

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2023-277-1-26-30>

УДК 621.1

КРИТЕРІАЛЬНІ РІВНЯННЯ ДЛЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДДАЧІ У ПЛАСТИНЧАСТОМУ ТЕПЛООБМІННИКУ

Аніпко О.Б., Тараненко С.В., Голубєва С.М., Шаблій Г.Ф.

CRITERIA EQUATIONS FOR THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT IN A PLATE HEAT EXCHANGER

Anipko O.B., Taranenko S.V., Golubieva S.M., Shabliy G.F.

У статті розглянуто питання проектування розрахунку пластинчастого теплообмінного апарату (ПТА) та визначення коефіцієнта тепловіддачі для відповідного типу поверхні, з урахуванням конструктивних розмірів гідродинаміки потоку та інших специфічних факторів. Пластинчасті теплообмінні апарати є одним із найпоширеніших типів. На сьогоднішній день в енергетиці, комунальному господарстві, промисловій технології та на транспорті їхня частка перевищує 30% від усього встановленого теплообмінного обладнання. На судах різного призначення частка теплообмінного обладнання, що входить до складу енергетичної установки, допоміжного обладнання, систем вентиляції та кондиціонування, та інших, суттєва за масою та габаритами.

Показано, що внесок ступеня турбулізації потоку та теплофізичних властивостей теплоносія однакові. Не дивлячись на те, що гофрування як підвищує компактність, а й турбулізує потік. При цьому ступінь турбулізації потоку та вплив теплофізичних характеристик теплоносія «затиснуті» у незмінних показниках ступеня при числах Re та Pr . Все це разом призводить до передбачуваної похибки у визначенні коефіцієнта тепловіддачі до необґрунтованого збільшення розрахункової поверхні. Тому завдання зниження маси та особливо габаритів теплообмінного обладнання для транспорту взагалі та для суден зокрема має важливе практичне значення.

Розроблено на основі узагальнення експериментальних даних нову структуру критеріального рівняння для коефіцієнта тепловіддачі гофрованих пластин пластинчастого теплообмінного апарату, яка дозволяє з прогнозованою точністю визначити площу теплообмінної поверхні з урахуванням конкретних конструктивних особливостей, ступеня турбулізації потоку та теплофізичних властивостей тепло-

носія (критерій Прандтля). Така структура позбавлена зазначених вище недоліків.

Застосування цього критеріального рівняння дозволяє скоротити так звану маржу «margin» при розрахунку поверхні теплообміну пластинчастого теплообмінника. Це дозволяє скоротити масу та обсяг встановлюваного теплообмінного обладнання для транспорту взагалі та для суден зокрема.

Ключові слова: критеріальне рівняння, маржа, пластинчастий теплообмінник, теплообмінна поверхня.

Вступ. Пластинчасті теплообмінні апарати (ПТА) є одним із найпоширеніших типів. На сьогоднішній день в енергетиці, комунальному господарстві, промисловій технології та на транспорті їхня частка перевищує 30% від усього встановленого теплообмінного обладнання.

На судах різного призначення частка теплообмінного обладнання, що входить до складу енергетичної установки, допоміжного обладнання, систем вентиляції та кондиціонування та інших, істотна за масою та габаритами. ПТА широко та повсюдно застосовуються на судах. Так, лише частка ПТА виробництва фірми «Alfa Laval» (Швеція) перевищує 40% від усього встановленого теплообмінного обладнання.

Нині 90% морських та 97% річкових суден оснащуються дизельною силовою установкою (СУ). Залежно від потужності та ступеня регенерації теплообмінне обладнання становить від 10-12% до 18-22% маси та від 14-16% до 28-34% обсягу, займаного СУ.

Тому завдання зниження маси та особливо габаритів теплообмінного обладнання для тра-

нспорту взагалі та для суден зокрема має важливе практичне значення.

При визначенні потрібної поверхні, що передає, практично всі виробники ПТА пропонують замовнику скористатися програмою наявної у відкритому доступі і за вихідними даними отримати результат.

Так фірма «Alfa Laval», наприклад, пропонує програму CASH-2000. Однак розрахована таким чином поверхня або містить, або при визначенні фактичної поверхні ПТА збільшується на величину так званої маржі, величина якої може коливатися від 9-20% і більше від розрахункового значення. Виробник зумовлює точне збільшення похибок, запасом на забруднення поверхні та іншими факторами.

Слід особливо наголосити, що виробнику вигідно збільшувати поверхню, оскільки це збільшує обсяг продажу виготовленої поверхні практично без витрат.

З іншого боку, таке збільшення поверхні підвищує капітальні витрати. Вимагає більшого обсягу ПТА та його маси. Це, у свою чергу, якщо не критично для стаціонарного обладнання, то стосовно транспортних машин знижує їх корисний обсяг і масу.

Підвищення поверхні компенсації забруднень взагалі сумнівно, що неодноразово обговорювалося у низці публікацій [1,3,5].

У зв'язку з цим виникає завдання розробки критеріального рівняння, яке дозволяє визначати теплообмінну поверхню з точністю, що використовує «margin».

Основний матеріал. Основним етапом при проектуванні ПТА є визначення коефіцієнта тепловіддачі для відповідного типу поверхні, з урахуванням конструктивних розмірів гідродинаміки потоку та інших специфічних факторів.

Проте слід розуміти, що коефіцієнт тепловіддачі це коефіцієнт пропорційності рівняння Ньютона-Рихмана для конвективної тепловіддачі. Таким чином це не фізична величина, а розрахунковий коефіцієнт, який може бути визначений по-різному залежно від того, до якої поверхні він віднесений, як визначено температурний натиск і тепловий потік.

Визначення коефіцієнта тепловіддачі присвячені роботи Фрааса А., Озісіка М. [1], Керна Р., Крауса А. [2], Рамеша К., Душана П. [6], Коваленко Л.М. [4] та інших авторів, таких як Ашер, Керор [3] і не припиняються до теперішнього часу. Однак, всі автори дотримуються однакової структури критеріального рівняння у вигляді (для турбулентного режиму) параметра Нуссельта:

$$N_u = C Re^m Pr^n, \quad (1)$$

де C , m , n – коефіцієнт та показники ступеня, які підлягають визначенню у процесі дослідження для відповідної конструктивної поверхні. Причому, починаючи з 1930-х років показник ступеня n при числі Прандтля відразу беруть рівним 0,43 і, таким чином, завдання суттєво спрощується, скорочується потрібна кількість експериментів.

Так у монографії [4] для гладкої пластини пропонується критеріальне рівняння:

$$N_u = 0,33 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \quad (2)$$

Для гофрованої пластини шевронного профілю[4]:

$$N_u = 0,1 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \quad (3)$$

Для пластини 0,3 ($Re_{кр} = 100 \div 200$):

$$N_u = 0,17 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \quad (4)$$

Для пластини «ялинка»:

$$N_u = 0,098 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \quad (5)$$

Як можна бачити, що незважаючи на те, що не існує подібності між течією вздовж гладкої поверхні (рівняння (2)) і вздовж гофрованої (рівняння (3), (4), (5)), показники ступеня при числі Re і Pr однакові.

Тобто внесок ступеня турбулізації потоку та теплофізичних властивостей теплоносія однакові. Не дивлячись те що, що гофрування як підвищує компактність, а й турбулізує потік. Так для гофрованих пластин критичне значення числа Re становить 50-100.

Мало відрізняються результати публікацій зарубіжних авторів [3,6]. Так Ашер та Перкор пропонують критеріальне рівняння для гофрованих пластин у вигляді:

$$N_u = 0,2 Re^{0,67} Pr^{0,4} \left(\frac{\eta}{\eta_i} \right). \quad (6)$$

Аналіз виразів (2)-(6) показує, що похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі за цими рівняннями міститься у величині коефіцієнта C . У той же час конструктивні параметри гофр-висоти (H) та крок ($2T$) (рис.), ступінь турбулізації потоку та вплив теплофізичних характеристик теплоносія «затиснуті» у незмінних показниках ступеня при числах Re і Pr .

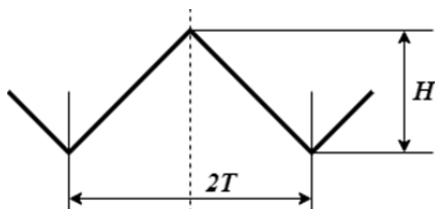


Рис. Конструктивні параметри гофр-висоти

Все це разом призводить до непередбачуваної похибки у визначенні коефіцієнта тепловіддачі до необґрунтованого збільшення розрахункової поверхні.

Результати досліджень. З використанням експериментальної установки [8], проведено велику кількість експериментів щодо визначення коефіцієнта тепловіддачі гофрованої поверхні з урахуванням впливу щодо конструктивного параметра (T/H), швидкості теплоносія при турбулентному перебігу та впливу властивостей теплоносія [7].

В результаті узагальнення та аналізу цих даних розроблено наступну структуру критеріального рівняння

$$N_u = k \left(\frac{T}{H} \right) \left(\frac{Re}{Re_{кр}} \right)^n Pr^m Pr^{bPr} \quad (7)$$

або

$$N_u = k \left(\frac{T}{H} \right) \left(\frac{CRe}{Re_{кр}} \right)^n Pr^{m+b(Pr)} \quad (8)$$

Як видно, така структура позбавлена значених вище недоліків. Крім того, було встановлено, що показник ступеня за кількістю Прандтля залежить від числа Pr . З урахуванням розробленої структури для діапазону ($1 \leq T/H \leq 1,9$) було отримано критеріальне рівняння у вигляді:

$$N_u = \left(0,213 - 0,037 \frac{T}{H} \right) \left(\frac{CRe}{Re_{кр}} \right)^4 Pr^{\left(0,33 + \left(\frac{3,43}{Pr+33} \right) \right)} \quad (9)$$

Для зазначеного діапазону коефіцієнт тепловіддачі визначений (9) дозволяє розрахувати теплообмінну поверхню з похибкою не більше 5-7% і виключити «marginе».

Висновки. Розроблено нову структуру критеріального рівняння для гофрованих пластин ПТА, яка дозволяє з прогнозованою точністю визначати площу теплообмінної поверхні з урахуванням конкретних конструктивних особливостей (T/H), ступеня турбулізації потоку ($Re/Re_{кр}$) та теплофізичних властивостей теплоносія (критерій Прандтля). Це, у свою чергу, дозволяє виключити «marginе», що у свою чергу призводить до зниження капітальних витрат, експлуатаційних витрат на прокачування теплоносіїв та знизити масу та габарити ПТА.

Література

1. Arthur P. Fraas, M. Necati Ozisik. (1965). *Heat exchanger design*. New York: John Wiley & Sons, Inc. P.386.
2. Donald Q. Kern, Allan D. Kraus. (1972). *Extended surface heat transfer*. New York: McGraw-Hill. P.805.
3. Heat transfer designs. (1983). Hand book.
4. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. Москва: Энергоатомиздат, 1986. с. 240.
5. Анипко О.Б. Рациональные теплообменные поверхности. Харьков: ХВУ, 1998. 197 с.
6. Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. New York, John Wiley & Sons, Inc. P.972.
7. Анипко О.Б., Климов В.Ф., Магерамов Л.К.-А., Колбасов А.Н. К вопросу об оценке влияния теплофизических характеристик теплоносителя на теплоотдачу. // Интегрированные технологии та энергосбережения. 2009. №2. с. 14-16.
8. Анипко О.Б., Арсеньева О.П., Капустенко П.А. Экспериментальная установка для тепловых и гидравлических испытаний пластинчатых теплообменных аппаратов. // Труды Одесской национальной академии пищевых технологий. Одесса: ОНАПТ. 2003. №25. С. 74-79.
9. Анипко О.Б., Тараненко С.В. Судовые энергетические установки. Тепловые и конструктивные расчёты дизелей: учеб. пособ. Севастополь: Изд-во АВМС им. П.С. Нахимова. 2010. ч.1. 60 с.
10. Анипко О.Б., Тараненко С.В. Судовые энергетические установки. Тепловые и конструктивные расчёты дизелей: учеб. пособ. Севастополь: Изд-во АВМС им. П.С. Нахимова. 2010. ч.2. 60 с.

поль: Изд-во АВМС имени П.С. Нахимова. 2010. ч.2. 172 с.

References

1. Arthur P. Fraas, M. Necati Ozisik. (1965). *Heat exchanger design*. New York: John Wiley & Sons, Inc.
2. Donald Q. Kern, Allan D. Kraus. (1972). *Extended surface heat transfer*. New York: McGraw-Hill.
3. Heat transfer designs. (1983). Hand book.
4. Kovalenko L.M., Glushkov A.F. (1986). *Teploobmennyy s yntensyfykatsyei teplootdachu [Heat exchangers with heat transfer enhancement]*. Moscow: Enerhoatomyzdat [in Russian].
5. Anipko O.B. Ratsyonalnye teploobmennyye poverkhnosti [Rational heat exchange surfaces]. Kharkiv: KVVU [in Russian].
6. Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. New York, John Wiley & Sons, Inc. P.972.
7. Anipko O.B., Klimov V.F., Mageramov L.K-A., & Kolbasov A.N. (2009). К вопросу об otsenke vliyaniya teplofyzicheskikh kharakterystyk teplonosytelia na teplootdachu [On the issue of assessing the influence of the thermophysical characteristics of the coolant on heat transfer]. *Intehrovani tekhnolohii ta enerhozberezhennia – Integration technologies and energy saving*, 2, 14-16 [in Russian].
8. Anipko O.B., Arsenyeva O.P., Kapustenko P.A. (2003). Eksperimentalnaya ustanovka dlya teplovyih i gidravlicheskih ispytaniy plastinchatnyh teploobmennyyh apparatov [Experimental setup for thermal and hydraulic testing of plate heat exchangers]. *Trudy Odesskoy natsionalnoy akademii pischevyih tekhologiy – Proceedings of the Odessa National Academy of Food Technologies*, 25, 74-79 [in Russian].
9. Anipko O.B., Taranenko S.V. (2010) *Sudovyye energeticheskie ustanovki. Teplovyie i konstruktivnyie raschyoty dizeley [Ship power plants. Thermal and structural calculations of diesel engines]*. Sevastopol: Publishing house of AVMS named after P.S. Nakhimov, p.1 [in Russian].
10. Anipko O.B., Taranenko S.V. (2010) *Sudovyye energeticheskie ustanovki. Teplovyie i konstruktivnyie raschyoty dizeley [Ship power plants. Thermal and structural calculations of die-*

sel engines]. Sevastopol: Publishing house of AVMS named after P.S. Nakhimov, p.2 [in Russian].

Anipko O.B., Taranenko S.V., Golubieva S.M., Shablyi G.F. Criteria equations for the heat transfer coefficient in a plate heat exchanger

The article considers the issue of design calculation of a plate heat exchanger (PHE) and the determination of the heat transfer coefficient for the corresponding type of surface, taking into account the structural dimensions of the flow hydrodynamics and other specific factors. Plate heat exchangers are one of the most common types. Today, in the energy sector, utilities, industrial technology and transport, their share exceeds 30% of all installed heat exchange equipment.

On ships for various purposes, the share of heat exchange equipment included in the power plant, auxiliary equipment, ventilation and air conditioning systems, and others is significant in terms of weight and dimensions.

It is shown that the contribution of the degree of flow turbulence and the thermophysical properties of the coolant is the same. And this despite the fact that corrugation not only increases compactness, but also turbulizes the flow.

At the same time, the degree of flow turbulence and the influence of the thermophysical characteristics of the coolant are "clamped" in constant exponents at numbers Re and Pr. All this together leads to an unpredictable error in determining the heat transfer coefficient to an unreasonable increase in the calculated surface. Therefore, the task of reducing the weight and especially the dimensions of heat exchange equipment for transport in general and for ships in particular is of great practical importance.

Based on the generalization of experimental data, a new structure of the criterion equation for the heat transfer coefficient of corrugated plates of a plate heat exchanger has been developed, which makes it possible to determine the area of the heat exchange surface with predictable accuracy, taking into account specific design features, the degree of flow turbulence and the thermophysical properties of the coolant (Prandtl criterion). This structure is devoid of the above disadvantages.

The application of this criterion equation allows to reduce the so-called «margin» when calculating the heat exchange surface of a plate heat exchanger. This makes it possible to reduce the mass and volume of installed heat exchange equipment for transport in general and for ships in particular.

Keywords: *criteria equation, margin, plate heat exchanger, heat exchange surface.*

Аніпко О.Б. – д.т.н., професор, професор кафедри інженерно-авіаційного забезпечення Харківського університету повітряних сил ім. Івана Кожедуба, м. Харків, anipko_ob2022@gmail.com

Тараненко С.В. – к.т.н., доцент, завідувач кафедри електрообладнання та автоматики водного транспорту Державного університету інфраструктури та технологій, м. Київ, svtarsvni@ukr.net

Голубєва С.М. – старший викладач кафедри суднових енергетичних установок, допоміжних механізмів суден та їх експлуатації Державного університету інфраструктури та технологій, м. Київ, glbvnu@gmail.com

Шаблій Г.Ф. – держпідприємство «Держгідрографія», м. Київ.

Стаття подана 05.02.2023.