

скоростної характеристики дизеля СМД-23.07 показані на рис.6. Для дизеля з газотурбинним наддувом скоростні характеристики розраховуємо при використанні той же динамічної математичної моделі [6].

#### Заключення

Розроблена динамічна математична модель електронного регулятора в програмній середі MATLAB/Simulink, яка моделює роботу експериментального мікропроцесорного регулятора для дизеля з газотурбинним наддувом. Математична модель представляє собою самостійний програмний модуль, який описує структурні зв'язки МР електронний блок управління з заданим алгоритмом і виконавчим механізмом на базі серводвигателя постійного струму. Адекватність математичної моделі перевірялась порівнянням розрахункової кривої перехідного процесу з експериментальною кривою, коефіцієнт варіації склав 8,5%.

УДК: 621.565

*Ю.І. Горпинко, канд. техн. наук*

## КОМПЛЕКСНИЙ ВПЛИВ ВТОРИННИХ ФАКТОРІВ ТЕПЛОПЕРЕНОСУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОТИСТРУМНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

### Вступ

Актуальною проблемою кріогенних систем, особливо дросельних, є обмеженість досяжної недорекуперації протиструмного теплообмінника використання холоду пари. В ситуаціях малої недорекуперації визначальним чинником для її зменшення постає нейтралізація впливу вторинних ефектів. Незважаючи на значний час вивчення питання, у літературі досі відсутня придатна для інженерних розрахунків методика прогнозування комплексного впливу останніх. Слабко опрацьоване питання впливу

### Список літератури:

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1979, 615 с.
2. Крутов В.И., Кузьмик П.К. Расчет переходных процессов системы автоматического регулирования дизеля с турбинным наддувом с учетом нелинейных характеристик. – Изд. вузов. Машиностроение, 1969, №10, С. 102-108.
3. Барабашук В.И., Креденцер В.П., Мирошниченко В.И. Планирование эксперимента в технике. – К.: Техніка, 1984. 200 с.
4. Патент № 81160 України на винахід, заявка № а200512272 від 20.12.2005 Дворежимний регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння. Лісовал А.А., Костриця С.В., Майфет Ю.П., Гуменчук М.І., Білай А.В. Опубл.10.02.2007, бюл. № 20.
5. Лісовал А.А. Методика і результати испытаній мікропроцесорного регулятора з програмно-вимірним комплексом в його складі //Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. - №2. –С. 15-19.
6. Долганов К.Е. Лісовал А.А., Гуменчук М.И. Улучшение внешней скоростной характеристики дизеля путем автоматического регулирования давления наддува // Авиационно-космическая техника и технология. - 2004. -№ (15).-С.189-193.
7. Лісовал А.А., Костриця С.В., Вербовський О.В. Дизель в системі динамічного моделювання Simulink //Вісник НТУ.- 2007. - №15. – С. 111-116.

вторинних ефектів при зменшенні співвідношення запасів тепла потоків теплообмінного апарату.

У зв'язку з цією проблемою в дослідженнях важко впевнено дати відповідь на два практично важливих, причому не тільки для кріогеніки, питання. Наскільки доцільними є спроби підвищити ефективність конкретного теплообмінного апарату без зміни типу його конструкції? Якою є дійсна величина досягнутого в даній конструкції коефіцієнту теплоредачі?

### Огляд літератури

В роботах [1,2] експериментальним шляхом була встановлена обмеженість досяжного значення недорекуперації величинами 0,3-0,5 К. Подальше підвищення інтенсивності теплообміну або не давало зниження недорекуперації, або призводило до її зростання. На таку залежність недорекуперації від інтенсивності теплопереносу впливає декілька вторинних ефектів.

Ефективна теплопередавальна поверхня виконується з матеріалів високої теплопровідності. По цьому елементу конструкції тепло перетікає з теплої до холодної зони теплообмінника. Оскільки напрямок потоку практично завжди співпадає з конструктивною віссю апарату, його часто називають осьовим. Крігер встановив [3], що осьові потоки є додатковим механізмом передачі тепла від нагрівного потоку до охолоджуючого, між тим погіршує роботу теплообмінника. Зменшення ефективності відбувається за зниження робочого температурного напору всередині теплообмінника при збільшенні недорекуперації в крайових зонах. Для деякого послаблення впливу ефекту, на два порядки меншого відносно теплового навантаження апарату, доводиться суттєво (на десятки відсотків) нарощувати поверхню теплопередачі [3,4]. Починаючи з визначених величин інтенсивності переносу тепла, для кожного значення приведеної осьової теплопровідності, подальше її підвищення не призводить до покращення ефективності.

Окрім теплопередавальної поверхні, теплообмінник має ще й конструктивні оболонки (обичайки), які, звичайно, обмежують секцію потоку низького тиску. Вплив перетоку тепла цими елементами конструкції носить аналогічний характер [4,5,6]. Інтегральна величина впливу обичайок зменшується лише за великих значень їх осьової теплопровідності, бо температурний профіль обичайок може вирівнюватися більшою мірою, ніж у тепло-передавальної по-

верхні [6].

Приток тепла з довкілля до бокової поверхні теплообмінника досліджувався в роботах [4,5,7,8]. Ефективність теплообмінника за його наявності, зменшується. Для досягнення високої ефективності передачі тепла між потоками необхідно витримати жорсткі (менше 0,005 від теплового навантаження) обмеження на величину теплової взаємодії бокової поверхні теплообмінника з довкіллям. Той приток тепла, якого не вдалося запобігти, призводить до зменшення теплої і збільшення холодної недорекуперації.

Зовнішній приток тепла через конструктивне кріплення (зазвичай теплового краю апарату) приводить до зменшення недорекуперації на тому ж краю [5]. Таким чином, можливою є часткова нейтралізація зовнішніх притоків тепла шляхом підвищення ефективності використання охолоджуючого потоку. Цей ефект необхідно враховувати при визначенні дійсної величини впливу комплексу вторинних факторів. Якщо ефективність передачі тепла перевищує величину 0,7, то на неї негативно впливає нерівномірність витрати теплоносіїв по каналах теплообмінника [4].

В роботах [9,10] було показано, що для досягнення ефективної передачі тепла підвищення температурного напору є значно більш дієвим за інтенсифікацію тепло-переносу. Інструментом регулювання температурного напору є зміна локальних чи повних запасів тепла потоків теплообмінника

В роботах [5,6,10] запропоновано виділяти у явному вигляді області превалювання теплового еквіваленту кожного з потоків теплоносіїв. Тоді, коли теплоємності потоків змінюються, симетрія розв'язків за ефективністю, крайовими, чи середніми недорекупераціями при однаковому превалюванні запасу тепла нагрівного та охолоджуючого потоків зовсім не гарантована [10]. Але ж така симетрія закладена в загальноживані аналітичні моделі

[4,11,12] визначенням приведенного теплового еквіваленту як співвідношення меншого до більшого з теплових еквівалентів потоків.

**Мета і задачі дослідження**

Метою досліджень була розробка інженерного методу прогнозування комплексного впливу вторинних факторів на ефективність протиструмних теплообмінників в ситуаціях нерівних запасів тепла потоків у робочому інтервалі температур.

Задачі дослідження полягали у створенні простої аналітичної моделі і графічних форм подання впливу вторинних факторів, які б легко могли бути відтворені в будь якому необхідному діапазоні параметрів теплопереносу.

**Виведення розрахункових формул**

Недорекуперація на вході нагрівного потоку теплообмінника може бути скривлена припливом зовнішнього тепла. В цьому зв'язку, зручніше й надійніше відображати ефективність кріогенних теплообмінників через „холодну” недорекуперацію (з холодного краю теплообмінника). Як було показано в літературі, дійсна холодна недорекуперація завжди вище від її розрахункової величини  $\Delta T_x^0$ , визначеної з нехтуванням вторинних факторів  $\Delta T_x^{BT}$ :

$$\Delta T_x^{дійс} = \Delta T_x^0 + \Delta T_x^{BT} \quad (1)$$

Рівняння (1) запишемо абстрагуючись від точного визначення добавки  $\Delta T_x^{BT}$ . Кріогенні теплообмінники мають ефективність понад 0,9, тому для їх опису використаємо змінну  $i$  – неефективність, пов'язану з ефективністю  $\epsilon$  простим рівнянням:

$$i = 1 - \epsilon \quad (2)$$

Розрахункові співвідношення для неефективності визначимо здійснивши явне виділення областей превалювання теплового еквіваленту і нагрівного і

охладжуючого потоків. Почнемо з протиструмних кріогенних теплообмінників в яких превалює запас тепла нагрівного потоку. Така ситуація відповідає більшості кріогенних систем, окрім тих, робоче тіло яких є спеціально сформованою газовою сумішкою.

Ефективність визначимо як співвідношення кількості тепла дійсно переданого від потоку до потоку і максимально можливого до передачі. Оскільки такою є повний запас тепла охолоджуючого потоку, ефективність дорівнює:

$$\epsilon = W_n \cdot (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^{дійс}) / W_o \cdot \Delta T_\Sigma, \quad (3)$$

де  $W$  - тепловий еквівалент; індекс  $n$  відповідає нагрівному потоку,  $o$  - охолоджуючому потоку;  $\Delta T_\Sigma$  – різниця вхідних температур потоків.

Замінивши ефективність  $\epsilon$  на  $1 - i$  та підставивши в (3) вираз для недорекуперації  $\Delta T_x^{дійс}$  з (1), отримаємо формулу для неефективності протиструмного кріогенного теплообмінника в області  $W_n > W_o$ .

$$i = 1 - W_n \cdot (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^0 - \Delta T_x^{BT}) / W_o \Delta T_\Sigma \quad (4)$$

Визначимо приведений тепловий еквівалент  $\bar{W}$  й число одиниць переносу тепла  $Ntu$ , відповідно, як:

$$\bar{W} = W_o / W_n, \quad (5)$$

$$Ntu = k \cdot F / W_o, \quad (6)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі,  $F$  – поверхня теплопередачі теплообмінника.

Застосуємо розв'язок Кейса і Лондона [11], враховуючи, що визначення (5) і (6) точно відповідають підходу цієї роботи, як і використане вище визначення ефективності:

$$\epsilon^{K-L} = (1 - \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W})) / (1 - \bar{W} \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W}))) \quad (7)$$

Енергетичний баланс теплообмінника у випадку малих вторинних факторів можна записати як:

$$W_n \cdot (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^0) = \epsilon^{K-L} \cdot W_o \cdot \Delta T_\Sigma \quad (8)$$

Підставивши вираз для  $\varepsilon^{K-L}$  з (7) у рівняння (8), отримаємо розрахункову формулу для безрозмірної холодної недорекуперації у випадку нехтування вторинними ефектами:

$$\Delta T_x^0 / \Delta T_\Sigma = (1 - \bar{W}) / (1 - \bar{W} \cdot \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W}))) \quad (9)$$

Розділивши чисельник рівняння (4) на  $\Delta T_\Sigma$  приведемо його до безрозмірної форми, врахувавши вид (5). Підставивши (9) й перейменувавши безрозмірну добавку до недорекуперації на параметр  $K$ , отримаємо кінцеву розрахункову формулу для неефективності:

$$\begin{aligned} i &= 1 - (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^0 - \Delta T_x^{BT}) / (\bar{W} \cdot \Delta T_\Sigma) = \\ &= 1 - 1 / \bar{W} + ((1 - \bar{W}) / (1 - \bar{W} \cdot \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W}))) + K) / \bar{W}, \end{aligned} \quad (10)$$

де  $K = \Delta T_x^{BT} / \Delta T_\Sigma$  – параметр.

Величину параметра  $K$  необхідно окремо визначити за літературними даними і розрахунковими чи реальними характеристиками конструкції, враховуючи взаємопов'язаний вплив всіх вторинних ефектів.

Ситуація превалювання запасу тепла охолоджуючого потоку  $W_o > W_n$  відповідає теплообмінникам криогенних систем на основі спеціально сформованих газових сумішей з підвищеним дросель-ефектом. В цій області ефективність теплообмінника через холодну недорекуперацію можна виразити формулою:

$$\varepsilon = W_n (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^{дійс}) / (W_n \cdot \Delta T_\Sigma) = 1 - \Delta T_x^{дійс} / \Delta T_\Sigma \quad (11)$$

Щоб знову використати рівняння Кейса і Лондона й у такій ситуації, необхідно перевизначити  $\bar{W}$  й  $Ntu$ , задані співвідношеннями (5) та (6), у формі яка відповідає підходу [4,11,12]:

$$\bar{W} = W_n / W_o, \quad (12)$$

$$Ntu = k \cdot F / W_n. \quad (13)$$

Рівняння для неефективності, отримане з (11) підстановкою (2) та (1), прийме більш простий вигляд ніж (4):

$$i = (\Delta T_x^0 + \Delta T_x^{BT}) / \Delta T_\Sigma \quad (14)$$

Розрахункову формулу для  $\Delta T_x^0$  легко отримати з допомогою (7), використовуючи наведене вище визначення ефективності й змінену, порівняно з (8), форму запису енергетичного балансу:

$$W_n \cdot (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^0) = \varepsilon^{K-L} \cdot W_n \cdot \Delta T_\Sigma. \quad (15)$$

Здійснивши підстановку (7) в (15) і спрощення отримаємо формулу для визначення  $\Delta T_x^0$ :

$$\begin{aligned} \Delta T_x^0 / \Delta T_\Sigma &= \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W})) (1 - \bar{W}) / \\ &/ (1 - \bar{W} \cdot \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W}))) \end{aligned} \quad (16)$$

Залишаючи у вигляді параметру  $K = \Delta T_x^{BT} / \Delta T_\Sigma$  добавку до відносної холодної недорекуперації з (14) й використавши (16), отримуємо кінцевий вираз для неефективності теплообмінників з превалюванням запасу тепла охолоджуючого потоку:

$$\begin{aligned} i &= \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W})) (1 - \bar{W}) / \\ &/ (1 - \bar{W} \cdot \exp(-Ntu \cdot (1 - \bar{W}))) + K \end{aligned} \quad (17)$$

Очевидно, що вирази для неефективності (10) і (17) не співпадають за формою запису. Отриманий аналітичний результат формально підтверджує необхідність явного виділення областей превалювання теплових еквівалентів обох потоків криогенних протиструмних теплообмінників.

Задаючи параметр  $K$ , ми можемо побудувати графічну залежність неефективності від числа  $Ntu$  теплообмінного апарату для будь-якого вибраного значення  $\bar{W}$  в обох областях превалювання теплового еквіваленту кожного з потоків. Сумістимо вісі неефективності, вісь  $Ntu$  залежності (10) розвернемо вправо, залежності (17) - вліво. В такий спосіб легко побудувати розгорнуту на два квадранти  $i$ - $Ntu$  номо-

граму для будь якого конкретного значення  $\bar{W}$ . Далі можна оцінювати досягнуту якість теплопередачі і напрямки можливого вдосконалення існуючої конструкції теплообмінника.

**Графічна інформація та її аналіз**

На рисунку 1 представлена розгорнута розрахункова номограма для величини співвідношення теплових еквівалентів  $\bar{W} = 0,95$ . З неї добре видно, що навіть невелике (0,05) відхилення від балансу сильно впливає на необхідні для досягнення граничної ефективності величини інтенсивності теплопереносу. Неefективність в один відсоток досягається за величини числа  $Ntu$  близько 40. В той час, як у збалансованому теплообміннику ( $i=1/(Ntu+1)$  відповідно до класичних розв'язків [4,11,12]) для цього необхідна його величина не менше 99. Зверніть увагу, що даний результат впливає виключно з розв'язку Кейса і Лондона, оскільки відповідає нульовій величині комплексу  $K$  в розрахункових формулах (10,17).

З номограми рис. 1 випливає необхідність забезпечити малу (меншу 0.02), абсолютну величину

вторинних ефектів, що відповідає літературним даним. Отримана графічна інформація свідчить про зниження дієвості інтенсифікації тепло-переносу, рекомендованої в літературі для нейтралізації впливу вторинних факторів, разом із зменшенням  $\bar{W}$ . Щоб прийти до такого висновку достатньо порівняти криві рис.1, де  $\bar{W}=0,95$  з розв'язками Крігера [3] для впливу осьової теплопровідності теплообмінної поверхні на ефективність збалансованого теплообмінника ( $\bar{W}=1$ ).

Ще яскравіше ця закономірність ілюструється кривими рис.2. На цьому рисунку зображені ті ж залежності, що й на рис. 1, але значення  $\bar{W}$  дорівнює 0,5. З номограми рис. 2 добре видно, що інтенсифікація теплопереносу втрачає всякий сенс уже тоді, коли величина числа  $Ntu$  перевищує 10. Фізичною причиною такого ефекту є збільшений відносно попереднього випадку  $\bar{W}=0,95$  температурний напір теплопередачі. Весь резерв втрат, пов'язаних з недостатньою інтенсивністю переносу тепла, повністю вичерпується за величини  $Ntu=10$ .

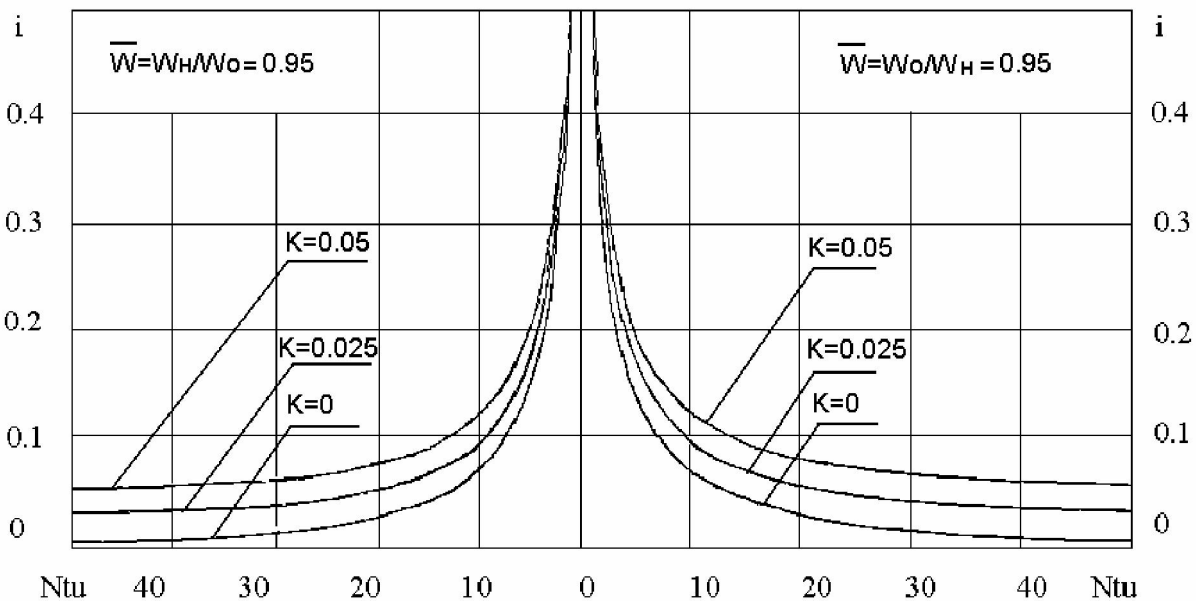


Рис. 1. Вплив комплексу вторинних ефектів  $K$  на ефективність протиструмного теплообмінника, запаси тепла потоків якого відносяться як  $\bar{W}=0,95$

Іншим важливим моментом є значна несиметрія розв'язків рис. 2. Її фізична причина полягає у зміні величини енергії втрат від формально однієї й тієї ж недорекуперації  $\Delta T_x^{BT}$  за превалювання запасу тепла різних потоків. Співвідношення запасів тепла у 0,5

для рис. 2 було вибране не випадково. Завдяки цьому вибору з рис.2 теплоємності нагрівного потоку додатковій холодній недорекуперації в 5% в області  $W_H > W_0$  відповідає 10% неефективність теплообмінника.

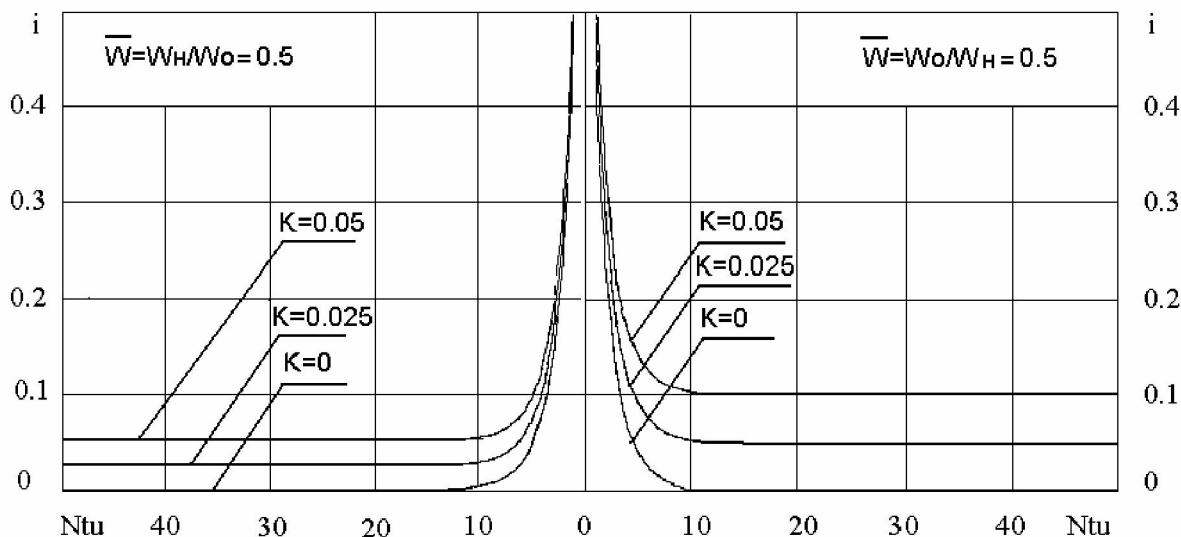


Рис.2. Вплив комплексу вторинних ефектів  $K$  на ефективність протиструмного теплообмінника, запаси тепла потоків якого відносяться як  $\bar{W} = 0,5$

Ми можемо спрогнозувати, що реальна величина комплексу  $K$  становить близько 1%; це корелює з літературними даними. Надана оцінка впливає з сумісної дії наступних факторів: осьової теплопровідності теплопередавальної поверхні й конструктивних оболонок, які утворюють секцію потоку низького тиску, теплопритоку до бокової поверхні та нерівномірності витрати теплоносіїв каналами теплообмінника. Такий результат забезпечений завдяки чіткому усвідомленню розробників криогенного обладнання, що вплив вторинних ефектів слід нейтралізувати ще на етапі проектування конструкції теплообмінника.

Теплообмінникам використання холоду потоку низького тиску існуючих криогенних систем, часто відповідає значне ( $\bar{W} < 0,6$ ) превалювання теплового еквіваленту нагрівного потоку. За таких умов, як добре видно з рис. 2, реальні характеристики тепло-

передачі ефективних теплообмінників визначаються впливом вторинних факторів. Якщо існуючий теплообмінник має ефективність на рівні 0,98, то, скоріше за все, спроби її підвищення без змін конструкції безпосередньо для зменшення вторинних ефектів виявляться марними. Гірше того, перерозмірений теплообмінник може бути менш ефективним.

Точне визначення інтенсивності теплообміну ефективних теплообмінників в термінах коефіцієнту теплопередачі, числа  $Ntu$ , та їм подібних, відповідно наведеної графічної інформації є вкрай важкою задачею. Повернемось до рис. 1; якщо величина  $K=0,025$  то число  $Ntu$ , визначене за досягнутої ефективності теплопередачі 0.97 з урахуванням вторинних ефектів складе не менше 50, а без їх урахування – 15. При зменшенні співвідношення  $\bar{W}$  визначення інтенсивності ще більш ускладнюється (див. рис.2). Окрім зменшення пологості робочих кривих, на точний вид

залежності  $i$  (чи  $\epsilon$ ) від  $Ntu$  впливає ще й те, тепловий еквіваленту якого потоку превалює. Відповідно до отриманих розв'язків, в загальному випадку вплив вторинних факторів може бути важливим для будь-яких теплообмінних апаратів з високою металоємністю, конструкція яких спеціально не запобігає повздовжнім перетокам тепла.

Вплив вторинних ефектів на реальних конструкціях можна вимірювати; для цього корисно визначити обидві крайові недорекуперації. Це дасть змогу визначити реальну ефективність теплообмінника й зовнішній приток тепла до нього (через різницю втрат енергії з крайовими недорекупераціями). З наведених розрахункових формул і графічної інформації видно, що за переваги теплового еквіваленту нагрівного потоку похибка вимірювання холодної недорекуперації буде тим більше впливати на визначення ефективності, чим меншою є величина співвідношення теплових еквівалентів потоків.

### Висновки

Розроблено розрахунково-графічний метод визначення практично досяжної і доцільної ефективності протиструмних теплообмінників криогенної якості з урахуванням тих обмежень, які накладає взаємопов'язаний вплив вторинних факторів теплообміну. Запропоновані графічні форми дозволяють також визначати дійсну величину коефіцієнта теплопередачі ефективних теплообмінних апаратів.

Показано, що залежність ефективності теплообмінника від вторинних факторів тепло-переносу в областях превалювання теплового еквіваленту нагрівного і охолоджуючого потоків носить несимет-

ричний характер.

Встановлено, що зменшення величини співвідношення теплових еквівалентів потоків різко зменшує доцільну величину нарощування числа одиниць переносу тепла реальних ефективних теплообмінників.

### Список літератури:

1. Дилевская Е.В. Криогенные микротеплообменники. - М.: Машиностроение. 1978. - 166 С. 2. Суслов А.Д., Горшков А.М., Маслаков В.А. Дроссельные микроохлаждители. - М.: Машиностроение. 1978. - 144 С. 3. Kroeger P.G. Performance deterioration in high effectiveness heat exchangers due to axial heat conduction effects. // *Adv. Cryog. Eng.*, v.12, 1967, pp. 363-372. 4. Архаров А.М., Беляков В.П., Микулин Е.И. и др. Криогенные системы. Основы проектирования аппаратов и установок.- М.: Машиностроение. 1987. - 536 С. 5. Гетманец В.Ф., Горпинко Ю.И., Левин А.Я. Вопросы тепловой оптимизации противоточных теплообменников криогенных установок. "Cryogenics - 90" 1-st Intern.Conf. about technique of low temperature, Kosice, 1990. P. 236-237. 6. Горпинко Ю.И. Підвищення холодопродуктивності дросельних рефрижераторів оптимізацією параметрів і втрат регенеративного теплообмінника. Автореф. дис... канд. техн. наук. - Харків, 1997. 24 с. 7. K.Chowdhury, S.Sarangi. Performance of cryogenic heat exchangers with heat leak from the surroundings. // *Adv. in Cryog. Eng.* 1983 v. 29, pp. 273-281. 8. R.F. Barron. Effect of heat transfer from ambient on cryogenic heat exchanger performance. // *Adv. in Cryog. Eng.* 1983, v.29, pp. 265-273. 9. Горпинко Ю.И. Фізичні переваги і основи технологій підвищення температурного напору теплопередачі. // *Двигатели внутреннего сгорания* // *Научно-техн. Журнал. Харьков: НТУ «ХПИ»* - 2006, №1 - с. 102 - 108. 10. Горпинко Ю.И. Вплив розподілу тепловмісту потоків на ефективність протиструмних теплообмінників. // *Двигатели внутреннего сгорания* // *Научно-техн. Журнал. Харьков: НТУ «ХПИ»* - 2006, №2 - с. 85 -94. 11. Kaye W.M., London A.L. (1964). *Compact Heat Exchangers*. 2-nd ed. New York: McGraw Hill Book Co., 1964. 12. H.Hausen. *Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow*, New York: McGraw Hill, 1983. p. 417.