

УДК 536.24:533.6.011

DOI: 10.15587/2313-8416.2015.37446

## ОЦІНКА ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПОДИНОКИХ ТРУБ РІЗНОГО ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ

© О. І. Руденко, О. М. Терех, В. О. Туз, В. А. Рогачов, В. А. Кондратюк

Виконана порівняльна оцінка теплової ефективності поодиноких труб краплеподібної, плоскоовальної та круглої форм перерізу при поперечному їх обтіканні потоком в інтервалі чисел Рейнольдса  $Re_D = 3000...30000$ . Для оцінки і порівняння ефективності труб використовувався модифікований питомий коефіцієнт втрат тиску, який враховує збільшення чи зменшення площі поверхні порівнюваних труб. Показані переваги і недоліки порівнюваних труб

**Ключові слова:** труба, краплеподібний, плоскоовальний, круглий, теплообмін, аеродинаміка, порівняння, ефективність

*Comparative evaluation of thermal efficiency of single pipes with drop-shaped, plane-oval and circular forms of section at transversal flowing around in interval of Reynolds numbers  $Re_D=3000...30000$  is performed. For an evaluation and comparison of efficiency of pipes the modified specific friction loss coefficient was used, which takes into account an increase or decrease of area of surface of the compared tubes. Advantages and disadvantages of compared pipes are shown*

**Keywords:** pipe, cam shaped, plane-oval, circular, heat transfer, aerodynamics, comparison, efficiency

### 1. Вступ

Створення будь-якого теплообмінного обладнання завжди пов'язане з розрахунками теплових потоків між „гарячим” та „холодним” середовищами. При цьому для розробників однією з основних задач є вибір поверхонь нагріву теплообмінного пристрою, площа яких здатна передати задану кількість теплоти.

Практичний досвід показує, що такі поверхні складаються в більшості випадків з пластинчастих або трубчастих елементів різних конструкцій, форм і геометрії, з оребренням або без нього. Тому для порівняння теплопередаючих елементів між собою і вибору кращого з них з точки зору теплообміну та аеродинамічного опору, необхідно уявляти рівень їх теплоаеродинамічної ефективності.

### 2. Аналіз літературних джерел

Розробці методів порівняння теплоаеродинамічної ефективності поверхонь теплообміну на основі різних умов і критеріїв присвячено досить багато експериментальних досліджень.

Наприклад, в [1–5] порівняння теплообмінних поверхонь між собою (або з еталонною) з метою виявлення найефективнішої здійснюється встановленням взаємозв'язку між теплообміном і опором при рівності чисел Рейнольдса із залученням

відомостей про масогабаритні характеристики порівнювальних об'єктів.

У подібному, але більш удосконаленому способі [6], в якості умов порівняння ефективності теплообмінних поверхонь, авторами запропоновано використання рівності ефективних чисел Рейнольдса, які характеризують теплову потужність, витрати енергії на прокачування теплоносія, температурний напір та його теплофізичні властивості.

В роботах [7,8] для порівняння і вибору найбільш ефективних поверхонь теплообміну пропонується використовувати метод оцінки ефективності поверхонь на основі фактору аналогії Рейнольдса ( $\Phi AP$ )

$$\Phi AP = (Nu / Nu_0) / (Eu / Eu_0), \quad (1)$$

де  $Nu$ ,  $Eu$ ,  $Nu_0$ ,  $Eu_0$  – числа Нуссельта і Ейлера для поверхонь, що розглядаються та еталонної поверхні (поодинокі труба круглої форми) відповідно.

Такий підхід дозволяє визначити співвідношення між інтенсивністю теплообміну і опором для тієї або іншої поверхні в порівнянні з еталонною, а також обрати найбільш вдосконалену з них при умові  $Eu / Eu_0 \leq 1$ , а  $\Phi AP > 1$ . Перевагою даного методу є простота і наочність відображення величини

теплоаеродинамічної ефективності одночасно для всіх порівнюваних поверхонь у широкому діапазоні зміни потужності на прокачування теплоносія крізь них.

Авторами [9, 10] для визначення ефективності поверхонь у вигляді штирів різної форми використовуюється так званий питомий коефіцієнт втрат тиску („specific friction loss”)  $\varepsilon_f$  у вигляді

$$\varepsilon_f = \frac{f}{\text{Nu}_D}, \quad (2)$$

де  $f$  – фактор тертя (загальний коефіцієнт втрат тиску);  $\text{Nu}_D$  – число Нуссельта дослідної поверхні при відповідному числі Рейнольдса.

Параметр  $\varepsilon_f$  показує як при змінні чисел Рейнольдса змінюється співвідношення втрат тиску по відношенню до зростання чи зменшення інтенсивності тепловіддачі.

В цілому, вказані методи [1–10] дозволяють розробникові вибрати таку конструкцію форми труби і, відповідно, розрахувати необхідну площу теплообмінної поверхні, яка здатна передати задану кількість теплоти при її мінімальних габаритах і можливо меншій витраті енергії на прокачування теплоносія через неї. Але наведені в них підходи і рівняння для оцінки теплоаеродинамічної ефективності, незважаючи на простоту і достатню наочність, не враховують збільшення чи зменшення площі теплообмінних поверхонь, які порівнюються.

### 3. Мета дослідження

Виконати порівняльну оцінку теплоаеродинамічної ефективності поодиноких труб різного поперечного перерізу на основі експериментальних досліджень теплообміну та аеродинамічного опору.

### 4. Об’єкти досліджень теплової ефективності

Об’єктами досліджень були зразки труб краплеподібного [11] і плоскоовального профілю, а також труба традиційної круглої форми (рис. 1). Геометричні характеристики труб, що порівнювалися, представлені в табл. 1. Всі труби мали однаковий розмір по міделю  $D$  (і відповідно, однаковий «міделевий переріз») та захарачення каналу робочої ділянки ( $k_q=0,286$ ).

Таблиця 1

Геометричні характеристики труб

| Тип труб | $D$ , мм | $d$ , мм | $L$ , мм | $L/D$ | $\Pi$ , мм | $d_{ek}=\Pi/\pi$ , мм |
|----------|----------|----------|----------|-------|------------|-----------------------|
| 1        | 24       | 10       | 51       | 2,125 | 122,9      | 39,1                  |
| 2        | 24       | 10       | 51       | 2,125 | 122,9      | 39,1                  |
| 3        | 24       | 24       | 51       | 2,125 | 129,4      | 41,2                  |
| 4        | 24       | –        | –        | –     | 75,4       | 24,0                  |

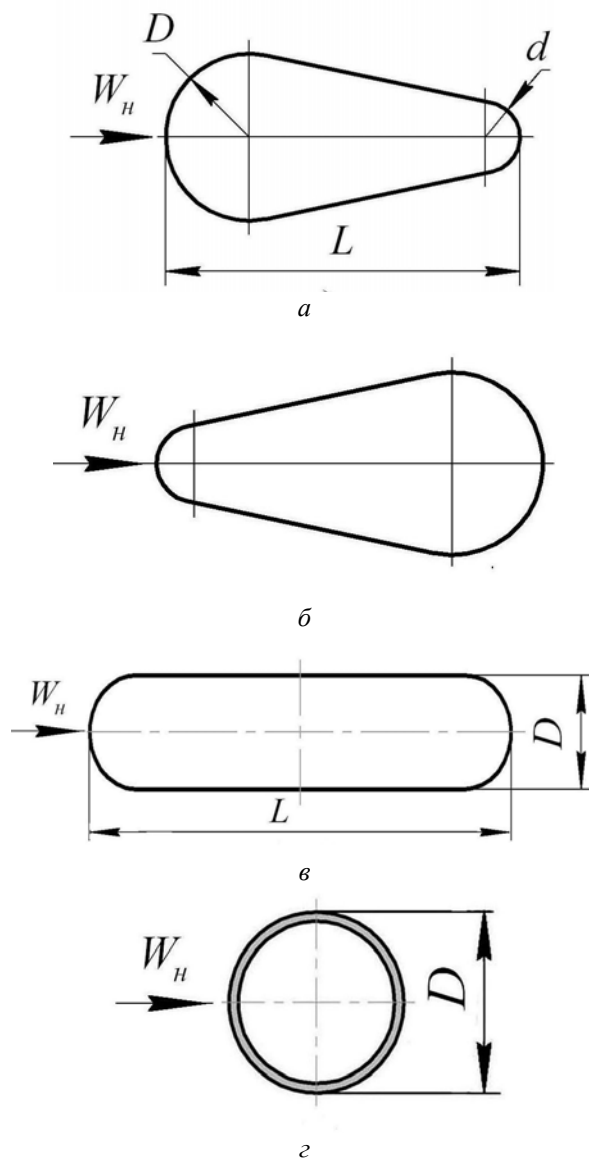


Рис. 1. Зразки труб: а – „прямий” краплеподібний профіль (труба типу 1); б – „зворотній” профіль (труба типу 2); в – плоскоовальний профіль (труба типу 3); з – круглий профіль (труба типу 4)

### 5. Порівняння ефективності труб

Одним зі способів оцінки теплової ефективності поверхонь що порівнюються, є подання експериментальних даних у вигляді залежностей  $\text{Nu} = f(\text{Re}_D)$  (рис.2,а) [12] та  $\text{Eu} = f(\text{Re}_D)$  (рис. 2, б) [13]. Таке представлення результатів дозволяє обрати поверхню теплообміну (трубу), яка за тепловими чи аеродинамічними показниками є кращою у порівнянні з іншими трубами для певних умов експлуатації. Але при такій оцінці не можна однозначно визначити яка з трубчастих поверхонь є кращою за критерієм теплоаеродинамічної ефективності, по якому роблять висновки про переваги однієї поверхні над іншою.

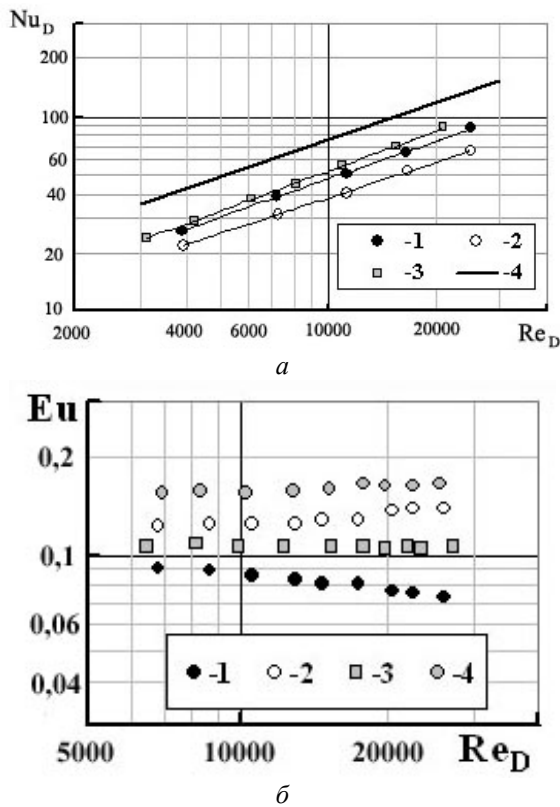


Рис. 2. Залежність:  $a - Nu = f(Re_D)$ ;  $b -$

$Eu = f(Re_D)$ ; 1, 2 – труби типів 1, 2 відповідно, [12, 13]; 3 – труба типу 3, [12]; 4 – кругла труба (розрахунок за [14], рис. 2,  $a$ ); 4 – кругла труба (експеримент, рис. 2,  $b$ )

Також одним зі способів оцінки теплової ефективності поверхонь є подання експериментальних даних у вигляді відношення  $\frac{Nu_i}{Nu_0} = f(Re_D)$ , де  $Nu_0$  – число Нуссельта для труб круглого перерізу [14]. На рис. 3 наведені криві залежностей відношення чисел Нуссельта  $Nu$  труб краплеподібної та плоскоовальної форм до чисел Нуссельта  $Nu_0$  труб круглого перерізу (еталонні) від чисел Рейнольдса  $Re_D$ .

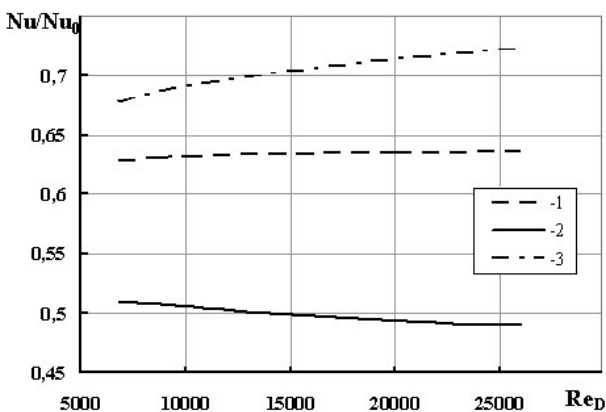


Рис. 3. Залежність відношення  $Nu/Nu_0$  від чисел Рейнольдса  $Re_D$ : 1 – труба типу 1, рис. 1,  $a$ ; 2 – труба типу 2, рис. 1,  $b$ ; 3 – труба типу 3, рис. 1,  $b$

Дані, які представлені на рис. 3 свідчать про те, що рівень теплообміну для краплеподібних труб „прямого” і „зворотнього” профілей складає (62–63) % і (49–51) %, а для плоскоовальної труби – (68–72) % по відношенню до рівня теплообміну труби круглої форми. Але, при цьому, відношення  $Nu/Nu_0$  не враховує збільшення площі зовнішньої поверхні труб краплеподібної форми на 63 % та плоскоовальної форми на 72 % відносно до труби круглого перерізу (коефіцієнт збільшення площі поверхні  $\psi = H_i / H_0$ ).

Якщо порівнювати теплові потоки ( $Q_i = \alpha_i \cdot H_i \cdot \Delta t$ ), що сприймаються або віддаються одиницею площі поверхні і враховують змінення величини площ поверхонь порівнюваних труб при однакових температурних напорах  $\Delta t$ , то краплеподібні труби обох типів та плоскоовальна труба покращують свої теплообмінні властивості (рис. 4) і відношення  $Q_i/Q_0$  ( $Q_i / Q_0 \equiv (Nu_i \cdot H_i \cdot \Delta t) / (Nu_0 \cdot H_0 \cdot \Delta t)$ ) при однакових довжинах порівнюваних труб для „прямого” краплеподібного профілю має значення вже більше одиниці, для „зворотнього” – (80–83) % і для плоскоовального – (115–125) % відносно труби круглої форми.

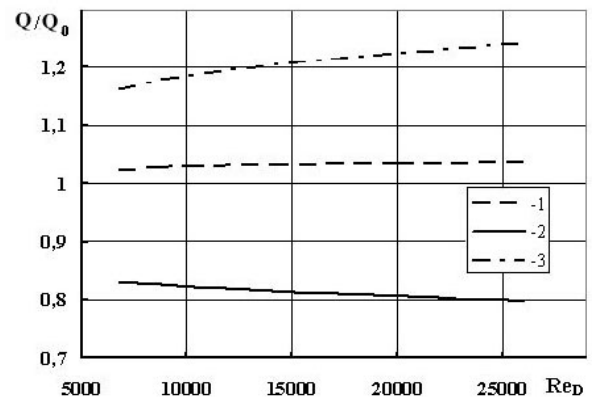


Рис. 4. Залежність відношення  $Q/Q_0$  від чисел Рейнольдса  $Re_D$ : 1 – труба типу 1, рис. 1,  $a$ ; 2 – труба типу 2, рис. 1,  $b$ ; 3 – труба типу 3, рис. 1,  $b$

На рис. 5 наведені криві залежностей змінення аеродинамічного опору двох типів труб краплеподібної та плоскоовальної форм відносно опору поодинокій труби круглого перерізу ( $Eu/Eu_0$ ) від чисел Рейнольдса  $Re_D$ .

Як впливає з даних рис. 5, „пряма” краплеподібна форма труби має опір, який складає (45–60) % від опору круглої труби. Аеродинамічний опір труби „зворотньої” форми також має менше значення і складає (76–82) % від опору труби круглої форми. Відношення чисел Ейлера плоскоовальної труби до чисел Ейлера круглої труби в дослідженому діапазоні чисел Рейнольдса складає (65–70) %.

Для визначення теплоаеродинамічної ефективності краплеподібних та плоскоовальних труб і порівняння її з ефективністю круглої труби, в нашому дослідженні використовувався модифіко-

ваний питомий коефіцієнт втрат тиску  $\varepsilon_{Eu}$ , що запропонований в [10, 11], який враховує змінення площі зовнішньої поверхні порівнюваних труб і розраховувався за співвідношенням (3)

$$\varepsilon_{Eu} = \frac{Eu}{Nu_D \cdot \psi} \quad (3)$$

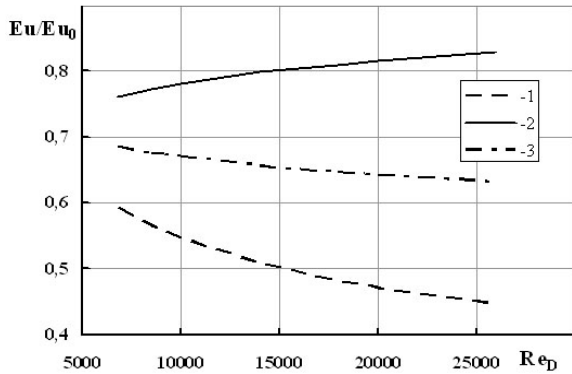


Рис. 5. Залежність відношення  $Eu/Eu_0$  від чисел Рейнольдса  $Re_D$ : 1 – труба типу 1, рис. 1, а; 2 – труба типу 2, рис. 1, б; 3 – труба типу 3, рис. 1, в

На рис. 6 представлені криві для трьох типів труб (табл. 1) у вигляді залежностей модифікованого коефіцієнта  $\varepsilon_{Eu}$  від чисел Рейнольдса  $Re_D$ .

Представлені дані свідчать про високу теплоаеродинамічну ефективність труб „прямого” краплеподібного та плоскоовального профілів. Показник їх ефективності  $\varepsilon_{Eu}$  (крива 1, 3, рис. 6) у 1,7–2,0 рази більший ніж для труби круглої форми (крива 4, рис. 6).

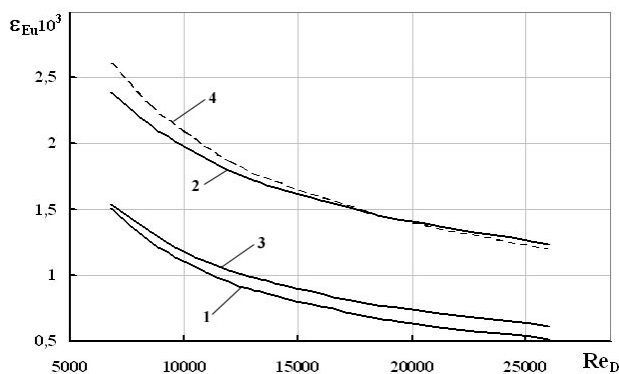


Рис. 6. Залежність модифікованого коефіцієнта втрат тиску  $\varepsilon_{Eu}$  від чисел Рейнольдса  $Re_D$ : 1 – „прямий” каплеподібний профіль (труба типу 1, табл. 1); 2 – „зворотний” профіль (труба типу 2, табл. 1); 3 – плоскоовальний профіль (труба типу 3, табл. 1); 4 – кругла труба типу 4, табл. 1

Крива ефективності „зворотнього” профілю краплеподібної труби в залежності від чисел Рейнольдса знаходиться приблизно на одному рівні з ефективністю круглої труби, що вказує як на низькі тепловіддаючі властивості такої труби, так і на відносно високий аеродинамічний опір.

## 5. Висновки

1. Теплоаеродинамічна ефективність „прямої” краплеподібної та плоскоовальної форм труб має

достатньо високий рівень відносно до труб круглої форми. Дані труби можуть бути альтернативою трубам круглого перетину в деяких типах рекуперативних теплообмінників в яких є обмеження з максимального аеродинамічного опору.

2. „Зворотня” краплеподібна форма труби показала низьку ефективність за рахунок низької інтенсивності теплообміну та доволі високого опору і не може бути рекомендована для використання в якості теплообмінної поверхні.

3. Для попередньої оцінки теплоаеродинамічної ефективності трубчастих поверхонь в якості параметра ефективності можна використовувати фактор аналогії Рейнольдса (ФАР) та питомий коефіцієнт втрат тиску  $\varepsilon_{Eu}$  в яких буде враховуватися збільшення чи зменшення тепловіддаючої площі поверхні порівнюваних об'єктів.

4. Для перевірки отриманих результатів з оцінки теплоаеродинамічної ефективності поодиноких труб досліджених форм та рекомендацій щодо їх використання в якості елементів теплообмінних поверхонь, необхідно провести більш широкі і глибокі експериментальні дослідження по визначенню теплоаеродинамічних характеристик не тільки поодиноких труб але і пакетів з зазначених форм труб.

## Література

1. Антуфьев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Антуфьев. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
2. Юдин, В. Ф. Теплообмен поперечно оребренных труб [Текст] / В. Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
3. Калафати, Д. Д. Оптимизация по эффективности теплообмена [Текст] / Д. Д. Калафати, В. В. Попалов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.
4. Калинин, Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах [Текст] / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
5. Гухман, А. А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей [Текст] / А. А. Гухман // Теплоэнергетика. – 1977. – № 4. – С. 5–8.
6. Дрейцер, Г. А. Интенсификация теплообмена и анализ методов сравнения теплогидравлической эффективности теплопередающих поверхностей [Текст] : тр. II Рос. Нац. конф. / Г. А. Дрейцер, Б. В. Дзюбенко, Р. И. Якименко // Интенсификация теплообмена. – М.: Изд-во МЭИ, 1998. – С. 99–102.
7. Халатов, А. А. Теплообмен и гидродинамика около поверхности углублений (лунок) [Текст] / А. А. Халатов. – Киев: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 140 с.
8. Доник, Т. В. Теплогидравлическая эффективность и качество интенсификаторов теплообмена закручивающего типа [Текст] / Т. В. Доник, А. А. Халатов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2012. – Т. 3, № 10 (57). – С. 43–46. – Режим доступа: <http://journals.urau.ua/eejet/article/view/1687/1584>
9. Wang, B. G. An experimental investigation of heat transfer and friction loss in taper pin fin configuration of air cooled turbine blades [Text] / B. G. Wang, H. H. Ji // Proceeding of the ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference. – 1987. – Vol. 4. – P. 127–133.
10. Uzol, O. Elliptical Pin Fins as an Alternative to Circular Pin Fins for Gas Turbine Blade Cooling Applications.

Part 1: Endwall Heat Transfer and Total Pressure Loss Characteristics [Text] / O. Uzol, C. Camci // Proceedings of ASME Turbo Expo 2001 International Gas Turbine Institute Conference, New Orleans, LA, 2001. – P. 13. doi: 10.1115/2001-gt-0180

11. ГОСТ 8638-57. Трубы стальные каплевидные. Переиздание январь 1971 г., декабрь 1993 г. [Текст] / М.: Издательство стандартов, 1994.

12. Терех, О. М. Теплообмін поодиноких циліндрів краплеподібної форми в поперечному потоці [Текст] / О. М. Терех, О. В. Семеняко, О. І. Руденко, В. А. Кондратюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т. 1, № 8 (67). – С. 27–31. – Режим доступа: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/20066/19035>

13. Terekh, A. M. Aerodynamic drag to flows about drop-like tubes and visualization of these flows [Text] / A. M. Terekh, A. I. Rudenko, Yu. V. Zhukova // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2013. – Vol. 86, Issue 2. – P. 376–384. doi: 10.1007/s10891-013-0844-9

14. Дыбан, Е. П. Теплообмен цилиндра конечной длины [Текст] / Е. П. Дыбан, Л. Е. Юшина // Промышленная теплотехника. – 1982. – Т. 4, № 5. – С. 3–8.

#### References

1. Antuf'ev, V. M. (1966). Efficiency of different forms of heating convective surfaces. Moscow, USSR: Energy, 184.

2. Udin, V. F. (1982). Heat transfer of finned tubes in crossflow. Leningrad, USSR: Machinebuilding, 189.

3. Kalafati, D. D., Popalov, V. V. (1986). Optimization on efficiency of heat exchange. Moscow, USSR: Energoatomizdat, 152.

4. Kalinin, E. K., Dreytser, H. A., Yarkho, S. A. (1990). Intensification of Heat transfer in the ductings. Moscow, USSR: Machinebuild, 208.

5. Gukhman, A. A. (1977). Intensification of convective heat transfer and problem of comparative estimation of heat-exchange surfaces. Thermal Engineering, 4, 5–8.

6. Dreytser, G. A., Dzyubenko, B. V., Yakimenko, R. I. (1998). Intensification of heat transfer and analysis methods of

comparison of heat hydraulic efficiency for heat transfer surfaces. Intensification of heat transfer: Labours of the II Russian national conference of a heat transfer. Moscow, Russia: Publishing house MEL, 6, 99–102.

7. Khalatov, A. A. (2005). Heat exchange and hydrodynamics near the surface of deepenings (small holes), Kiev, Ukraine: Publ. Inst. Tekhnical Thermalphysics NAS Ukraine, 140.

8. Donik, T. V., Khalatov, A. A. (2012). Thermohydraulic efficiency of heat exchange and the quality of intensifiers such as torsional. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3/10 (57), 43–46. Available at: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/1687/1584>

9. Wang, B. G., Ji, H. H. (1987). An experimental investigation of heat transfer and friction loss in taper pin fin configuration of air cooled turbine blades. Proceeding of the ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, 4, 127–133.

10. Uzol, O., Camci, C. (2001). Elliptical Pin Fins as an Alternative to Circular Pin Fins for Gas Turbine Blade Cooling Applications Part 1: Endwall Heat Transfer and Total Pressure Loss Characteristics. Proceedings of ASME Turbo Expo 2001 International Gas Turbine Institute Conference, New Orleans, LA, 13. doi: 10.1115/2001-gt-0180

11. State Standard 8638-57 (1994). Drop shaped steel tubes. Reediting, january 1971, december 1993, Moscow, USSR: publishing house of standards.

12. Terekh, A. M., Semenyako, A. V., Rudenko, A. I., Kondratyuk, V. A. (2014). Heat transfer of a single drop shaped cylinders in cross flow. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1/8(67), 27–31. <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/20066/19035>

13. Terekh, A. M., Rudenko, A. I., Zhukova, Yu. V. (2013). Aerodynamic drag to flows about drop-like tubes and visualization of these flows. Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 86 (2), 376–384. doi: 10.1007/s10891-013-0844-9

14. Dyban, Yu. P., Yushina, L. E. (1982). Heat transfer of cylinder of finite length. Industrial heat engineering, 4 (5), 3–8.

*Дата надходження рукопису 27.01.2015*

**Руденко Олександр Ігоревич**, кандидат технічних наук, доцент, кафедра економіки і підприємництва, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: [a\\_rudenko55@mail.ru](mailto:a_rudenko55@mail.ru)

**Терех Олександр Михайлович**, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: [teram57@meta.ua](mailto:teram57@meta.ua)

**Туз Валерій Омелянович**, доктор технічних наук, професор, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: [valeriy\\_tuz@list.ru](mailto:valeriy_tuz@list.ru)

**Рогачов Валерій Андрійович**, кандидат технічних наук, доцент, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: [valeriy\\_rogachov@ukr.net](mailto:valeriy_rogachov@ukr.net)

**Кондратюк Вадим Анатолійович**, асистент, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: [KomandirVA@i.ua](mailto:KomandirVA@i.ua)