



Науковий вісник Львівського національного університету
ветеринарної медицини та біотехнологій імені С.З. Гжицького.
Серія: Харчові технології

Scientific Messenger of Lviv National University
of Veterinary Medicine and Biotechnologies.
Series: Food Technologies

ISSN 2519-268X print
ISSN 2707-5885 online

doi: 10.32718/nvlvet-f9609
<https://nvlvet.com.ua/index.php/food>

UDC 664:661.12

Use of new similarities Bl and $Bl_{turb.}$ to optimize the calculation and selection of heat exchange equipment for working with nanofluid coolants

Y. Bilonoga, V. Stybel, O. Maksysko, U. Drachuk

Stepan Gzhytskyi National University of Veterinary Medicine and Biotechnologies Lviv, Ukraine

Article info

Received 05.05.2021
Received in revised form
09.06.2021
Accepted 10.06.2021

Stepan Gzhytskyi National
University of Veterinary Medicine
and Biotechnologies Lviv,
Pekarska Str., 50, Lviv,
79010, Ukraine.
Tel.: +38-032-239-26-35
E-mail: yuriy_bilonoha@ukr.net

Bilonoga, Y., Stybel, V., Maksysko, O., & Drachuk, U. (2021). Use of new similarities Bl and $Bl_{turb.}$ to optimize the calculation and selection of heat exchange equipment for working with nanofluid coolants. Scientific Messenger of Lviv National University of Veterinary Medicine and Biotechnologies. Series: Food Technologies, 23(96), 46–53. doi: 10.32718/nvlvet-f9609

The problem of correct, exact calculation and selection of the optimal heat exchange equipment at use in it of nanofluid heat carriers was investigated in the work. Classical numerical equations, which are widely used in the calculation and selection of heat exchangers with nanofluids, especially at temperatures above 50 °C, give an error of (15–20) % or more. This leads to the fact that the selected heat exchange equipment may not work efficiently with excessive consumption of thermal energy. A new approach to heat transfer processes is considered, taking into account the theory of J. Businesque, which gives an idea of turbulent viscosity and thermal conductivity, as well as comparing the resistance of the coolant flow to the nanoparticle with surface forces and considering turbulent fluid as Newtonian. It is shown that the consideration of the behavior of a nanoparticle in a turbulent liquid coolant without taking into account surface forces is inaccurate and erroneous. The physical content of the previously obtained new numbers of similarity Bl and $Bl_{turb.}$ is considered and the possibility of their effective application in the new numerical equation obtained by us for the calculation of heat exchangers using nanofluid coolants is shown. The existing express method of estimating the efficiency of nanofluids use in heat exchangers on the basis of classical numerical equations is analyzed and a new express method on the basis of a new numerical equation and new numbers of similarity Bl and $Bl_{turb.}$ is proposed. The proposed express calculation method shows that a mixture of $H_2O + EG (60:40)$ improves the heat transfer properties of water by + 12.86 %, and a mixture of $(H_2O + EG (60:40) + 1.5 \% TiO_2)$ and (milk) + 0.5 % pumpkin seed oil – by +16.75 %, which corresponds to the experiments and our calculations, and the known express method based on classical numerical equations shows a deterioration of – 4.5 % and, accordingly, by – 1.2 %. An example of calculating the optimal shell-and-tube heat exchanger according to the new algorithm when heating milk with hot water with the addition of mixtures $(H_2O + EG (60:40) + 1.5 \% TiO_2)$ and accordingly (milk + 0.5 % pumpkin seed oil) fully confirms the correctness of the new express –method.

Key words: nanofluids, heat exchange equipment, viscosity turbulent, thermal conductivity turbulent, surface tension coefficient.

Використання нових чисел подібності Bl та $Bl_{turb.}$ для оптимізації розрахунку та вибору теплообмінного обладнання за роботи з нанофлюїдними теплоносіями

Ю. Білонога, В. Стибель, О. Максисько, У. Драчук

Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій імені С. З. Гжицького, м. Львів, Україна

У роботі досліджувалася проблема правильного, точного розрахунку та вибору оптимального теплообмінного обладнання при використанні в ньому нанорідких теплоносіїв. Класичні числові рівняння, які широко використовуються при розрахунках і виборі теплообмінників з нанорідинами, особливо за температур, що вищі ніж 50 °C, дають похибку (15–20) % або більше. Це призво-

дять до того, що вибране теплообмінне обладнання може працювати неефективно з надмірним споживанням теплової енергії. Розглядається новий підхід до процесів теплообміну з урахуванням теорії Дж. Бусінеска, що дає уявлення про турбулентні в'язкість та теплопровідність, а також порівняння сил опору потоку теплоносія до руху наночастинок з поверхневими силами і розгляд турбулентної рідини як ньютонівської. Показано, що розгляд поведінки наночастинок в турбулентному рідкому теплоносії без урахування поверхневих сил є неточним і помилковим. Розглянуто фізичний зміст отриманих раніше нових чисел подібності Bl і $Bl_{турб}$ та показана можливість їх ефективного застосування у новому чисельному рівнянні, отриманому нами для розрахунку теплообмінників за використання нанорідинних теплоносіїв. Проаналізовано існуючий експрес-метод оцінки ефективності використання нанорідин у теплообмінниках на основі класичних числових рівнянь та запропоновано новий експрес-метод на основі нового числового рівняння та нових чисел подібності Bl та $Bl_{турб}$. Запропонований експрес-метод розрахунку показує, що суміш $H_2O + EG$ (60:40) покращує теплообмінні властивості води на +12,86 %, а суміш ($H_2O + EG$ (60:40) + 1,5 % TiO_2) та (молоко) + 0,5 % олії гарбузового насіння – на +16,75 %, що відповідає експериментам і нашим розрахункам, а відомий експрес-метод на основі класичних числових рівнянь показує погіршення на 4,5 % і відповідно – на 1,2 %. Приклад розрахунку оптимального кожухотрубного теплообмінника за новим алгоритмом при нагріванні молока гарячою водою з додаванням сумішей ($H_2O + EG$ (60:40) + 1,5 % TiO_2) і відповідно (молоко + 0,5 % олія гарбузового насіння) повністю підтверджує правильність нового експрес-методу.

Ключові слова: нанорідини, теплообмінне обладнання, турбулентна в'язкість, турбулентна теплопровідність, коефіцієнт поверхневого натягу.

Вступ

Класичне числове рівняння, яке обчислює коефіцієнти тепловіддачі для різних типів теплообмінників та різних рідинних і газових теплоносіїв, має вигляд (1):

$$Nu = B(Re)^X \cdot (Pr)^Y \quad (1)$$

Константу B та показники X , Y знаходять експериментально. У цьому випадку число Рейнольдса (Re) відповідає за конвективну (турбулентну) складову потоку теплоносія, а число Прандтля (Pr) – за молекулярну. Ми подаємо два добре відомі класичні рівняння турбулентного руху теплоносія в трубах і міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника (2) (Dytnerskiy, 1991).

За використання нанофлюїдів у теплообмінниках структура рівнянь (2) практично не змінюється, і лише емпірично знайдені показники X , Y , а також константа B .

$$Nu = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.43} \quad Nu = 0.24Re^{0.6} Pr^{0.36} \quad (2)$$

Однак пошук цих трьох невідомих є дуже трудомістким процесом. У той же час, коли необхідно розрахувати і вибрати оптимальний теплообмінник для конкретного технологічного процесу (компактний радіатор для автомобіля, кулер (охолоджувач) для мініатюрних мікросхем, теплообмінник для ефективною теплової обробки їжі та напівфабрикатів під час пастеризації, стерилізації, та ін.) за використання сучасних рідин теплообміну з додаванням специфічних наночастинок, інженерні розрахунки натрапляють на певні труднощі, оскільки числові рівняння або повністю не відображають процес теплопередачі, або їх взагалі не існує. Попередні наші дослідження вказують на те, що існуючі класичні числові рівняння є правильними та надійними, але вони працюють не зовсім точно та коректно, особливо за температур теплоносіїв, що вищі ніж 50 °C (Bilonoga et al., 2020). Це насамперед рівняння Петухова, Гнелінського, Пака та інших, які можна бачити у численних оглядах та дисертаціях (Petukhov, 1970; Gnielinski, 1976; Pak & Cho, 1998; Sajadi & Kazemi, 2011; Xuan & Li, 2003). Структура цих рівнянь базується на числах Нуссельта, Рейнольдса та Прандтля. Але їхня форма істотно ускладнюється. Ці рівняння використовуються і сьогодні для розрахунку теплообмінної апаратури і, в основному, задовольняли дослідників та інженерів.

Однак для складних геометричних форм каналів теплообмінного обладнання показники X і Y , а також константу B знаходять експериментально, що значно ускладнює розрахунок теплообмінників. Особливі недоліки цих рівнянь можна бачити, коли ми маємо справу з нанофлюїдними рідкими теплоносіями. Структура цих рівнянь (1, 2) не міняється, але ці рівняння отримують складний вигляд і стають малопридатними для швидких інженерних розрахунків (Pak & Cho, 1998).

Добре відомі класичні числові рівняння для розрахунку теплообмінного обладнання, що містять переважно числа подібності Нуссельта, Рейнольдса та Прандтля, не можуть забезпечити надійний розрахунок та вибір оптимальних теплообмінників за використання нанофлюїдів, особливо за температур понад 50 °C (Bilonoga et al., 2020). Це пояснюється тим, що класичні числа подібності Нуссельта (Nu), Рейнольдса (Re) та Прандтля (Pr) містять теплофізичні характеристики рідких теплоносіїв у нерухомому, стаціонарному стані. Це насамперед коефіцієнти динамічної в'язкості та теплопровідності. Є достатньо багато досліджень, що говорять про недопустимість розрахунку коефіцієнтів динамічної в'язкості й теплопровідності нанофлюїдів класичними методами і формулами (Rudyak, 2013). Крім того, поверхневі сили не враховуються. При цьому все теплообмінне обладнання вибирається і розраховується за умови турбулентного руху теплоносіїв.

У цій роботі ми поставили перед собою такі завдання:

- вказати на неточність класичних методів розрахунку теплообмінного обладнання за використання нанофлюїдів, особливо за температури, що вища ніж 50 °C, де розбіжність з експериментами, наприклад (Hamid et al., 2015) спостерігається в межах 10–15 % і більше;
- проаналізувати нові числа подібності Bl та $Bl_{турб}$;
- навести приклади розрахунку кожухотрубних і пластинчастих теплообмінників класичними та новими методами та показати неможливість правильного розрахунку цього теплообмінного обладнання за використання в них нанофлюїдів за допомогою класичних числових рівнянь.

Результати та їх обговорення

Порівняння класичного та нового числового рівнянь для розрахунку і вибору теплообмінної апаратури. Наводимо класичне (3) та виведене нами раніше (Bilonoga & Maksysko 2017; 2018; 2019) нове числове рівняння (4) для оптимального розрахунку та вибору теплообмінної апаратури у розгорнутому вигляді:

$$\left(\frac{h \cdot d}{k}\right)^1 = B \cdot \left(\frac{V \cdot d \cdot \rho}{\mu}\right)^X \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k}\right)^Y \quad (3)$$

$$\left(\frac{k_{turb.}}{C_p \cdot \mu}\right)^1 = \frac{\mu \cdot \sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{\sigma \cdot \cos \theta} \left(\frac{\sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{V}\right)^{-X} \quad (4)$$

У класичному числовому рівнянні (3) ліворуч – число Нуссельта, а праворуч – емпірична константа B , а також числа Рейнольдса і Прандтля з емпіричними показниками степенів X і Y . Залежно від швидкості потоку, число Re не впливає на число Pr . Значення B , X , Y жодним чином не залежать від зовнішніх факторів (температури охолоджуючої рідини, концентрації в ньому наночастинок та ін.). Ці рівняння іноді набувають дуже складної та громіздкої форми і стають малопридатними для розрахунків теплообмінників за використання нанофлюїдних теплоносіїв (Sivashanmugam, 2012).

Виведене нами числове рівняння (4) ліворуч містить безрозмірне число, яке за формою нагадує обернене число Прандтля. Однак у чисельнику ми маємо турбулентну теплопровідність, а в знаменнику – добуток молекулярної в'язкості та теплоємності рідкого або газоподібного теплоносія. Це число будемо називати – число, що обернене до модифікованого турбулентного числа Прандтля. Праворуч – молекулярні та турбулентні числа Bl та $Bl_{turb.}$, отримані нами в попередніх роботах (Bilonoga & Maksysko 2017; 2018; 2019). Турбулентне число $Bl_{turb.}$ відповідає за турбулентну (конвективну) складову потоку теплоносія, а молекулярне число Bl – за молекулярну. Ці безрозмірні комплекси (числа) є чутливими до змін зовнішніх факторів (температури, концентрації наночастинок, тощо). Число $Bl_{turb.}$ відповідає за турбулентну складову, яка залежить насамперед від відношення швидкості теплового руху молекул до лінійної швидкості руху V теплоносія. Ступінь турбулізації потоку ($-X$) досить просто аналітично знайти з виведених нами формул (5 а-д або 6) (Sivashanmugam, 2012; Bilonoga et al., 2020) залежить від молекулярного числа Bl , тобто від теплофізичних характеристик потоку.

Якщо $Bl \geq 1; 2\mu_{H_2O} (20^0C) \geq \mu \geq 1.5 \cdot \mu_{H_2O} (20^0C);$

$$-X = 0.769 - \frac{1.3 \cdot \ln(Bl) + 0.5 \ln 3}{\ln\left(\frac{\sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{V}\right)} \quad (5a)$$

Якщо $Bl \geq 1; 1.5\mu_{H_2O} (20^0C) \geq \mu \geq \mu_{H_2O} (20^0C);$

$$-X = 1 - \frac{\ln(Bl) + 0.5 \ln 3}{\ln\left(\frac{\sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{V}\right)} \quad (5b)$$

Якщо $Bl \geq 1; \mu \geq 2 \cdot \mu_{H_2O} (20^0C);$

$$-X = 0.769 - \frac{\ln(Bl) + 0.5 \ln 3}{\ln\left(\frac{\sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{V}\right)} \quad (5c)$$

Якщо: $Bl \leq 1; \mu \leq \mu_{H_2O} (20^0C);$

$$-X = 1 - \frac{1.3 \cdot \ln(1/Bl) - 0.5 \ln 3}{\ln\left(\frac{\sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{V}\right)} \quad (5d)$$

$$-X = \frac{\ln\left(\frac{a \cdot \sqrt{2Re}}{0.769 \cdot Bl}\right)}{\ln\left(\frac{\sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{V}\right)} \quad (6)$$

де a – емпіричний коефіцієнт, який у монографії Пірашвілі автори рекомендують вибрати в діапазоні $a \approx (0,05-0,08)$ (Bilonoga & Maksysko, 2018; 2019). Емпіричний коефіцієнт a у формулі (6) залежить від числа Bl , тобто враховує поверхневі сили, що діють у потоці рідини. Для рідких теплоносіїв з високою в'язкістю за температури 30^0C і нижче він матиме значення: $a \approx (0,05-0,06)$. Для рідин з дуже високою в'язкістю за температури 10^0C і нижче він може перебувати в межах $a \approx (0,04-0,05)$. Для теплоносіїв на основі води, тобто із середньою в'язкістю, він буде більший, $a \approx (0,06-0,07)$. Для ще більш легких теплоносіїв, таких як гас, спирти та інш. – $a \approx (0,07-0,08)$. Рідкі теплоносії, температура яких перевищує 70^0C , також матимуть емпіричний коефіцієнт $a \approx (0,07-0,08)$.

Молекулярне та турбулентне числа Bl та $Bl_{turb.}$ залежать від поверхневих сил, які стають домінуючими в присутності наночастинок і якими не можна нехтувати за розрахунку теплообмінників з нанофлюїдними теплоносіями. Число $Bl_{turb.}$ повністю залежить від молекулярного числа Bl внаслідок зміни ступеня турбулентності ($-X$) потоку холодоагенту залежно від зовнішніх факторів, наприклад від температури, концентрації наночастинок та інш. (Bilonoga et al., 2020). Молекулярне число Bl повністю контролює турбулентне число $Bl_{turb.}$, що підтверджує висновки італійських вчених у галузі механіки рідини (Quadrio & Ricco, 2011), що ламінарна зона потоку рідини в ламінарному приграничному шарі (ЛПШ) повністю контролює її турбулентну частину. Використовуючи рівняння (4), досить просто аналітично розрахувати теплообмінник та оцінити ефективність використання певного нанофлюїда в теплообміннику.

Фізичний зміст молекулярного числа Bl за законом розподілу полів температур і швидкостей Г. Рейхардта в ламінарних потоках теплоносіїв. Розглянемо формулу (8), тобто визначимо фізичний зміст числа Bl , яке ми вивели в роботах (Bilonoga & Maksysko, 2018; 2019) методом розмірного аналізу. Використовуючи теорію подібності, ми можемо написати такі висновки:

Молекулярне число Bl – це відношення добутку сил внутрішнього тертя та сил когезії в рідині нанофлюїдного теплоносія до міжфазних поверхневих сил, тобто (7):

$$Bl = \frac{\mu \cdot \sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{\sigma \cdot \cos \theta} = \frac{\text{Сили внутрішнього тертя} \cdot \text{Сили когезії}}{\text{Міжфазні поверхневі сили}} \quad (7)$$

Якщо уважно поглянути на молекулярне число Bl (див. (Bilonoga & Maksysko, 2018; 2019), то це відношення молекулярної в'язкості до перехідної в'язкості в ЛППШ (8) і водночас відношення середньої швидкості теплового руху молекул рідини теплоносія до середньої швидкості релаксації цих молекул, тобто (9):

$$Bl = \frac{\mu}{\sigma \cdot \cos \theta} = \frac{\text{молекулярна в'язкість в ЛППШ}}{\text{перехідна в'язкість в ЛППШ}} \cdot \sqrt{C_p \cdot 1^0 K} \quad (8)$$

$$Bl = \frac{\sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{\sigma \cdot \cos \theta} = \frac{\text{швидкість теплового руху молекул}}{\text{швидкість релаксації молекул}} \cdot \mu \quad (9)$$

Іншими словами, якщо співвідношення сил поверхневого натягу і сил внутрішнього тертя є меншими за сили міжмолекулярної взаємодії (когезії), тоді не порушується баланс між ними і потік течії рідкого чи газового теплоносія є ламінарним. Коли ж цей баланс порушується, тоді елементарні шари течії починають рухатися хаотично і потік стає турбулентним.

Якщо розглянути добуток чисельника і знаменника формули (8) на питому теплоємність теплоносія, тоді отримаємо відношення теплопровідностей в ЛППШ, які відповідають за зміну температури в окремих елементарних шарах ЛППШ.

Якщо число Bl (7) подано у вигляді (8), тоді воно подібне до оберненої лівої частини рівняння Г. Райхардта (1), а якщо ж воно представлено у вигляді (10), воно подібне до правої частини рівняння (1). Число Bl відповідає закону розподілу Г. Райхардта (1), тобто на молекулярному рівні одночасно містить розподіл полів температур і швидкостей в елементарних шарах рідкого або газоподібного теплоносія.

Фізичний зміст турбулентного числа Bl_{turb} за законом розподілу полів температур і швидкостей Г. Рейхардта в турбулентних потоках теплоносіїв. Нагадуємо, що перехідною в'язкістю рідини, значення якої ми отримали в попередніх роботах (Bilonoga & Maksysko, 2018; 2019), є в'язкість на межі розділу ЛППШ та турбулентного потоку, що має розмірність (Па·с) і розраховується за формулою (10). Безрозмірне число Bl_{turb} має вигляд (11) (Bilonoga & Maksysko, 2018).

$$\mu_{trans.} = \frac{\sigma \cdot \cos \theta}{\sqrt{C_p \cdot 1^0 K}} \quad (10)$$

$$Bl_{turb.} = \frac{\mu_{turb.} \cdot \sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{\sigma \cdot \cos \theta} = \frac{\text{Сили тертя в турбулентній течії} \cdot \text{Сили когезії}}{\text{Міжфазні поверхневі сили}} \quad (11)$$

Якщо розглядати зону турбулентного потоку за моделлю Ж. Буссінеска, тоді бачимо, що турбулентне число $Bl_{turb.}$ відрізняється від молекулярного лише величиною турбулентної в'язкості. Це збігається з висновком італійських вчених про те, що ламінарна частина потоку в ЛППШ повністю контролює свою турбулентну частину (Quadrio & Ricco, 2011).

В роботі (Bilonoga & Maksysko, 2019) ми представили формулу для розрахунку турбулентного числа $Bl_{turb.}$ яка має вигляд (12):

$$Bl_{turb.} = \frac{\mu_{turb.} \cdot \sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{\sigma \cdot \cos \theta} = \left(\frac{\sqrt{C_p \cdot 1^0 K}}{V} \right)^{-x} \quad (12)$$

Крім цього, у згорнутому вигляді нове числове рівняння (4) для розрахунку теплообмінної апаратури виглядає таким чином (13):

$$\frac{\mu_{turb.}}{\mu} = Bl \cdot Bl_{turb.}; \quad (13)$$

Турбулентна в'язкість теплоносія:

$$\mu_{turb.} = \mu \cdot Bl \cdot Bl_{turb.}; \quad (14)$$

Турбулентна теплопровідність теплоносія:

$$\lambda_{turb.} = \mu_{turb.} \cdot C_p; \quad (15)$$

Турбулентне число $Bl_{turb.}$ також включає закон розподілу Г. Райхардта з тією різницею, що:

- співвідношення (11) – це відношення максимальної турбулентної в'язкості турбулентної частини (зони) потоку до її мінімального значення (перехідна в'язкість (див. формулу (10)));
- співвідношення (11) – це відношення максимальної швидкості теплового руху молекул до його мінімального значення – лінійної швидкості потоку.

Дотримуючись принципу Ж. Буссінеска, ми розглядаємо турбулентну в'язкість як в'язкість “турбулентної ньютонівської рідини”. Якщо помножити чисельник і знаменник рівності (12) на питому теплоємність, отримаємо відношення максимальної турбулентної теплопровідності у центральній частині потоку теплоносія до її мінімальної величини – перехідної теплопровідності на початку ЛППШ. Співвідношення зліва від формули (7) подібне до відношення з лівого боку рівняння (1). Праворуч від співвідношення (7) маємо відношення величини, що відображає середню теплову швидкість молекул рідкого середовища (максимум) до лінійної швидкості потоку теплоносія (мінімум). З наведеного аналізу видно, що турбулентне число $Bl_{turb.}$ також відображає закон розподілу Г. Рейхардта, який міститься у формулі (1).

Розрахунок теплообмінників класичним та новим методами. Наведемо результати розрахунку пластинкових і кожухотрубних теплообмінників за використання усіх запропонованих нами формул (4–12) на прикладі нагрівання холодного молока гарячою водою. Ці рідини – природна емульсія (молоко) та вода були обрані нами в попередніх роботах в якості модельних. Формули виявились універсальними, що втілили в собі всі переваги нашого аналітичного підходу. Цікаво, що формули є чутливими до геометричної турбулізації в гофрованих пластинкових теплообмінниках, а також в міжтрубному просторі кожухот-

рубного теплообмінника, де сегментні перегородки відіграють роль геометричних турбулізаторів потоків рідкофазних теплоносіїв.

Для технологічного завдання, а саме нагрівання холодного молока гарячою водою, яке було описано в наших попередніх роботах (Bilonoga & Maksysko, 2018; 2019), ми розраховували кожухотрубний теплообмінник за класичним та новим методом. В таблиці 1 наводимо результати розрахунку пластинкового теплообмінника класичним та новим методами для аналітичного технологічного завдання.

Таблиця 1
Розрахунок пластинкового теплообмінника класичним методом

Параметри	Холодний теплоносій (молоко)	Гарячий теплоносій (вода)
Середня температура T , °C	42,5	72,5
Густина ρ , кг/м ³	1020	970
Коефіцієнт динамічної вязкості μ , Па·с	$0,96 \cdot 10^{-3}$	$0,41 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·K)	$56,98 \cdot 10^{-2}$	$67,7 \cdot 10^{-2}$
Коефіцієнт поверхневого натягу σ , Н/м	$47,75 \cdot 10^{-3}$	$62,25 \cdot 10^{-3}$
Теплоємність C_p , Дж/(кг·K)	$3,914 \cdot 10^3$	$4,198 \cdot 10^3$
Орієнтовна площа поверхні теплопередачі S_{op} , м ²		94
Орієнтовний загальний коефіцієнт теплопередачі K_{op} , Вт/(м ² ·K)		800
Тип пластини S , м ²		0,6
Кількість пластин N		170
Загальна площа пластин S , м ² (найближче значення до орієнтовної площі)		100
Схема розташування пластин C : N		85/ (42 + 43)
Площа перетину між пластинами S , м ²		0,00245
Еквівалентний діаметр каналів між пластинами d_E , м		0,0083
Швидкість руху теплоносія між плитами м/с	0,113	0,166
Число Рейнольдса Re	996	3934,6
Число Прандтля Pr	6,59	2,54
Число Нуссельта Nu	23,4	72,72
Коефіцієнт тепловіддачі α , Вт/(м ² ·K)	2669	5931
Товщина металевих пластин b , м		$1 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт теплопровідності нержавіючої сталі λ , Вт/(м·K) ¹		17,5
Загальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·K) $K = \left(\frac{1}{\alpha_m} + \frac{b}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_s} + 2r \right)^{-1}$		789*
Площа поверхні теплообміну S , м ²		86,87
Резерв площі поверхні теплообміну, %		15,1

*з урахуванням опору забруднень (середня якість води (Dytnerskij, 1991)).

В таблиці 2 наведено результати розрахунків пластинкового та кожухотрубного теплообмінників за новим методом. Тепловий опір ЛПШ холодного молока та гарячої води разом становить близько 1,44 %. Різниця в коефіцієнтах теплопередачі, розрахована класичним і новим методом:

$$\Delta = \frac{789 - 795}{795} \cdot 100 \% = - 0,8 \%$$

що лежить в межах статистичної похибки і є дуже прийнятним. Якщо взяти до уваги тепловий опір ЛПШ, який становить близько 1,5 % для двох теплоносіїв, то загальна похибка розрахунку не перевищуватиме 0,5 %. З цих порівнянь можна зробити висновки, що новий метод цілком підходить не тільки для розрахунків теплообмінного обладнання за використання нанорідин, а й за використання класичних рідинних та газових середовищ.

Таблиця 2
Розрахунок теплообмінників за новим методом

Параметри	Пластинковий теплообмінник за формулами (6, 7, 14, 15)		Кожухотрубний теплообмінник за формулами (5, 7, 14, 15)		Кожухотрубний теплообмінник за формулами (6,7,14, 15)	
	Холодний теплоносій (молоко)	Гарячий теплоносій (вода)	Холодний теплоносій (молоко)	Гарячий теплоносій (вода)	Холодний теплоносій (молоко)	Гарячий теплоносій (вода)
Число Bl $Bl = \frac{\mu \sqrt{C_p \cdot 1K^0}}{\sigma \cdot \cos \theta}$	1,7968	0,502	1,7968	0,502	1,7968	0,502
Середня швидкість м/с, $V = \frac{Re \cdot \mu}{d \cdot \rho}$	0,113	0,200	0,659	0,927	0,659	0,927
Показник степеня (-X) $-X = \frac{\ln \frac{a \cdot \sqrt{2} Re}{0,769 \cdot Bl}}{\ln \frac{\sqrt{C_p \cdot 1K^0}}{V}}$	0,129	0,503	0,481	0,918	0,475	0,928
Число $Bl_{turb.}$ $Bl_{turb.} = \left(\frac{\sqrt{C_p \cdot 1K^0}}{V} \right)^{-X}$	2,26	18,31	8,94	49,34	8,7	51,48
Турбулентна в'язкість Па·с, $\mu_{turb.} = \mu \cdot Bl_{turb.} \cdot Bl$	$3,9 \cdot 10^{-3}$	$3,769 \cdot 10^{-3}$	$15,42 \cdot 10^{-3}$	$10,15 \cdot 10^{-3}$	$15,00 \cdot 10^{-3}$	$10,59 \cdot 10^{-3}$
Турбулентна теплопровідність Вт/(м·К), $\lambda_{turb.} = \mu_{turb.} \cdot C_p$	15,25	15,82	60,36	42,63	58,70	44,48
Загальний коефіцієнт теплопередачі К, Вт/(м ² ·К) $K = \left(\frac{r_c}{\lambda_{turb.c}} + \frac{b}{\lambda} + 2 \frac{1}{3000} + \frac{r_h}{\lambda_{turb.h}} \right)^{-1}$	794,8*		789,8** 801,2***		794,4** 805,9***	

* з урахуванням опору забруднень (середня якість води (Dytnerskij, 1991)).

** враховуючи опори ЛПШ холодного молока та гарячої води, а також забруднень в трубах та міжтрубному просторі (середня якість води (Dytnerskij, 1991)).

***з урахуванням опору забруднень в трубах і міжтрубному просторі без опорів ЛПШ холодного молока та гарячої води (середня якість води (Dytnerskij, 1991)).

В таблиці 3 наведено результати розрахунку кожухотрубного теплообмінника для нагрівання холодного молока за додавання 0,5 % гарбузової олії гаря-

чою водою за додавання етиленгліколю (ЕГ) 40 % та 1,5 % наночастинок TiO₂ з використанням нового методу.

Таблиця 3

Розрахунок кожухотрубного теплообмінника за допомогою нового методу (нагрівання холодного молока +0,5 % гарбузової олії гарячою водою + EG (60:40) +1,5 % TiO₂)

Параметри	Холодне молоко +0,5 % гарбузової олії	Гаряча вода + EG (60:40) +1,5 % TiO ₂
Густина ρ , кг/м ³	1020	1081
Коефіцієнт динамічної вязкості μ , Па·с	$0,94 \cdot 10^{-3}$	$1,48 \cdot 10^{-3}$
Питома теплоємність C_p , Дж/кг·К	3914	3463,3
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·К)	0,570	0,501
Коефіцієнт поверхневого натягу σ , Н/м	$32,25 \cdot 10^{-3}$	$51,19 \cdot 10^{-3}$
Гідрофільність поверхні $\cos \theta$	0,950	0,880
Число Bl $Bl = \frac{\mu \sqrt{C_p \cdot 1K^0}}{\sigma \cdot \cos \theta}$	1,1919	1,941
Середня швидкість, м/с $V = \frac{Re \cdot \mu}{d \cdot \rho}$	0,659	0,690

Параметри	Холодне молоко +0,5 % гарбузової олії	Гаряча вода + EG (60:40) +1,5 % TiO ₂
Показник степеня $(-X)$ $-X = \frac{\ln \frac{a \cdot \sqrt{2 Re}}{0.769 \cdot Bl}}{\ln \frac{\sqrt{C_p \cdot 1K^0}}{V}}$	0,597	0,481
Число $Bl_{turb.}$ $Bl_{turb.} = \left(\frac{\sqrt{C_p \cdot 1K^0}}{V} \right)^{-X}$	15,15	8,487
Турбулентна в'язкість, Па с $\mu_{turb.} = \mu \cdot Bl_{turb.} \cdot Bl$	$16,98 \cdot 10^{-3}$	$24,38 \cdot 10^{-3}$
Турбулентна теплопровідність Вт/(м·К), $k_{turb.} = \mu_{turb.} \cdot C_p$	66,45	84,44
Загальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К) $K = \left(\frac{r_c}{\lambda_{turb.c}} + \frac{b}{\lambda} + 2 \frac{1}{3000} + \frac{r_h}{\lambda_{turb.h}} \right)^{-1}$		919,98

Збільшення загального коефіцієнта теплопередачі порівняно з чистою водою складає: $\Delta = \frac{919,98 - 805,9}{805,9} 100 \% = +14,15 \%.$

Варто зауважити, що такий розрахунок кожухотрубного теплообмінника класичним методом, який був проведений і опублікований нами раніше, дає помилковий результат (- 1,2 %) і показує, що використання міксу гарячої води + EG(60+40)+1,5 % TiO₂, тобто застосування нанофлюїдних теплоносіїв не дає можливості точного розрахунку і вибору енергооптимальних теплообмінників класичним методом. За використання нанофлюїдів варто враховувати потужні поверхневі сили, які виникають між базовою рідиною і поверхнями наночастинок. Ці питання стали домінуючими при застосуванні нашої концепції.

Висновки

1. Показана фізична сутність і зміст безрозмірних чисел Bl і $Bl_{turb.}$, висвітлено та подано наше бачення їхньої ролі у використанні значень турбулентної в'язкості та теплопровідності рідин і газів.

2. Представлено класичне та нове числові рівняння на основі класичних чисел Нуссельта, Прандтля та Рейнольдса та нові числові рівняння на основі нових чисел подібності Bl та $Bl_{turb.}$

3. Наведені приклади розрахунку оптимізованих пластинкових та кожухотрубних теплообмінників класичним та новим методами. Показані переваги нового методу за розрахунку теплообмінників з нанофлюїдними теплоносіями.

Перспективи подальших досліджень. В подальшому будуть розглядатись енергоефективні та енергозберігаючі теплоносії для використання в апаратах "зеленої" енергетики (сонячних колекторах). Додатки етиленгліколю та пропіленгліколю до води є актуальними, оскільки сонячні колектори зазвичай працюють на відкритому повітрі, де температури замерзання є -10 ÷ -30 °C. В майбутньому буде розглянуто широкий спектр наночастинок для суттєвого підвищення коефіцієнта теплопередачі такої системи.

References

- Bilonoga, Y., & Maksysko, O. (2017). Modeling the interaction of coolant flows at the liquid-solid boundary with allowance for the laminar boundary layer. *International Journal of Heat and Technology*, 35(3), 678–682. doi: 10.18280/ijht.350329.
- Bilonoga, Y., & Maksysko, O. (2018). Specific features of heat exchangers calculation considering the laminar boundary layer, the transitional and turbulent thermal conductivity of heat carriers. *International Journal of Heat and Technology*, 36(1), 11–20. doi: 10.18280/ijht.360102.
- Bilonoga, Y., & Maksysko, O. (2019). The laws of distribution of the values of turbulent thermo-physical characteristics in the volume of the flows of heat carriers taking into account the surface forces. *International Journal of Heat and Technology*, 36(1), 1–10. doi: 10.18280/ijht.370101.
- Bilonoga, Y., Stybel, V., Maksysko, O., & Drachuk, U. (2020). A New Universal Numerical Equation and a New Method for Calculating Heat-Exchange Equipment using Nanofluids. *International Journal of Heat and Technology*, 38(1), 151–164. doi: 10.18280/ijht.380117.
- Dytnerskij, Y. I. (1991). Basic processes and devices of chemical technology (Manual of engineering). Moskwa. Chemistry, 14–70.
- Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering*, 16(2), 359–368. URL: <https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/1975STIA...7522028G/abstract>.
- Hamid, K. Abdul, Azmi, W., Mamat R., Usri, N., & Najafi, G. (2015). Effect of temperature on heat transfer coefficient of titanium dioxide in ethylene glycol-based nanofluid, *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 8, 1367–1375. doi: 10.15282/jmes.8.2015.11.0133.
- Li, Q., & Xuan, Y. M. (2004). Flow and Heat Transfer Performances of Nanofluids Inside Small Hydraulic Diameter Flat Tube. *Journal of Engineering Thermophysics*, 25(2), 305–307.
- Pak, B., & Cho, I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with sub-micron metallic

- oxide particles. *A Journal of Thermal Energy Generation, Transport, Storage, and Conversion*, 11(2), 151–170. doi: 10.1080/08916159808946559.
- Petukhov, B. (1970). Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. *Advances in Heat Transfer*, 6, 503–564. doi: 10.1016/S0065-2717(08)70153-9.
- Quadrio, M., & Ricco, P. (2011). The laminar generalized Stokes layer and turbulent drag reduction. *Journal of Fluid Mechanics*, 667, 135–157. doi: 10.1017/S0022112010004398.
- Rudyak, V. Ya. (2013). Viscosity of Nanofluids – Why It Is Not Described by the Classical Theories. *Advances in Nanoparticles*, 2(3), 266–279. doi: 10.4236/anp.2013.23037.
- Sajadi, A., & Kazemi, M. (2011). Investigation of turbulent convective heat transfer and pressure drop of TiO₂/water nanofluid in circular tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(10), 1474–1478. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.07.007.
- Sivashanmugam, P. (2012). Application of nanofluids in heat transfer. *An Overview of Heat Transfer. Phenomena*. Chapter, 14. doi: 10.5772/52496.
- Xuan, Y., & Li, Q. (2003). Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, 125(1), 151–155. doi: 10.1115/1.1532008.