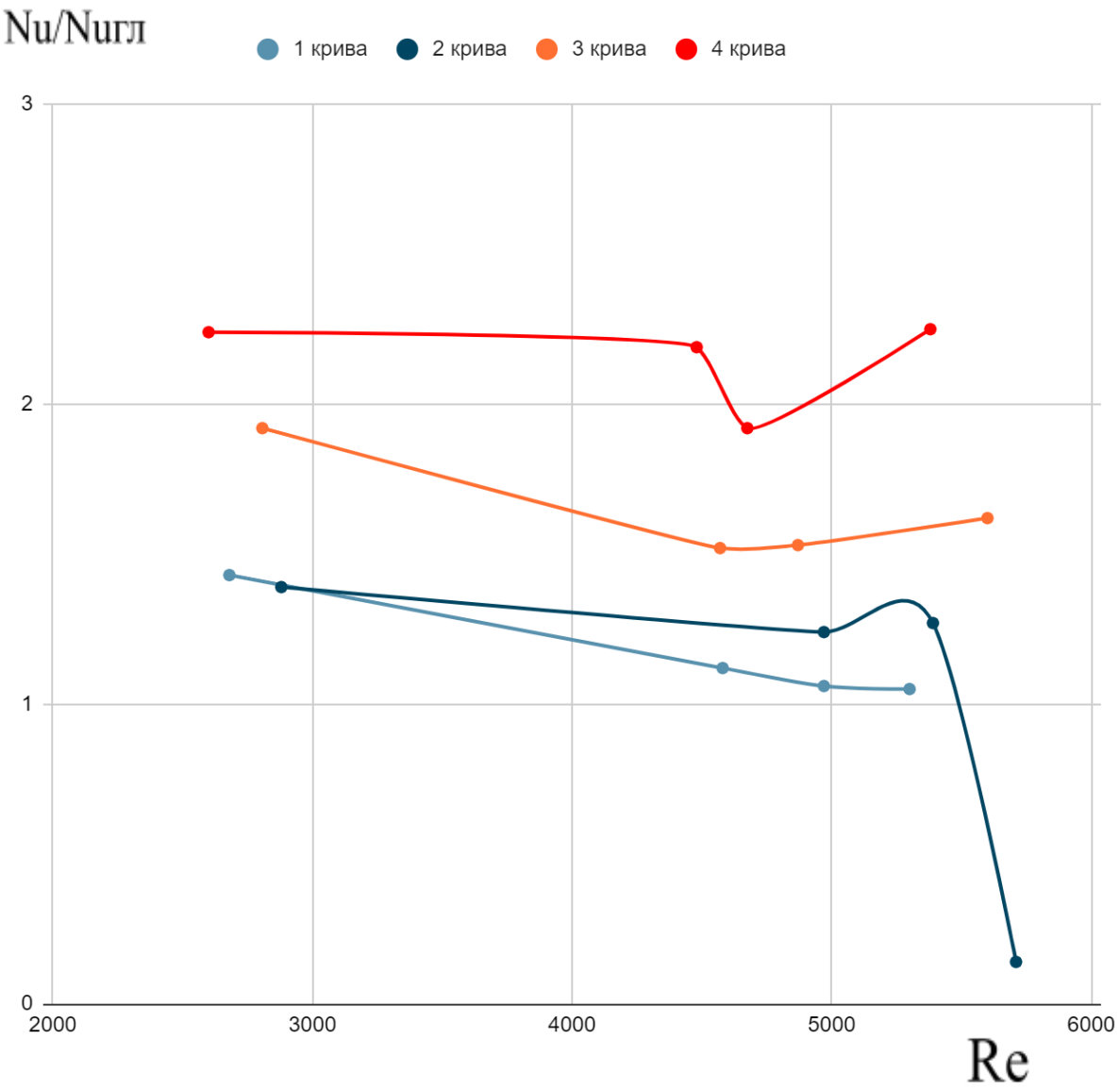


Рис.3.5 – Графік залежності Nu/Nuгл от Re

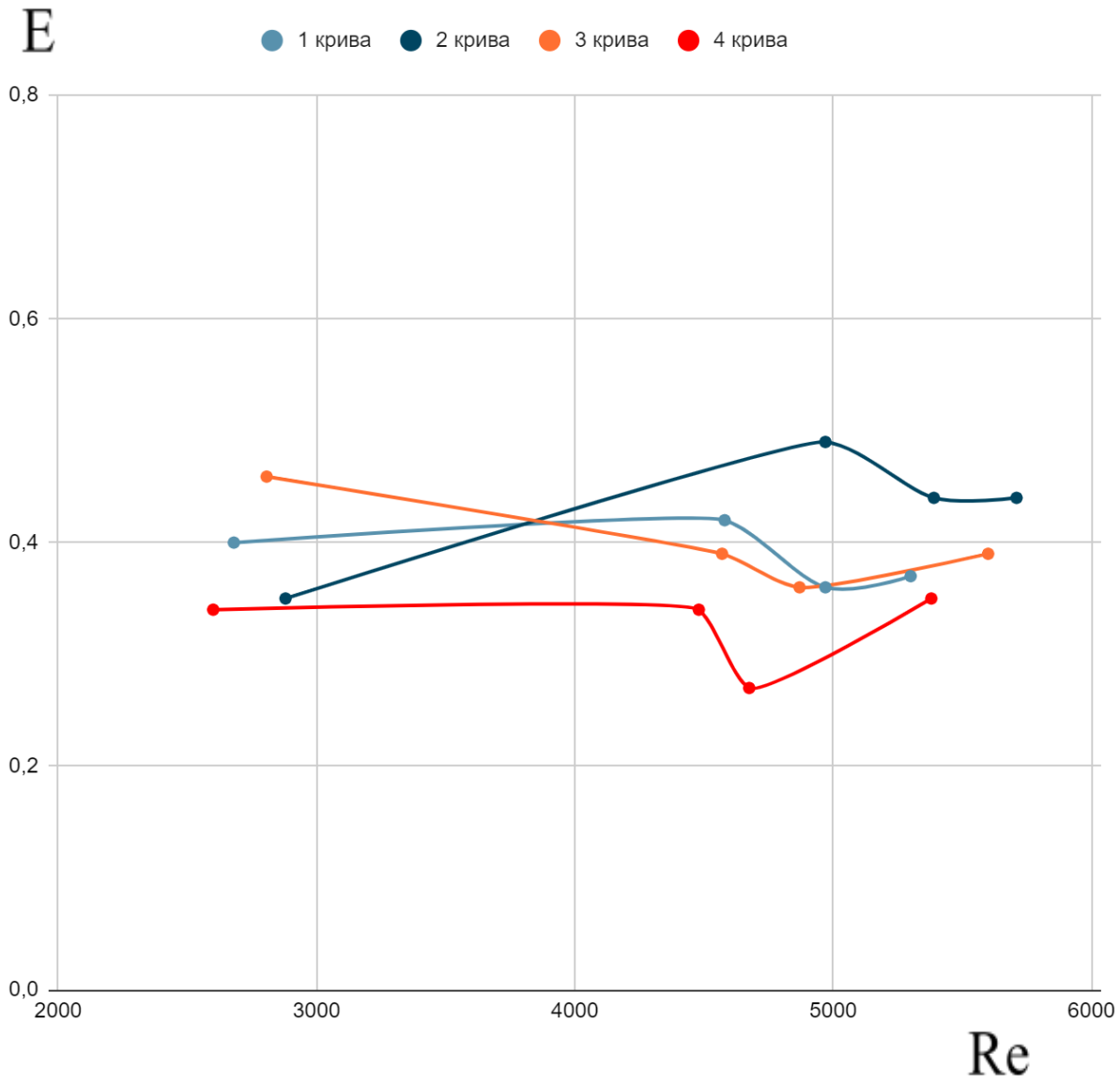
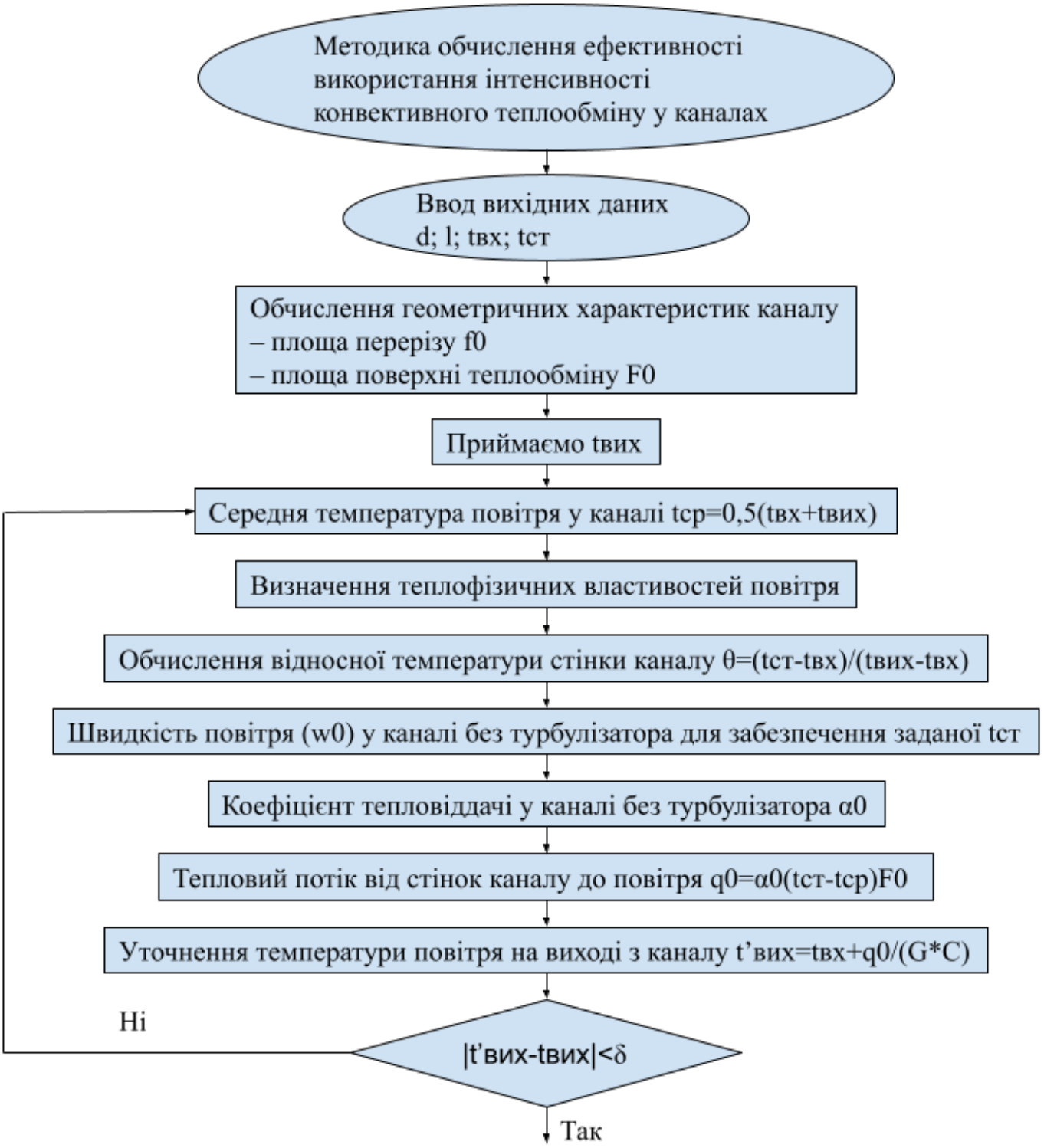


Рис.3.6 – Графік залежності E от Re

Слід зазначити, що інші завихрювачі з ККД Eo < 1 як дротяна вставка, також дають змогу зменшити габаритні розміри ущільнення теплообмінника в порівнянні з насадкою гладкого каналу. Значне зменшення довжини призводить до зменшення габаритних розмірів теплообмінних каналів, в яких одночасно збільшується перетин вільного газу.

Збільшення газового фронту збільшує габаритні розміри та вагу подаючого колектора. Це може зменшити збільшення габаритних розмірів і маси набивки теплообмінника.

3.3 Блок-схема



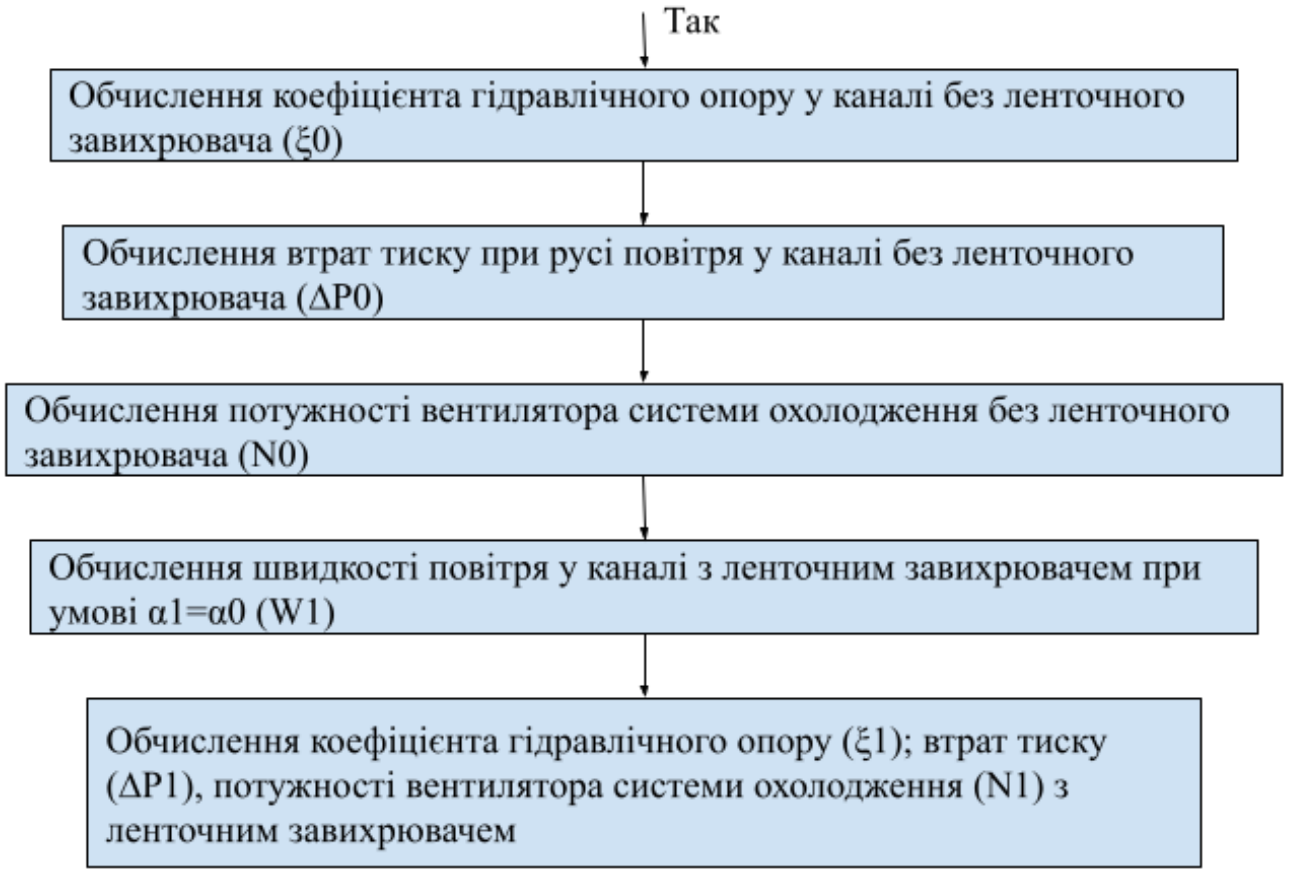


Рис.3.7 – Методика обчислення ефективності використання інтенсивності конвективного теплообміну у каналах.

4. Аналізи розрахунків та висновок

Оптимальними параметрами дротяних завихрювачів при швидкості $w = 4\frac{\text{м}}{\text{с}}$ є діаметр дроту $d_{\text{п}} = 3,5$ мм та крок дротяної вставки $S = 0,06$ м. Відповідні їм $\xi = 0,15$ та коефіцієнт тепловіддачі $\alpha = 28\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\times°\text{C}}$.

Якщо теплове навантаження змінюється в межах $25\% \div 105\%$ і відповідний швидкісний режим $w = 1,5 \div 4,3\frac{\text{м}}{\text{с}}$ властивості ділянки з оптимально налаштованою вставкою змінюються відповідно до режимних кривих. Для труби з дротяною вставкою $\xi = 0,12 \div 0,3$ і $\alpha = 16 \div 31\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\times°\text{C}}$.

Висновок

1. Проаналізовано ряд відомих пристроїв для підвищення інтенсивності конвективного теплообміну округлих каналах. Для застосування у конструкції системи охолодження тягового електродвигуна ЕД-118 найбільш придатними є дротяні спіральні вставки і скручені стрічки. Такі засоби можна використовувати як при проектуванні нової техніки, такі для підвищення ефективності системи охолодження існуючого обладнання.

2. Використання дротяних спіральних вставок у діапазоні чисел Рейнольдса $3 \times 10^3 < Re < 6 \times 10^3$ не забезпечує виконання умови E=(Nu/Nu0)/(ξ/ξ0)>1.

3. Використання скручених стрічок дозволяє забезпечити необхідні умови охолодження статора електродвигуна при швидкостях повітря у каналах 1,2÷1,5 раза менших ніж у каналах без скручених стрічок. Це обумовлює зменшення потужності вентиляторів системи охолодження на 10÷40%.

4. Аналіз результатів розрахунків показав, що стрічкові завихрювачі з кроком $3 \leq S/d \leq 5$ забезпечують найбільший ефект зменшення потужності вентилятора у широкому діапазоні температур стінки.

5. Список рекомендованої літератури:

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах.-М.: Машиностроение, 1972. - 220 с.; 1990. 208с.

2. Дрейцер Г.А. Критический анализ современных достижений в области интенсификации теплообмена в каналах // Интенсификация теплообмена: Тр. Второй Рос. нац. конф. по теплообмену. М.: Изд-во МЭИ. 1998. Т.6. С. 91 – 98.

3. Данилов Ю.М., Дзюбенко Б.В., Дрейцер Г.А., Ашмантас В.А. Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы. М.: Машиностроение, 1986.

4. Бессонный А.Н., Дрейцер Г.Л., Кунтыш В.Б. и др. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения.

5. Щукин В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. — М.: Машиностроение, 1980.–240 с.

6. 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.

7. Учебно-справочное пособие: Лаптев А. Г., Николаев Н. А., Башаров М. М.Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов.

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

9. 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. – 1997. - №5. – С. 68 - 72.

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

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

12. Мигай В.К. Интенсификация теплообмена в трубах со спиральными закручивателями [Текст] / В.К. Мигай // Теплоэнергетика. – 1968. – №11. – С.31-33.

13. Bergles A.E. Enhancement of Heat Transfer // Sixth International Heat Transfer Conference, Toronto, Vol. 1, 1978, pp. 89-108.

14. Ибрагимов М.Х. Номофилов Е.В., Субботин В.И. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движении жидкости в трубе. – Теплоэнергетика. 1961, №7, с. 57-60.

15. R. Thorsen, F. Landis. Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradience. Heat Transfer, Vol. 90(1), Feb 01 1968, pp. 87-97. doi: 10.1115/1.3597466