

ТЕПЛОБМІН ПОДИНОКИХ ЦИЛІНДРІВ КРАПЛЕ- ПОДІБНОЇ ФОРМИ В ПОПЕРЕЧНОМУ ПОТОЦІ

Приведені результати експериментального дослідження теплообміну поодиноких циліндрів краплеподібної форми в поперечному потоці повітря в діапазоні зміни чисел Рейнольдса від 4000 до 25000. Виконано порівняння отриманих результатів з експериментальними даними для інших форм циліндрів. Поодинокі циліндри краплеподібної форми володіють більш низькою інтенсивністю теплообміну в порівнянні з циліндрами круглого перерізу

Ключові слова: циліндр, профіль, краплеподібний, плоскоовальний, овальний, круглий, потік, теплообмін, інтенсивність, порівняння

Приведены результаты экспериментального исследования теплообмена одиночных цилиндров каплеобразной формы в поперечном потоке воздуха в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 4000 до 25000. Выполнено сравнение полученных результатов с экспериментальными данными для других форм цилиндров. Одиночные цилиндры каплеобразной формы обладают более низкой интенсивностью теплообмена по сравнению с цилиндрами круглого сечения

Ключевые слова: цилиндр, профиль, каплеобразный, плоскоовальный, овальный, круглый, поток, теплообмен, интенсивность, сравнение

О. М. Терех

Кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник*

e-mail: teram57@meta.ua

О. В. Семеняко

Асистент*

e-mail: lab_tpi@email.ua

О. І. Руденко

Кандидат технічних наук, доцент**

e-mail: teram57@meta.ua

В. А. Кондратюк

Молодший науковий співробітник

e-mail: teram57@meta.ua

*Кафедра атомних електричних станцій
і інженерної теплофізики***

Кафедра економіки і підприємництва*

***Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна 03056

1. Вступ

В роботі [1] були представлені результати дослідження аеродинамічного опору поодиноких труб краплеподібної форми [2], візуалізація течії на їх поверхні і в сліді за ними. Отримані експериментальні дані показали, що аеродинамічний опір таких труб при $L/D > 1,8$ суттєво нижчий, ніж у труб з круглим поперечним перерізом.

У зв'язку з цим, стає очевидним, що труби краплеподібного профілю можуть бути альтернативою круглим трубам, які традиційно використовуються в якості елементів теплообмінних поверхонь у різних рекуперативних апаратів. Тому продовження досліджень [1] є актуальним.

2. Аналіз літературних джерел

Дослідженням течії на поверхні циліндрів краплеподібного типу, а також теплообміну і втратам тиску

для таких форм труб присвячена невелика кількість публікацій.

В роботах [3, 4] проведено дослідження полів тиску на поверхнях циліндрів кулачкового типу (близьких за формою до краплеподібних) в діапазоні чисел Рейнольдса $Re = 15000..48000$ при зміні кутів атаки потоку від 0° до 360° . Відмічено, що залежність коефіцієнта опору C_D від кутів атаки носить хвильовий характер. Візуалізація обтікання досліджуваних циліндрів повітряним потоком проведена за допомогою диму. Отримані фотографії з причин не перпендикулярності розташування фотокамери до об'єкта набули викривленого вигляду, що ускладнює їх порівняння і аналіз. З картин течії практично не помітно різниці в обтіканні профілю від зміни кута атаки.

Авторами [5] представлені розподіли середніх чисел Нуссельта для поодинокого циліндру краплеподібного типу при зміні кута атаки профілю α від 0° до 180° . Характер розподілу чисел Нуссельта носить хвильовий характер з мінімумами при $\alpha = 30^\circ, 120^\circ, 180^\circ$ і максимумами при $\alpha = 0^\circ, 90^\circ, 150^\circ$. Порівняння те-

плоаеродинамічних ефективностей циліндрів краплеподібної і круглої форми показало, що профіль, який встановлений під кутом атаки 30° має ефективність на (60-65) % вищу, ніж для круглого профілю труби. При кутах 90° і 120° ефективність краплеподібного профілю менша на (18-20) %, ніж у циліндра круглої форми. Вплив параметру L/D на показник ефективності спостерігається лише при кутах атаки від 0° до 30° та від 150° до 180°.

В дослідженнях [6, 7] за допомогою числового моделювання вивчався вплив поперечної та поздовжньої відстані між двома циліндрами краплеподібної форми на теплообмін і коефіцієнт втрат тиску. Моделювання проведено для циліндрів, які розташовані малим діаметром до потоку, в діапазоні зміни чисел Рейнольдса $Re = 50...300$. Результати, які представлені у вигляді залежностей $C_D = f(Re)$ і $Nu = f(Re)$, показали, що коефіцієнти втрат тиску для другого за ходом потоку циліндра в 2-4 рази менший ніж для першого. Із збільшенням чисел Рейнольдса коефіцієнт опору знижується. Зменшення відносного поперечного кроку між двома циліндрами від 3 до 1 призводить до зниження інтенсивності теплообміну на (30-35) %.

Аналіз приведеної інформації дозволяє зробити наступні висновки.

1. Дослідження впливу геометричних характеристик труб краплеподібної форми та відстаней між ними на їх теплоаеродинамічні характеристики практично відсутні. 2. Відомі роботи містять уривчасті дані, не мають ніяких розрахункових методик і носять, як правило, окремий характер. 3. Результати числового моделювання експериментально не підтверджені.

3. Мета та завдання досліджень

Метою роботи є експериментальне дослідження конвективного теплообміну поодиноких циліндрів (труб) краплеподібного профілю, впливу розташування циліндрів відносно напрямку їх обтікання на інтенсивність теплообміну та порівняння отриманих результатів з циліндрами других форм поперечного перерізу.

4. Об'єкт для досліджень теплообміну

В якості об'єкта дослідження вибрані макети циліндрів краплеподібного профілю, що мали такі геометричні розміри: висота $h = 60$ мм, $D = 24$ мм, $d = 10$ мм, $L = 51$ мм, $L/D = 2,125$, зовнішній периметр $\Pi = 122,9$ мм (рис. 1).

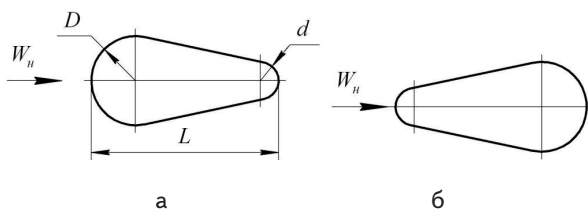


Рис. 1. Загальний вид і умови обтікання циліндрів краплеподібного профілю: а – «прямий» краплеподібний профіль; б – «зворотний» профіль

5. Експериментальна установка та методика досліджень теплообміну

Дослідження конвективного теплообміну при поперечному обтіканні поодинокого циліндра краплеподібного профілю проводились в аеродинамічній трубі розімкненого типу з прямокутним перерізом шириною 70 мм і висотою 60 мм (рис. 2).

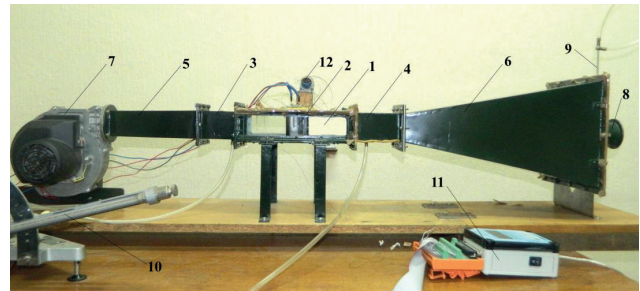


Рис. 2. Експериментальна установка: 1 – робоча ділянка; 2 – макет циліндра; 3,4 – прямі канали; 5,6 – дифузори; 7 – вентилятор; 8 – вихідне сопло; 9 – трубка Піто-Прандтля; 10 – мікроманометр; 11 – АЦП Triton 6004 ТС; 12 – штекерний роз'єм

Проточна частина установки складалася з робочої ділянки (1), в якій розташовувався досліджуваний циліндр (2), двох прямих каналів (3, 4) і двох дифузоров (5, 6). Для вирівнювання поля швидкостей і зниження ступені турбулентності на вході в робочу ділянку, між дифузоров (5) і прямим каналом (3) була встановлена сітка з чарункою $M=1,2$ мм, роль якої полягала в розмиванні великих і створенні системи дрібних швидко затухаючих вихорів. До вихідного прямого каналу (4) через фланець приєднувався дифузор (6), на виході якого встановлювалося сопло (8) діаметром 42 мм.

Оцінка ступені турбулентності Tu за сіткою визначалася за допомогою формули Роча [8]

$$Tu \sim 0,8 \cdot (x / d_{wr})^{\frac{5}{7}}, \tag{1}$$

де $x \approx 180$ мм - відстань від сітки до досліджуваної трубки; $d_{wr} = 0,3$ мм – діаметр дротин. Як показали результати розрахунку за (1), в наших дослідженнях ступінь турбулентності на вході в робочу ділянку складала ≈ 1 %.

Максимальна продуктивність вентилятора складала $0,05$ м³/с, що дозволяло досягати швидкості потоку у вільному перерізі робочої ділянки до 12 м/с. Витрата повітря через аеродинамічну трубу регулювалася автотрансформатором шляхом зміни напруги, що подається на двигун вентилятора.

Дослідження теплообміну проводилися в діапазоні зміни швидкостей в «живому» перерізі робочої ділянки (з урахуванням захарашування поперечного перерізу робочої ділянки досліджуваним профілем циліндра) від 2,5 до 16 м/сек, що відповідає числам Рейнольдса $Re_D = (4...25) \cdot 10^3$. При цьому коефіцієнт захарашення складав $k_q = 0,343$.

Всередині досліджуваного зразка труби розташовувався електронагрівач. В зазор між трубою і нагрівачем засипався порошок корунду (Al_2O_3). Вимірювання температурного поля стінки труби за півпериметром

здійснювалося 9-ма мідь-константановими термопарами, встановленими в канавках на зовнішній поверхні досліджуваного зразка труби (рис. 3).

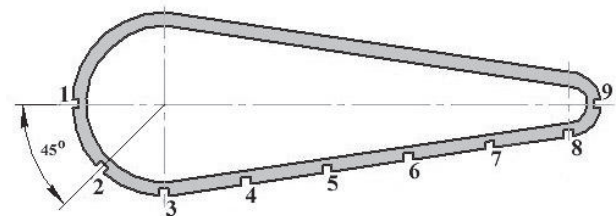


Рис. 3. Схема розташування і номери термопар

В процесі проведення експериментів визначалися середні конвективні коефіцієнти теплообміну α за формулою (2).

$$\alpha = \frac{Q}{H \cdot (\bar{t}_w - \bar{t}_f)}, \quad (2)$$

в якій Q – потужність, яка розсіюється циліндром (трубою); H – зовнішня площа поверхні труби; \bar{t}_w – середня температура поверхні труби; \bar{t}_f – середньобалансова температура потоку.

Фізичні константи у виразах для чисел Нуссельта і Рейнольдса (коефіцієнти теплопровідності, кінематичної в'язкості та інш.), розраховувалися за середньобалансовою температурою повітря. За розрахункову швидкість приймалася швидкість у вузькому «живому» перетині каналу, а в якості визначального розміру прийнято діаметр D .

6. Результати досліджень та їх аналіз

Результати досліджень теплообміну поодиноких труб краплеподібної форми для двох напрямів обтікання представлені на рис. 4 і свідчать про їх хороше узагальнювання степеневою функцією вигляду

$$Nu_D = C_q \cdot Re_D^m. \quad (3)$$

Крім отриманих нами даних, на рис. 4 також нанесені експериментальні точки і розрахункові криві з теплообміну, отримані при обтіканні вже відомих форм циліндрів [9 – 13], загальний вид яких показаний на рис. 5.

Як свідчать наведені результати, крива залежності $Nu_D = f(Re_D)$ для «прямого» профілю розташовується вище і крутіше, ніж для «зворотнього» профілю, що говорить про більш інтенсивний теплообмін циліндра «прямої» краплеподібної форми (показник степені m для «прямої» форми складає 0,647, для «зворотної» – 0,608 в формулі (3)).

Порівняння наших даних з розрахунковими залежностями для круглого циліндра, отриманими в закритому каналі [9, 10] показало, що при збільшенні степені турбулентності Tu від 0% до 1% і при відносній висоті $h/d \rightarrow \infty$ (криві 7,8), інтенсивність теплообміну в діапазоні чисел Рейнольдса від 3000 до 40000 зростає на (18 – 30)%. При $h/d = 2,5$ і $Tu \approx 1\%$ (крива 9) інтенсивність теплообміну круглого циліндра вища, ніж для

«прямого» краплеподібного профілю на (32-35) % і на (45-49) % вище за інтенсивність тепловіддачі «зворотнього» краплеподібного профілю.

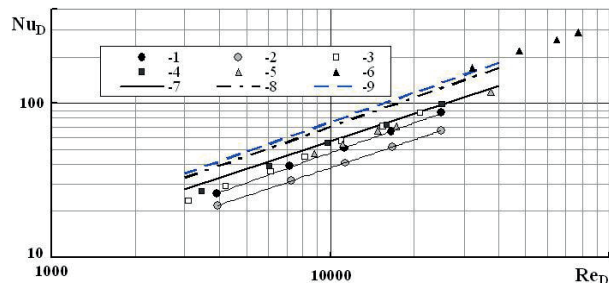


Рис. 4. Залежність $Nu_D = f(Re_D)$ для поодиноких труб різного профілю. 1 – «прямий» краплеподібний профілю, $D = 24$ мм; 2 – «зворотній», $D = 24$ мм; 3, 4 – плоскоовальна труба [11] і [12] відповідно, рис. 5, а; 5, 6 – овальна труба [9], омивання вздовж великої і малої осей відповідно, рис. 5, б; 7 – кругла труба, розрахунок за [9, 10], $Tu = 0\%$, рис.5, в; 8 – кругла труба, розрахунок за [9, 10], $Tu = 1\%$; 9 – кругла труба, розрахунок за [9, 10, 13], $Tu = 1\%$, $h/d = 2.5$

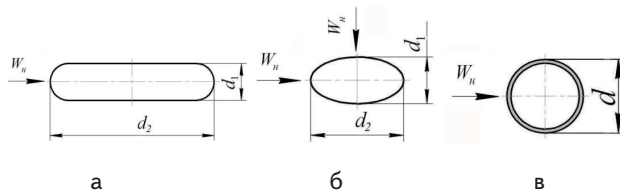


Рис. 5. Труби різного поперечного перерізу: а – плоскоовальні; б – овальні; в – круглі

Експериментальні дані з теплообміну для плоскоовальних поодиноких труб з [11, 12] (табл.1), отримані для $h/d_1 = 3,5$ і, відповідно, для $k_q = 0,222$ і $0,286$ при степені турбулентності потоку на вході в робочу ділянку (3,8 - 4) %, показали, що дослідні точки для поодиноких плоскоовальних труб розташовуються вище на (10-11) % в порівнянні з «прямим» і на (25-35) % в порівнянні зі «зворотнім» краплеподібними профілями циліндра.

Інтенсивність теплообміну поодинокі труби овального профілю при омиванні вздовж великої осі [9] (рис. 5, б; табл. 1) і «прямого» краплеподібного профілю мають приблизно однаковий рівень. Для овального циліндра, розташованого поперек потоку великою віссю (дані 6, рис. 4), інтенсивність теплообміну вища, ніж для круглого циліндра та вище на 35 % і 50 % у порівнянні з «прямим» і «зворотнім» краплеподібними профілями відповідно. Авторами роботи [9] не вказується ступінь турбулентності набігаючого потоку і висота овального циліндра, що ускладнює співставлення результатів.

Авторами [5] у відкритій аеродинамічній трубі проведені експериментальні дослідження теплообміну і аеродинамічного опору трьох зразків поодиноких краплеподібно профільованих труб висотою $h = 120$ мм, $D = 22$ мм, $d = 11$ мм при зміні кута атаки обтікання від 0° до 180° . Геометричні розміри труб відрізнялися тіль-

ки подовженням профілю $L = (28, 46, 83 \text{ мм})$. На жаль, в роботі приведені дані, що стосуються лише труб з $L = 28 \text{ мм}$, а також не вказується ступінь турбулентності набігаючого потоку.

Таблиця 1

Геометричні характеристики порівнюваних труб

Найменування величин	Позн.	Труба рис.5, а	Труба рис.5, а	Труба рис.5,б
Поперечний розмір труби	$d_1, \text{мм}$	20,0	15,0	30,3
Поздовжній розмір труби	$d_2, \text{мм}$	52,5	51,0	58,3
Відношення розмірів труб	d_2 / d_1	2,625	3,40	1,924
Висота труб	$h, \text{мм}$	71	71	невідомо
Зовнішній периметр труб	$\Pi, \text{мм}$	127,8	119,1	142,7
Коефіцієнт захарашення	k_q	0,222	0,286	невідомо
Степень турбулентності	$Tu \%$	3.8-4.0	3.8-4.0	невідомо

На рис. 6 показано експериментальний матеріал роботи [5] у вигляді кривих залежностей, оброблених за швидкістю набігаючого потоку W_H і за діаметром D .

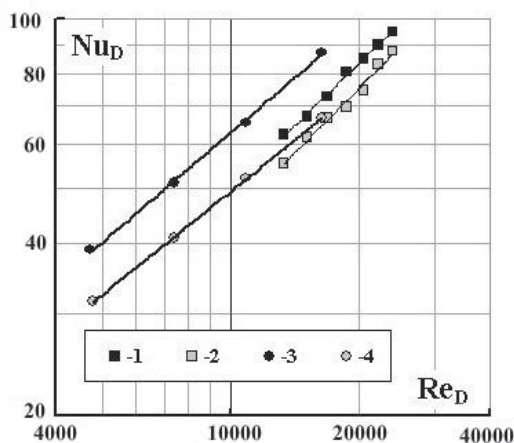


Рис. 6. Залежність $Nu_D = f(Re_D)$ для поодиноких труб краплеподібної форми: 1, 2 – «прямий» та «зворотний» краплеподібні профілі за [5], табл. 2; 3, 4 – «прямий» та «зворотний» краплеподібні профілі, рис. 1, а, б

Порівняння даних з теплообміну краплеподібних поверхонь, досліджених авторами представленої роботи з даними [5], є не зовсім коректним внаслідок розбіжності в подовженні профілю L . Але, враховуючи геометричну «подібність» форм розглянутих типів труб і те, що їх діаметри D і d близькі між собою, таке порівняння цілком допустимо. Це підтверджується і

задовільною відповідністю експериментальних даних, отриманих нами і авторами [5].

Як впливає з рис. 6, інтенсивність тепловіддачі у «зворотнього» профілю нижча, ніж у «прямого», як в наших дослідженнях, так і в роботі [5]. Причому розбіжність між нашими даними для «прямого» і «зворотнього» профілей складає (20-30 %), а між даними [5] (10-12 %), що пов'язане з відмінностями в геометричних розмірах труб і умовами проведення експериментів.

7. Висновки

1. Отримані дані свідчать про більш низьку інтенсивність теплообміну у краплеподібних труб в порівнянні з трубами круглого поперечного перерізу.

2. Відмічено зниження інтенсивності тепловіддачі на (20-30) % для труб «зворотнього» краплеподібного профілю в порівнянні з «прямим».

3. Отримані результати показали коректність методики проведення досліджень теплообміну труб краплеподібного профілю і обробки експериментальних даних, що може служити основою для подальших досліджень, пов'язаних з оптимізацією геометричних розмірів труб даного профілю.

На нашу думку, для можливого використання краплеподібних труб в якості теплообмінних елементів, слід провести розрахунково-експериментальні дослідження теплоаеродинамічних характеристик труб з таким профілем і пучків з них в широкому діапазоні змінення їх режимно-геометричних характеристик, а також порівняти отримані результати з відомими даними для труб різної конфігурації.

Література

1. Терех, А. М. Аэродинамическое сопротивление одиночных труб каплеобразной формы и визуализация их обтекания [Текст] / А. М. Терех, А. И. Руденко, Ю. В. Жукова, А. В. Семеняко, В. А. Кондрачук // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №6/8(60). – С. 63-68.
2. ГОСТ 8638-57. Трубы стальные каплевидные. Переиздание январь 1971 г., декабрь 1993 г. – М.: Издательство стандартов, 1994.
3. Nouri-Borujerdi, A. Flow visualization around a non-circular tube [Текст] / A. Nouri-Borujerdi, A. M. Lavasani // IJE Transactions B: Applications. – Vol. 19, No. 1, December 2006 – P. 73-82.
4. Nouri-Borujerdi, A. Drag of a single non-circular cylinder [Текст] / A. Nouri-Borujerdi, A. M. Lavasani // The Eighteenth International Symposium on Transport Phenomena, 27-30 August, 2007, Daejeon, KOREA. – P. 2104-2108.
5. Nouri-Borujerdi, A. Experimental study of forced convection heat transfer from a cam shaped tube in cross flows [Текст] / A. Nouri-Borujerdi, A. M. Lavasani // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2007. – №50. – P. 2605-2611.
6. Lavasani, A. M. Heat transfer from two cam shaped cylinders in side-by-side arrangement [Текст] / A. M. Lavasani, H. Bayat // World Academy of Science, Engineering and Technology. – 2012. – №67. – P. 1215-1218.

7. Lavasani, A. M. Flow around two cam shaped cylinders in tandem arrangement [Текст] / A. M. Lavasani, H. Bayat // World Academy of Science, Engineering and Technology. – 2012. – №67. – P. 1286-1289.
8. Roach, P. E. The generation of nearly isotropic turbulence by means of grids [Текст] / P. E. Roach // J. Heat and Fluid Flow. – 1987. – V.8. – №2. – pp. 82-92.
9. Жукаускас, А. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости [Текст] / А. Жукаускас, И. Жюгжда. – Вильнюс Мокслас, 1979. – 240 с.
10. Дыбан, Е. П. Тепломассообмен и гидродинамика турбулизированных потоков [Текст] / Е. П. Дыбан, Э. Я. Эпик – Киев: Наукова думка, 1985. – 296 с.
11. Жукова, Ю. В. Средняя теплоотдача одиночного овалообразного цилиндра [Текст] / Ю. В. Жукова, А. М. Терех, С. А. Исаев, Е. Н. Письменный // тез. докл. XVIII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. Проблемы газодинамики и тепломассообмена в новых энергетических технологиях. 23-27 мая 2011 г., г. Звенигород, Россия – М.: Изд. дом МЭИ, 2011. – С.61-62.
12. Письменный, Е. Н. Конвективный теплообмен поперечно-омываемых шахматных пакетов плоскоовальных труб [Текст] / Е. Н. Письменный, В. А. Кондратюк, Ю. В. Жукова, А. М. Терех // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – №2/8 (50). – С. 4-8.
13. Дыбан, Е. П. Теплообмен цилиндра конечной длины [Текст] / Е. П. Дыбан, Л. Е. Юшина // Промышленная тепло-техника. – 1982. – Т. 4. – №5. – С.3-8.

Розглянуті питання підвищення енергетичної ефективності роботи пристроїв регулювання швидкості тягових електричних двигунів рухомого складу міського електричного транспорту. Запропонована модернізована схема ослаблення поля з використанням DC-DC перетворювача для тягових двигунів змішаного збудження. Приведено принципову електричну схему випробувального стенду та результати досліджень запропонованого способу ослаблення поля

Ключові слова: ослаблення поля, DC-DC перетворювач, електрорухоми́й склад, потужність, регулювання, швидкість, транспорт

Рассмотрены вопросы повышения энергетической эффективности работы устройств регулирования скорости тяговых двигателей подвижного состава городского электрического транспорта. Предложена модернизированная схема ослабления поля с использованием DC-DC преобразователя для тяговых электродвигателей смешанного возбуждения. Приведены принципиальная электрическая схема испытательного стенда и результаты исследований предложенного способа ослабления поля

Ключевые слова: ослабление поля, DC-DC преобразователь, электроподвижной состав, мощность, регулирование, скорость, транспорт

УДК 629.421

ВДОСКОНАЛЕННЯ СПОСОБУ РЕГУЛЮ-ВАННЯ ЗБУДЖЕННЯ ТЯГОВИХ ДВИГУНІВ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

В. П. Андрійченко

Кандидат технічних наук, доцент*

E-mail: andreychenko-vp@mail.ru

С. О. Закурдай

Кандидат технічних наук, доцент*

E-mail: lanazakurday@yandex.ru

І. О. Костенко

Асистент*

E-mail: ks170685@ukr.net

*Кафедра електричного транспорту

Харківський національний університет

міського господарства

ім. О. М. Бекетова

вул. Революції, 12, м. Харків, Україна, 61002

1. Вступ

Процес пуску рухомого складу міського електричного транспорту з тяговими електричними двигунами (ТЕД) постійного струму можна розділити на дві стадії: першу, при якій змінюється напруга на якорі тягового двигуна, і другу, коли регулюється

його магнітний потік. Причому більшу частину часу при пуску тягові двигуни працюють при ослабленому полі (ОП). Найбільш поширеним способом ОП являється використання активних опорів, що призводить до додаткових витрат енергії та зниженого ККД рухомого складу. В теперішній час актуальним є створення ефективних енергозберігаючих