

Могила В.И., Ковтанець М.В., Морнева М.О., Ковтанець Т.Н.

## ДО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРА В ТРУБАХ ТЕПЛООБМІННИКІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВИЗНИХ ДИЗЕЛІЙ

У статті представлені деякі найбільш відомі розрахункові залежності визначення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації всередині труб, а також проведений аналіз збіжності отриманих по них результатів при використанні однакових вихідних даних. Використання фазових переходів у системі охолодження дизеля тепловоза є можливим та перспективним, а використання стандартних радіаторних секцій як конденсатори пари є можливим і має переваги над радіаторами з круглими трубками. Конденсація всередині труб теплообмінних апаратів є досить поширеним процесом у холодильній техніці, енергетиці та транспорті. У процесі проектування нової техніки часто ставиться завдання розрахунку необхідної поверхні теплообмінних апаратів – конденсаторів. Розглянуті розрахункові залежності, що охоплюють два випадки конденсації: пар, що рухається, з ламінарним перебігом плівки конденсату та пар, що рухається, з турбулентним перебігом плівки конденсату. З метою визначення наскільки близькі результати, одержувані за різними розрахунковими формулами, було проведено розрахунки та зіставлено отримані результати. Для оцінки отриманих результатів представлені також усереднені значення коефіцієнта тепловіддачі розраховані за формулою середнього арифметичного значення. Встановлено, що в основі деяких перерахованих розрахункових залежностей для визначення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари всередині труб лежать залежності для конденсації на вертикальній пластині. Це може спричинити неадекватну роботу розрахункових залежностей при певних значеннях внутрішнього діаметра труби. Результати розрахунку необхідної поверхні теплообміну конденсаторів показують, що спостерігається значна розбіжність одержуваних результатів, при цьому відхилення значення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари всередині труб, отриманого за різними розрахунковими залежностями, від середнього значення, досягає  $\pm 23,4\%$ .  
**Ключові слова:** коефіцієнт тепловіддачі, конденсація, пара, труби, розрахунок, похибка.

**Постановка проблеми.** Застосування фазових переходів у системі охолодження дизеля тепловоза є можливим та перспективним, а використання стандартних радіаторних секцій як конденсатори пари є можливим і має переваги над радіаторами з круглими трубками [1, 2].

Конденсація всередині труб теплообмінних апаратів є досить поширеним процесом у холодильній техніці, енергетиці та транспорті. У процесі проектування нової техніки часто ставиться завдання розрахунку необхідної поверхні теплообмінних апаратів – конденсаторів. Оскільки створення математичної моделі та розрахункових залежностей процесів теплообміну – складне та трудомістке завдання, найбільш раціональним є використання готових математичних апаратів, створених раніше іншими вченими. У інженерів з'являється можливість вибору серед кількох розрахункових залежностей, підтверджених експериментами.

Незважаючи на постійну природу процесу теплообміну при конденсації всередині труб, розрахункові залежності для визначення коефіцієнта тепловіддачі були виведені декількома вченими незалежно один від одного виходячи з різних математичних формулювань початкових умов. При цьому отримані різними вченими розрахункові залежності суттєво відрізняються один від одного.

Так як у більшості теплообмінних апаратів відбувається плівкова конденсація, краплинна конденсація у статті не розглядається.

Представлені розрахункові залежності охоплюють два випадки конденсації:

- а) пар, що рухається, з ламінарним перебігом плівки конденсату;
- б) пар, що рухається, з турбулентним перебігом плівки конденсату.

В обох випадках розглянуто прямоточний рух пари та конденсату. При конденсації пари в трубі відбувається зміна тиску та об'єму (пов'язана з фазовим переходом), що провокує «всмоктування» пари. Таким чином, пара не може залишатися нерухомою і завжди перебуває в русі.

**Теоретичний аналіз досліджень.** Вперше теплообмін під час конденсації було розглянуто одним із основоположників фундаментальних основ теплообміну В. Нуссельтом [3] на початку ХХ століття. Нуссельт вивів загальний критерій для всіх процесів теплообміну

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_p} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_p}{d} \quad (1)$$

де  $Nu$  – критерій Нуссельта;

$\alpha$  – середній коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінок труби;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;

$d$  – внутрішній діаметр труби.

Індекс  $p$  – означає належність величин до рідини (конденсату).

Сформульовані Нуссельтом завдання було уточнено і вирішено Хартманом Х. [4]. Відповідно до його теорії коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари всередині труб для випадків а) та б) може бути обчислений за формулами:

$$Nu = 0,28 \cdot Re_{II}^{0,6} \cdot \left[ Pr_p \cdot \frac{d}{l} \cdot \frac{\rho_{II}}{\rho_p} \cdot \left( \frac{v_{II}}{v_p} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}}, \quad (2)$$

де:  $Re$  – критерій Рейнольдса:

$$Re_{II} = \frac{4 \cdot G_c}{\pi \cdot d \cdot \mu_{II}}, \quad (3)$$

де  $G$  – масова витрата;  
 $\mu$  – динамічна в'язкість:

$$K = \frac{r}{c_p \cdot (T_k - T_c)}, \quad (4)$$

де  $r$  – питома теплота пароутворення;  
 $c$  – теплоємність;  
 $T_k$  – температура конденсації (кипіння);  
 $T_c$  – температура стіни;  
 $Pr$  – критерій Прандтля:

$$Pr_p = \frac{c_p \cdot \mu_p}{\lambda_p}, \quad (5)$$

де  $l$  – довжина труби;  
 $\rho$  – щільність;  
 $v$  – кінематична в'язкість;

Індекси п, р, с – позначають належність величин до пари, рідини (конденсату) та суміші відповідно. Пізніше на основі вищевикладеної теорії В.П. Ісаченко уточнив та перетворив формули [5], отримавши розрахункову залежність для обох випадків а) та б). При цьому критерій Нуссельта обчислюється за такою формулою:

$$Nu = C \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \frac{1}{2} \left[ \sqrt{1 + x_1 \cdot \left( \frac{\rho_p}{\rho_{II}} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_2 \cdot \left( \frac{\rho_p}{\rho_{II}} - 1 \right)} \right], \quad (6)$$

де  $C$  – коефіцієнт пропорційності (для сталевих труб  $C = 0,024$ ; для мідних труб  $C = 0,032$ );  
 $Re$  – критерій Рейнольдса, може бути розрахований за такою формулою:

$$Re_p = \frac{4 \cdot G_c}{\pi \cdot d \cdot \mu_p}, \quad (7)$$

де  $Pr$  – критерій Прандтля, може бути розрахований за такою формулою (5);  
 $x_1, x_2$  – масові витратні пароутримання у вхідному та вихідному перерізі труби відповідно:

$$x = \frac{G_{II}}{G_c}, \quad (8)$$

Відомий учений Уонг Х. включив до своєї збірки [6] наступну формулу для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі для випадків а) та б):

$$Nu = 0,065 \cdot \left[ \frac{c_p \cdot \rho_p \cdot d^2 \cdot f}{2 \cdot \lambda_p \cdot \mu_p \cdot \rho_{II}} \cdot \frac{u_{II-1}^2 + u_{II-1} \cdot u_{II-2}}{3} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (9)$$

де значення властивостей рідини беруться за температури

$$T_p = \frac{1}{4} \cdot T_k + \frac{3}{4} \cdot T_c, \quad (10)$$

$U_{II}$  – масова швидкість пари:

$$u_{II} = \frac{4 \cdot G_{II}}{\pi \cdot d^2}. \quad (11)$$

Індекси 1, 2 позначають величини на вході трубу, на виході з труби.

$f$  – коефіцієнт тертя рідкої плівки об стінки труби;  
для випадку а):

$$f = 0,664 \cdot Re_p^{-1/2}, \quad (12)$$

для випадку б):

$$f = 0,059 \cdot Re_p^{-5/4}, \quad (13)$$

$Re$  – критерій Рейнольдса, може бути розрахований за такою формулою (3). У роботах [7, 8] автори припускали, що для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі для випадків а) та б) можливе використання тієї ж формули, що і для конденсації на вертикальній пластині:

$$\alpha = 0,942 \left[ \frac{\rho_p \cdot (\rho_p - \rho_{II}) \cdot g \cdot \left( r + \frac{3}{8} c_p \cdot (T_k - T_c) \right) \cdot \lambda_p^3}{\mu_p \cdot l \cdot (T_k - T_c)} \right]^{1/4}, \quad (14)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Як у разі рухомої пари з урахуванням тертя перетворюється на формулу, виведену Є.П. Ананьєвим Г.Н. Кружилініним та Л.Д. Бойком:

$$N_u = 0,023 \cdot Re_{II}^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot \sqrt{1 + x \cdot \left( \frac{\rho_p}{\rho_{II}} - 1 \right)}, \quad (15)$$

де  $x$  – масове видаткове пароутримання в аналізованому перерізі.

Оскільки максимальна інтенсивність тепловіддачі спостерігається на вході в трубу, а зміна парозмісту в міру проходження труби змінюється за параболічним законом, можна використовувати:

$$x = \frac{1}{3} \cdot x_1 + \frac{2}{3} \cdot x_2, \quad (16)$$

для обчислення середнього довжини труби значення критерію Нуссельта за формулою (15).

Відповідно до рекомендацій у роботі [9], для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі для випадків а) та б) можливе використання формули:

$$N_u = \left[ 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \right] \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{\rho_p}{\rho_{c1}}} + \sqrt{\frac{\rho_p}{\rho_{c2}}} \right), \quad (17)$$

де  $Pr$  – критерій Прандтля рідини за температури  $T_c$ , обчислюється аналогічно формулі (5);

$\varepsilon$  – поправочний коефіцієнт, що враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі за довжиною труби:

$$l/d > 50 \Rightarrow \varepsilon = 1. \quad (18)$$

Як видно неозброєним оком, представлені вище формули, що визначають коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари всередині труб значно відрізняються один від одного. Це може означати розбіжність у результатах.

**Мета статті.** Провести розрахунки по різним відомим формулам та зіставити отримані результати, з метою визначення наскільки вони близькі.

**Викладання основного матеріалу дослідження.** Щоб визначити, наскільки близькі результати, одержувані за формулами (2), (6), (9) (15) і (17), було проведено розрахунок та зіставлено результати. У розрахунках прийнято значення внутрішнього діаметра труби  $d = 0,01$  м (10 мм).

Температура конденсації  $T_k = 100^\circ\text{C}$ , температура стінки  $T_c = 98^\circ\text{C}$ . Значення масової витрати пари  $G_{II}$  на вході в трубу було встановлено в діапазоні  $1 \cdot 10^{-5} \dots 0,05$  кг/с, що відповідає в даному випадку значенню  $Re_{II} = 106,5 \dots 5,3 \cdot 10^5$  згідно з формулою (3). Отримані значення коефіцієнтів тепловіддачі представлені як графік  $\alpha = f(Re_{II})$ :

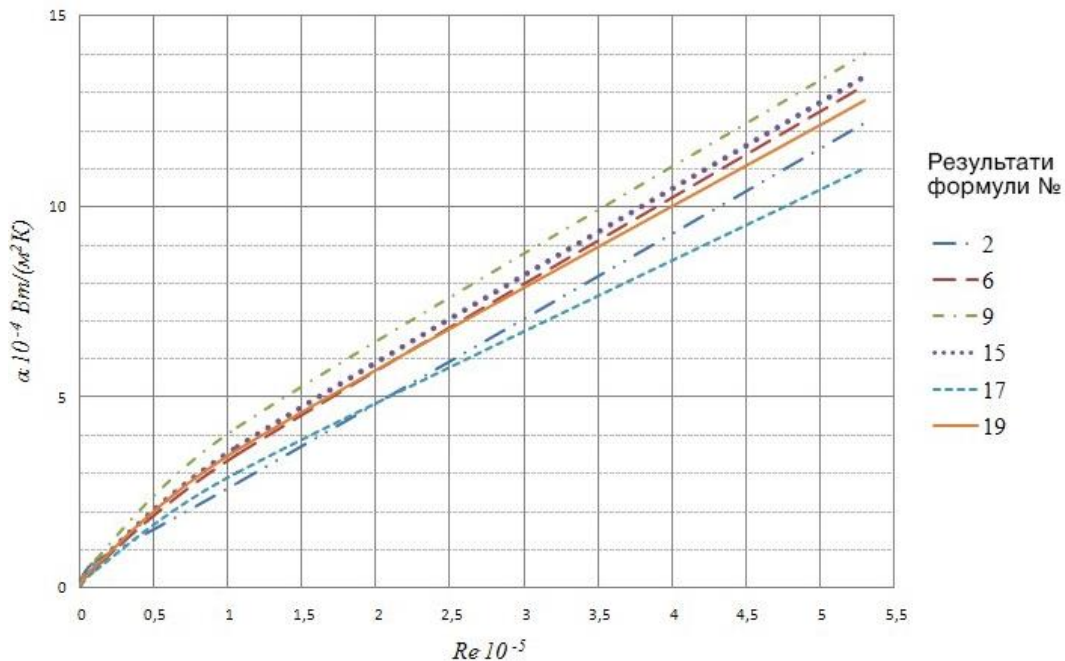


Рисунок 1 - Графік залежності коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  при конденсації пари всередині труб від критерію Рейнольдса  $Re_{II}$ .

Для оцінки результатів на рис. 1 представлені також усереднені значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_{cp}$  розраховані за формулою середнього арифметичного значення [10]:

$$\alpha_{ai} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{j=1}^n \alpha_{ij}, \quad (19)$$

де  $i$  – представляє залежність від  $Re_{II}$ ;

$j$  – номер варіанта розрахункової формули для  $\alpha$ ;  $n$  – кількість варіантів розрахункової формули  $\alpha$ .

Для визначення середнього відхилення отриманих за формулами (2), (6), (9) (15) і (17) значень коефіцієнта тепловіддачі від значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_{cp}$ , була використана формула середнього лінійного відхилення [10]:

$$\Delta \alpha_{ai} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{j=1}^n |\alpha_{ij} - \alpha|, \quad (20)$$

де  $\Delta \alpha_i$  – середнє лінійне відхилення залежно від  $Re_{II}$ .

Максимальне значення середнього лінійного відхилення коефіцієнта тепловіддачі сягає  $\pm 23,4$  %, а усереднене аналогічно формулі (19) –  $\pm 14,08$  % (знак  $\pm$  представлений для наочності і означає відхилення з обох боків).

Звернемо увагу на той факт, що в основі деяких перерахованих розрахункових залежностей для визначення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари всередині труб лежать залежності для конденсації на вертикальній пластині. Це може спричинити неадекватну роботу розрахункових залежностей при певних значеннях внутрішнього діаметра труби.

Щоб визначити, наскільки з цієї точки зору близькі значення  $\alpha$ , одержувані за формулами (2), (6), (9) (15) і (17), було проведено розрахунок та зіставлено результати. У розрахунках було прийнято значення критерію Рейнольдса  $Re_{II}=1 \cdot 10^4$ , а значення внутрішнього діаметра труби було встановлено в діапазоні  $d = 0,01 \dots 0,1$  м (труби більшого діаметра можна вважати плоскою стінкою, а труби меншого діаметра вимагають додаткових даних, тому що конденсат може заповнити весь простір). Отримані значення коефіцієнтів тепловіддачі представлені у вигляді графіка  $\alpha=f(d)$  при  $Re_{II} = constant$ :

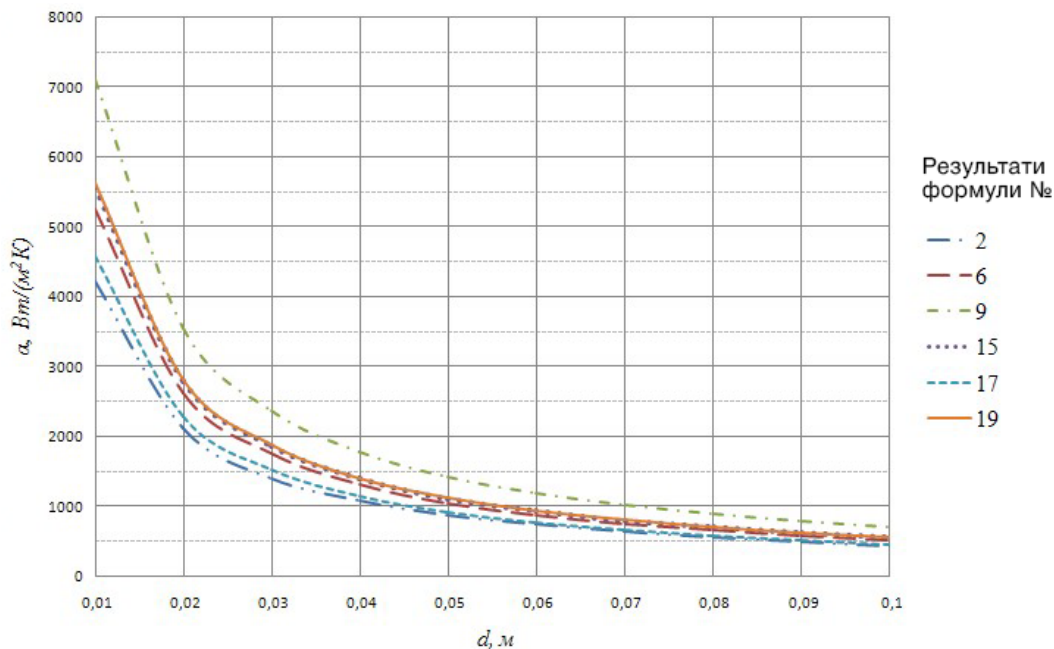


Рисунок 2 - Графік залежності коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  при конденсації пари всередині труб від значення внутрішнього діаметра труби  $d$  при  $Re_{II} = constant$

Максимальне значення середнього лінійного відхилення коефіцієнта тепловіддачі у разі досягає  $\pm 14\%$ , а усереднене дорівнює  $\pm 13,1\%$ .

**Висновки.** У результаті розрахунку необхідної поверхні теплообміну конденсаторів спостерігається значна розбіжність одержуваних результатів. Відхилення значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  при конденсації пари всередині труб, отриманого за різними розрахунковими залежностями, від середнього значення, досягає  $\pm 23,4\%$ . При цьому результати, отримані за різними формулами, можуть відрізнитись один від одного до  $46,8\%$ . Також варто звернути увагу на той факт, що при конденсації пари в трубах некруглого перерізу у розрахунках використовується еквівалентний діаметр [11]. Це спрощення не враховує сили поверхневого натягу при розподілі плівки конденсату і, отже, збільшує похибку результатів, що одержуються.

Для подальшого розвитку теорії теплообміну необхідно проведення досліджень з метою отримання більш точних розрахункових залежностей труб як круглого, так і не круглого перерізу. Підвищення точності розрахункових залежностей дасть позитивний економічний ефект [12, 13, 14].

### Література

1. Патент на корисну модель № 78663 В61С 5/00 Спосіб охолодження двигуна тепловоза / Могила В.І., Горбунов М.І., Скліфус Я.К., Кара С.В., заявник і власник СНУ ім. В. Даля, опубл. 25.03.2013 р., Бюл. № 6. – 2 с.
2. Могила В.І. Застосування фазових переходів теплоносія в системі охолодження двигуна тепловоза / В.І. Могила, Я.К. Скліфус, О.Л. Ігнат'єв / Матеріали 8-ї міжнародної наукової конференції. Донецьк: Вид-во «Світ книги», 2013. – С. 268-272.
3. Нуссельт В. Конденсация водяных паров на трубах / В. Нуссельт. – München.: «Zeitschrift VDI», выпуск 60, 1916. – 671 с.
4. Хартман Х. Теплопередача при конденсации движущихся насыщенных паров в вертикальных трубах / Х. Хартман. – «Chemie – Ingenieur – Technik», выпуск 33, том 5. – 521 с.
5. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации / В.П. Исаченко. – М.: «Энергия», 1977. – 240 с.
6. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров / Х. Уонг / Пер. с англ. / Справочник. – М.: «Атомиздат», 1979. – 216 с.
7. Крейт Ф. Основы теплопередачи / Ф. Крейт, В. Блэк / Пер. с англ. – М.: «Мир», 1983. – 512 с.
8. Болгарский А.В. Термодинамика и теплопередача / А.В. Болгарский, Г.А. Мухачев, В.К. Щукин. – М.: Высшая школа, 1975. – 496 с.
9. Михеев М.А. Основы теплообмена / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: «Энергия», 1997 – 344 с.

10. Берд Дж. Инженерная математика: Карманный справочник / Берд Дж. / Пер. с англ. – М.: «Додэка-XXI», 2008. – 544 с.
11. Куликов Ю. А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов. – М., «Машиностроение», 1988. – 280 с.
12. Gorbunov M. Innovative risks of introducing advanced technical solutions in transport / M. Gorbunov, V. Nozhenko, M. Kovtanets, O. Porkuyan / Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, September 30 - October 02, Kaunas, Lithuania. 2020. – P. 97-101.
13. Mogila V. The use of biofuel on the railway transport / V. Mogila, I. Vasyliiev, E. Nozhenko // Silesian University of Technology Faculty of Transport (Poland). – Transport Problems, Volume 7, Issue 1, 2012. – P. 21-26.
14. Kovtanets M. Method of thermo-energy gas separation for adaptive temperature regulation in friction contact of railway brakes / M. Kovtanets, O. Prosvirova, V. Nozhenko, T. Kovtanets / Proceedings of 25th International Scientific Conference. Transport Means 2021 (Part I), October 06-08, Kaunas, Lithuania. 2021. – P. 350-353.

#### References

1. Patent na korynsnu model № 78663 B61C 5/00 Sposib okholodzhennia dvyhuna teplovoza / Mohyla V.I., Horbunov M.I., Sklifus Ya.K., Kara S.V, zaiavnyk i vlasnyk SNU im. V. Dalia, opubl. 25.03.2013 r., Biul. № 6. – 2 s.
2. Mohyla V.Y. Zastosuvannia fazovykh perekhodiv teplonosiia v systemi okholodzhennia dvyhuna teplovoza / V.Y. Mohyla, Ya.K. Sklifus, O.L. Ihnatiev / Materialy 8-yi mizhnarodnoi naukovoï konferentsii. Donetsk: Vyd-vo «Svit knyhu», 2013. – S. 268-272.
3. Nusselt V. Kondensatsiia vodianykh parov na trubakh / V. Nusselt. – München.: «Zeitschrift VDI», vypusk 60, 1916. – 671 s.
4. Khartman Kh. Teploperedacha pry kondensatsyy dvyzhushchykhhsia насыshchennykh parov v vertykalnykh trubakh / Kh. Khartman. – «Chemie – Ingeneur - Technic», vypusk 33, tom 5. – 521 s.
5. Ysachenko V.P. Teploobmen pry kondensatsyy / V.P. Ysachenko. – М.: «Энергия», 1977. – 240 s.
6. Uonh Kh. Основные формулы у данные по теплообмену для ynzhenеров / Kh. Uonh / Per. s anhl. / Spravochnyk. – М.: «Atomyzdat», 1979. – 216 s.
7. Kreit F. Основы теплоperedachy / F. Kreit, V. Blak / Per. s anhl. – М.: «Мур», 1983. – 512 s.
8. Bolharskyi A.V. Termodynamyka y теплоperedacha / A.V. Bolharskyi, H.A. Mukhachev, V.K. Shchukyn. – М.: Выsshiaia shkola, 1975. – 496 s.
9. Mykheev M.A. Основы теплоobmena / M.A. Mykheev, Y.M. Mykheeva. – М.: «Энергия», 1997 – 344 s.
10. Berd Dzh. Ynzhenernaia matematika: Karmannyi spravochnyk / Berd Dzh. / Per. s anhl. – М.: «Додэка-КхКхI», 2008. – 544 с.
11. Kulykov Yu. A. Системы okhlazhdeniia sylovykh ustanovok teplovozoв. – М., «Mashynostroeniye», 1988. – 280 s.
12. Gorbunov M. Innovative risks of introducing advanced technical solutions in transport / M. Gorbunov, V. Nozhenko, M. Kovtanets, O. Porkuyan / Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, September 30 - October 02, Kaunas, Lithuania. 2020. – P. 97-101.
13. Mogila V. The use of biofuel on the railway transport / V. Mogila, I. Vasyliiev, E. Nozhenko // Silesian University of Technology Faculty of Transport (Poland). – Transport Problems, Volume 7, Issue 1, 2012. – P. 21-26.
14. Kovtanets M. Method of thermo-energy gas separation for adaptive temperature regulation in friction contact of railway brakes / M. Kovtanets, O. Prosvirova, V. Nozhenko, T. Kovtanets / Proceedings of 25th International Scientific Conference. Transport Means 2021 (Part I), October 06-08, Kaunas, Lithuania. 2021. – P. 350-353.

The article provides some of the best-known calculation dependencies to define the heat transfer coefficient during condensation inside the pipes, as well as analyzes the convergence of their results when applying the same initial data. As a result of the calculations of the required heat exchange surface of the condensers, there is a significant discrepancy in the results obtained. It was found that the calculated dependences obtained by different scientists differ significantly from each other.

**Key words:** *heat transfer coefficient, condensation, steam, pipes, calculation, error.*

**Могіла В.І.** Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, професор кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, к.т.н.

**Ковтанець М.В.** Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, к.т.н.

**Морнева М.О.** Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, доцент кафедри електричної інженерії, к.т.н.

**Ковтанець Т.М.** Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, аспірант кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин.