

УДК 66.045.01

Бабак Т.Г., доцент, Демірський А.В., к.техн., інженер, Невлюдова В.В.,
Хавін Г.Л., д.техн.н., професор

РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКІВ З КАНАЛАМИ РІЗНОГО НАХИЛУ КУТА ГОФРУВАННЯ ЗА КРИТЕРІЄМ НАВЕДЕНИХ ВИТРАТ

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
м. Харків*

Ключові слова: теплообмінний апарат, гофрування, цукровий сік, пластинчатий теплообмінник.

Крім компонування пакета пластинчастого теплообмінника з однаковим гофруванням пластин найчастіше, дуже ефективним для утворення каналів, є використання пластин з різним кутом нахилу гофри. Такий підхід дозволяє більш повно використовувати наявний перепад тиску на перебіг теплоносіїв через пакет пластин, що дозволяє в більшості випадків обмежитися одноходовими апаратами з меншою площею поверхні теплопередачі.

В даний час, коли при проектуванні нового обладнання або модернізації вже наявного, на перше місце виступає величина всіх видів фінансових витрат, для розрахунку пластинчастих теплообмінників необхідно мати методи і алгоритми комплексної оптимізації і, в першу чергу, за економічними критеріями.

Теплообмінний апарат зазвичай входить до складу будь-якої теплотехнічної системи або може працювати автономно, наприклад, в тепловому пункті системи теплопостачання та гарячого теплопостачання (ГВС). В обох випадках під оптимальним вибором будемо розуміти тільки розрахунок теплообмінного апарату за обраним критерієм оптимізації при заданих технічних обмеженнях, без урахування його зв'язку з іншими елементами теплотехнічної системи. Основоположними роботами в принциповій постановці завдання комплексної оптимізації теплообмінного обладнання були роботи Канівці Г.Є. [1], що враховують економічні аспекти вибору кожухотрубчастих теплообмінних апаратів. Головною ідеєю в такій постановці був розрахунок теплообмінника або системи теплообмінників за приведеними витратами.

С масовою появою номенклатури пластинчастих теплообмінників також виникла потреба оцінки економічної ефективності запроєктованих апаратів. Одним з найбільш раціональних підходів представлено в базовій роботі [2], де використовуючи деякі припущення, розглянута безрозмірна функція, яка дорівнює сумі щорічних витрат на інвестиції, пропорційних площі поверхні і витрат на експлуатацію, що необхідні при використанні потужностей на прокачування теплоносіїв.

У статті [3] представлений підхід для прийняття рішень на ранніх етапах, таких як оптимізація системи і вибору термодинамічного циклу, на етапі проектування, що включає проектування системи і вибір теплообмінника, а також для пізньої стадії, після запуску, на якій існуюча конструкція системи може бути адаптована для використання з різними джерелами тепла. Представлений підхід поєднує в собі розрахунки ефектив-

ності системи для різних термодинамічних циклів і поставляється з великою базою даних рідин, а також показниками ціни теплообмінників. Кілька варіацій одних і тих же базових концепцій знаходять шляхом зміни температури, внутрішньої рекуперації, робочої рідини і вторинних рідин, що в цілому показує деякі можливості, які можна досліджувати практично з хорошою точністю і надійністю.

В роботі [4] сформульовані параметричні і структурні моделі теплообмінників. Проведена оптимізація теплообмінників з урахуванням максимальної теплової ефективності, мінімальної питомої вартості та мінімальної площі теплообмінника на одиницю вихідної потужності. Для вирішення задачі багатокритеріальної оптимізації конструкції випарника і конденсатора використовується генетичний алгоритм.

Розглянемо одне ходовий протиточний пластинчастий теплообмінник із симетричним компонуванням пакету. Капітальні витрати на апарат, згідно [5], представимо у вигляді

$$C_{he} = C_{frame} + C_{pl} \cdot (2 \cdot m_{ch} + 1) = C_{frame} + C_{pl} \cdot \left(2 \frac{V}{w \cdot f_{ch}} + 1 \right), \quad (1)$$

де m_{ch} – число каналів по стороні що гріє або нагріває; V – об'ємна витрата теплоносія через теплообмінник, м³/с; w – середня швидкість в каналі, м/с; f_{ch} – площа поперечного перерізу каналу, утворена двома суміжними пластинами, м².

Для теплообмінників з каналами різного типу гофрування в апараті [6] величина m_{ch} являє собою суму каналів різних типів або, $m_{ch} = m_{ch1} + m_{ch2}$, де m_{ch1} , m_{ch2} – число каналів 1-го і 2-го типу відповідно. Деяка усереднена швидкість в каналах апарату, для теплоносія гріє w_{hav} і нагрівається w_{cav} , може бути записана наступним чином

$$w_{hav} = \frac{V_h}{(m_{ch1} + m_{ch2}) \cdot f_{ch}}, \quad w_{cav} = \frac{V_c}{(m_{ch1} + m_{ch2}) \cdot f_{ch}},$$

де V_h , V_c – об'ємні витрати теплоносіїв що гріє (гарячий теплоносій), і що нагрівається (холодний теплоносій).

З іншого боку швидкість теплоносія визначає втрати тиску в апараті. Використовуючи вираз для втрат тиску, $\Delta p = \zeta \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \leq [\Delta p]$, де $[\Delta p]$ – допустимі втрати тиску при проходженні теплоносія через канали апарату, Па; d_{ekv} – еквівалентний діаметр, приблизно рівний подвоєній висоті гофри, м; l_{pr} – приведена довжина пластини, м; $\zeta = B \cdot Re^{-m}$, B, m – постійні, які визначаються гофруванням пластини; ρ – середня щільність теплоносія, кг/м³, запишемо середнє значення швидкості в апараті з каналами різного гофрування по гарячій і холодній стороні

$$\frac{w_{h1} + w_{h2}}{2} = \frac{1}{2} \left\{ \left(\Delta p_h \cdot H_1^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_1}} + \left(\Delta p_h \cdot H_2^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \right\} = \frac{V_h}{(m_{ch1} + m_{ch2}) \cdot f_{ch}},$$

$$\frac{w_{c1} + w_{c2}}{2} = \frac{1}{2} \left\{ \left(\Delta p_c \cdot H_1^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_1}} + \left(\Delta p_c \cdot H_2^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \right\} = \frac{V_c}{(m_{ch1} + m_{ch2}) \cdot f_{ch}},$$

де $H_1 = B_1 \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{1h}} \right)^{-m_1} \cdot \frac{\rho_{1h} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}}$, $H_2 = B_2 \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{2h}} \right)^{-m_2} \cdot \frac{\rho_{2h} \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}}$.

З останнього виразу можна визначити сумарну кількість каналів в апараті, задаючи величину втрат тиску Δp_h або Δp_c

$$m_{ch1} + m_{ch2} = \frac{2 \cdot V_h}{f_{ch}} \left\{ \left(\Delta p_h \cdot H_1^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_1}} + \left(\Delta p_h \cdot H_2^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \right\}^{-1};$$

$$m_{ch1} + m_{ch2} = \frac{2 \cdot V_c}{f_{ch}} \left\{ \left(\Delta p_c \cdot H_1^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_1}} + \left(\Delta p_c \cdot H_2^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \right\}^{-1}.$$

Загальний вираз для наведених витрат, згідно роботи [7], з урахуванням того, що $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_h} = \left(\frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^m \cdot \left(\frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{m-1} \cdot \left(\frac{V_h}{V_c} \right)^{m-2}$, де μ_h, μ_c – середнє значення коефіцієнта динамічної в'язкості теплоносіїв, сП

$$C_{mc} = \left[\frac{V_h}{\eta_h} \cdot ([\Delta p_h] + \Delta p_{ph}) + \frac{V_c}{\eta_c} \cdot \left([\Delta p_h] \left(\frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^m \cdot \left(\frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{m-1} \cdot \left(\frac{V_h}{V_c} \right)^{m-2} + \Delta p_{pc} \right) \right] \cdot h_{our} \cdot c_{ee} +$$

$$(A_m + E) \cdot \left[C_{frame} + C_{pl} \cdot \left(\frac{4 \cdot V_h}{f_{ch}} \left\{ \left([\Delta p_h] \cdot H_1^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_1}} + \left([\Delta p_h] \cdot H_2^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \right\}^{-1} + 1 \right) \right],$$

$$C_{mc} = \left[\frac{V_h}{\eta_h} \cdot \left([\Delta p_c] \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{-m} \cdot \left(\frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{1-m} \cdot \left(\frac{V_h}{V_c} \right)^{2-m} + \Delta p_{ph} \right) + \frac{V_c}{\eta_c} \cdot ([\Delta p_c] + \Delta p_{pc}) \right] \cdot h_{our} \cdot c_{ee} +$$

$$(A_m + E) \cdot \left[C_{frame} + C_{pl} \cdot \left(\frac{4 \cdot V_c}{f_{ch}} \left\{ \left([\Delta p_c] \cdot H_1^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_1}} + \left([\Delta p_c] \cdot H_2^{-1} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \right\}^{-1} + 1 \right) \right].$$

Оптимальне значення $[\Delta p_h]$ або $[\Delta p_c]$, що забезпечує мінімум цільової функції C_{mc} (наведених витрат), може бути знайдено прирівнявши значення першої похідної $\frac{dC_{mc}}{d[\Delta p_h]}=0$ або $\frac{dC_{mc}}{d[\Delta p_c]}=0$. Тоді після диференціювання одержимо

$$\frac{dC_{mc}}{d[\Delta p_h]} = \left[\frac{V_h}{\eta_h} + \frac{V_c}{\eta_c} \cdot \left(\left(\frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{m_1} \cdot \left(\frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{m_1-1} \cdot \left(\frac{V_h}{V_c} \right)^{m_1-2} \right) \right] \cdot h_{our} \cdot c_{ee} +$$

$$+ (A_m + E) \cdot C_{pl} \cdot \frac{4 \cdot V_h}{f_{ch}} \cdot \frac{\left[\left(H_1 \cdot \left(\frac{\Delta p_h}{H_1} \right)^{\frac{m_1-1}{m_1-2}} \cdot (m_1-2) \right)^{-1} + \left(H_2 \cdot \left(\frac{\Delta p_h}{H_2} \right)^{\frac{m_2-1}{m_2-2}} \cdot (m_2-2) \right)^{-1} \right]}{\left[\left(\frac{\Delta p_h}{H_1} \right)^{\frac{1}{2-m_1}} + \left(\frac{\Delta p_h}{H_2} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \right]^2} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{dC_{mc}}{d[\Delta p_c]} = \left[\frac{V_h}{\eta_h} \cdot \left(\left(\frac{\mu_c}{\mu_h} \right)^{-m_1} \cdot \left(\frac{\rho_h}{\rho_c} \right)^{1-m_1} \cdot \left(\frac{V_h}{V_c} \right)^{2-m_1} \right) + \frac{V_c}{\eta_c} \right] \cdot h_{our} \cdot c_{ee} +$$

$$+ (A_m + E) \cdot C_{pl} \cdot \frac{4 \cdot V_c}{f_{ch}} \cdot \frac{\left[\left(H_1 \cdot \left(\frac{\Delta p_c}{H_1} \right)^{\frac{m_1-1}{m_1-2}} \cdot (m_1-2) \right)^{-1} + \left(H_2 \cdot \left(\frac{\Delta p_c}{H_2} \right)^{\frac{m_2-1}{m_2-2}} \cdot (m_2-2) \right)^{-1} \right]}{\left[\left(\frac{\Delta p_c}{H_1} \right)^{\frac{1}{2-m_1}} + \left(\frac{\Delta p_c}{H_2} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \right]^2} = 0 \quad (3)$$

Після рішення рівняння (2) або (3) знаходимо допустимі втрати тиску в пакеті пластин $[\Delta p_h]$ або $[\Delta p_c]$, що забезпечують мінімальне значення наведених витрат.

У якості прикладу, що демонструє запропоновану методику, розглянемо розрахунок пластинчастого підігрівача очищеного цукрового соку першого ступеня потужністю $Q=1974$ кВт, на температурний графік: вхідна температура гріючого конденсату пари (вода) $t_{11}=90^\circ C$, вихідна $t_{12}=82^\circ C$; вхідна температура цукрового соку $t_{21}=76^\circ C$, вихідна $t_{22}=82^\circ C$. Параметри пластини виробництва фірми «Альфа Лаваль» типорозміру M15M приймалися такі: $d_{ekv}=0,008$ м; $l_{pr}=1,378$ м; $f_{ch}=1,8 \cdot 10^{-3}$ м; $\delta_{pl}=0,5 \cdot 10^{-3}$ м; $\lambda_{pl}=16$ Вт/(м·К). Значення коефіцієнтів у формулах: $A_1=0,142$; $B_1=1,16$; $n_1=0,73$; $m_1=0,0001$ $A_2=0,1$; $B_2=1,46$; $n_2=0,72$; $m_2=0,11$. Розрахункові величини, такі як середній логарифмічний температурний натиск $\Delta t_{ln}=19,6^\circ C$, об'ємні витрати теплоносіїв $V_h=3 \cdot 10^{-3}$ м³/с і $V_c=2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

В якості даних для розрахунку експлуатаційних витрат приймемо: час роботи апарату – цілодобове (24 год.); час роботи в році – 120 діб; вартість 1 кВт·год електроенергії – 1,68 грн., ККД насосів – 70%. Значення розрахункових теплофізичних і гідравлічних величин: коефіцієнти динамічної в'язкості – $\mu_h = 0,2865 \cdot 10^{-3}$ и $\mu_c = 0,7174 \cdot 10^{-3}$ кг/(м·с); середня плотність – $\rho_h = 959,9$ и $\rho_c = 1035$ кг/м³.

Вартість теплообмінника обчислюється по лінійної залежності $C_{he} = C_{fr} + C_{pl} \cdot n$, де C_{fr} – вартість рами пластинчастого апарату, що включає в себе вартість нерухомої і рухомої плит, що несучої і опорної балок, комплекту стяжних болтів і інші приналежності; C_{pl} – вартість однієї пластини (з ущільненням) даного типу-розміру, встановленої в апараті; n – число пластин в апараті. У загальному випадку вартість рами теплообмінника C_{fr} залежить від кількості пластин, тому що чим більше пластин, тим довше несуча і опорна балка, стяжні болти, однак цією різницею у вартості будемо нехтувати, орієнтуючись на деяку середню величину. Для пластинчастого теплообмінника марки М15М виробництва «Альфа Лаваль», використовуючи прайс-листи цієї фірми, для кількості пластин $20 \leq n \leq 200$ були отримані наступні значення коефіцієнтів: $C_{fr} = 6864,0$ € і $C_{pl} = 100,76$ €. Величини отримані без урахування ПДВ, доставки і обв'язки апарату.

Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень E приймемо рівним 0,25, що відповідає терміну окупності обладнання – 4 роки. Для кожухотрубних теплообмінників коефіцієнт амортизаційних відрахувань A_m прийнято приймати 0,15 від вартості теплообмінника. Однак для пластинчастих теплообмінників таке значення є сильно завищеними, так як обслуговування цих апаратів, включаючи повне розбирання-збирання і чистку, безсумнівно, менш трудомісткий і витратний процес. Досвід експлуатації пластинчастих апаратів показав, що ця величина при одноразовому обслуговуванні протягом нормативного часу роботи не перевищує 2–3 %. В даному конкретному випадку підігрівач цукрового соку працює без зупинки протягом всього сезону цукроваріння (близько 120 днів) і підлягає чищенні після закінчення цього сезону. Тому в розрахунках прийнятий коефіцієнт $A_m = 0,025$.

В результаті розрахунків за формулами (3) отримуємо $[\Delta p_c] = 54,4$ кПа. З урахуванням втрат тиску в приєднаннях та колекторах, яке для умов даного завдання по стороні цукрового соку 2 вхідних і 2 вихідних, дорівнює приблизно 4,1 кПа. Загальні рекомендовані до розрахунку допустимі втрати тиску по стороні цукрового соку рівні ~ 58,5 кПа. Розрахований при таких допустимих втратах тиску теплообмінник марки М15М має 85 пластини, з компонуванням (3МН + 39Л) / (3МЛ + 39Л). Його вартість з урахуванням податку на додану вартість 20%, доставки, установки та обв'язки в межах 5 % від вартості, становить 19 440,4 € або 544 321 грн. (з розрахунку 1 € = 28 грн.). Експлуатаційні витрати протягом терміну роботи складуть 48 107 грн., Загальні наведені річні витрати дорівнюють 592 438 грн.

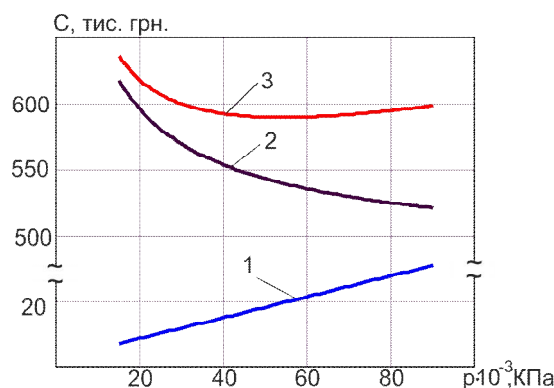


Рисунок 1 – Залежність витрат від величини допустимих втрат тиску:
1 – експлуатаційні витрати; 2 – капітальні витрати; 3 – загальні наведені витрати

На рис.1 надана залежність експлуатаційних, капітальних і наведених витрат для описаного вище завдання як функції від встановлених допустимих втрат тиску по стороні цукрового соку $[\Delta p_c]$. З рисунка можна бачити, мінімум загальних приведених витрат припадає на допустимі втрати тиску ~ 60 кПа.

Висновок. Отримано співвідношення для визначення оптимального значення допустимих втрат тиску при проектуванні пластинчастого теплообмінника виходячи з умови мінімізації приведених витрат, для апаратів, що мають в пакеті пластин канали різної гофрування. Достовірність і ефективність отриманого рішення продемонстрована на розрахунку підігрівача цукрового соку перед випаровуванням виробництва «Альфа Лаваль».

Література

1. Каневец, Г.Е. Теплообменники и теплообменные системы. – Киев: Наук. Думка, 1981.– 272 с.
2. Martin, H. Economic optimization of compact heat exchangers / EF-Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, Banff, Canada, July 18–23, 1999 .
3. Möllera, A. System cost and efficiency optimization by heat exchanger performance simulations / A Möllera, Dr. V.S. Gullapallib // IV International Seminar on ORC Power Systems, ORC2017 13–15 September 2017, Milano, Italy.
4. Xua, J. Multi-criteria design optimization and screening of heat exchangers for a subcritical ORC / J.Xua J., X.Luo, Y. Chena, Mo. Songping // Energy Procedia, 2015. – 75. – P. 1639–1645.
5. Арсеньева О.П., Демирский А.В., Хавин Г.Л. Оптимизация пластинчатого теплообменника // Пробл. машиностроения.– 2011.– т.14, №1.– С. 23–31.
6. Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении / Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А.и др. / под ред. Хавина Г. Л. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2007. – 448 с.
7. Арсеньева О.П., Демирский А.В., Хавин Г.Л. Выбор оптимальных параметров двухступенчатых пластинчатых подогревателей // Интегрированные технологии и энергосбережение, 2011.– №1. – С. 95–103.

Bibliography (transliterated)

1. Kanevets, G.E. Teploobmenniki i teploobmennyye sistemyi. – Kiev: Nauk. Dumka, 1981.– 272 p.
2. Martin, H. Economic optimization of compact heat exchangers / EF-Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, Banff, Canada, July 18–23, 1999.
3. Mollera, A. System cost and efficiency optimization by heat exchanger performance simulations / A Mollera, Dr. V.S. Gullapallib // IV International Seminar on ORC Power Systems, ORC2017 13–15 September 2017, Milano, Italy.
4. Xua, J. Multi-criteria design optimization and screening of heat exchangers for a subcritical ORC / J.Xua J., X.Luo, Y. Chena, Mo. Songping // Energy Procedia, 2015. – 75. – P. 1639–1645.
5. Arseneva O.P., Demirskiy A.V., Havin G.L. Optimizatsiya plastinchatogo teploobmennika // Probl. mashinostroeniya.– 2011.– t.14, #1.– P. 23–31.
6. Plastinchatyye teploobmenniki v teplosnabzhenii / Tovazhnyanskiy L. L., Kapustenko P. A.i dr. / pod red. Havina G. L. – Harkov: NTU „HPI”, 2007. – 448 s.
7. Arseneva O.P., Demirskiy A.V., Havin G.L. Vyibor optimalnyih parametrov dvuhstupenchatyih plastinchatyih podogrevateley // Integrirovannyye tehnologii i energosberezhenie, 2011.– #1. – P. 95–103.

УДК 66.045.01

Бабак Т.Г., доцент, Демірський А.В., к.техн., інженер, Невлюдова В.В.,
Хавін Г.Л., д.техн.н., професор

**РОЗРАХУНОК ТЕПЛОБМІННИКІВ З КАНАЛАМИ РІЗНОГО НАХИЛУ
КУТА ГОФРУВАННЯ ЗА КРИТЕРІЄМ НАВЕДЕНИХ ВИТРАТ**

У практиці розрахунків пластинчастих теплообмінників ефективно застосування пластин з різним кутом гофрування. Це дозволяє більш ефективно використовувати наявний перепад тиску на прохід теплоносіїв і зменшити кількість пластин у апараті. Для апаратів, що мають в пакеті пластин канали з різним кутом нахилу гофрування, у роботі одержано аналітичне співвідношення що до визначення оптимального значення припустимих витрат тиску при проектуванні пластинчатого теплообміннику виходячи з умови мінімізації наведених витрат. Вірогідність та ефективність одержаного рішення продемонстровано на прикладі розрахунку підігрівача цукрового соку перед випаровуванням виробництва «Альфа Лаваль».

Ключові слова: теплообмінний апарат, гофрування, цукровий сік, пластинчатий теплообмінник.

Бабак Т.Г., Демирский А.В., Невлюдова В.В., Хавин Г.Л.

**РАСЧЕТ ТЕПЛООБМІННИКОВ С КАНАЛАМИ РАЗНОГО НАКЛОНА
УГЛА ГОФРИРОВКИ ПО КРИТЕРИЮ ПРИВЕДЕННЫХ ЗАТРАТ**

В практике расчетов пластинчатых теплообменников эффективно применение пластин с различным углом гофрирования. Это позволяет более эффективно использовать имеющийся перепад давления на проход теплоносителей и уменьшить количество пластин в аппарате. Для аппаратов, имеющих в пакете пластин каналы с различным углом наклона гофрирования, в работе получено аналитическое соотношение для определения оптимального значения допустимых потерь давления при проектировании пластинчатого теплообменника исходя из условия минимизации приведенных затрат. Достоверность и эффективность полученного решения продемонстрирована на примере расчета подогревателя сахарного сока перед выпариванием производства «Альфа Лаваль».

Ключевые слова: теплообменный аппарат, гофрирование, сахарный сок, пластинчатый теплообменник.

Babak T.G., Demirsky A.V., Nevludova V.V., Khavin G.L.

**CALCULATION OF HEAT EXCHANGERS WITH CORRUGATION CHANNELS
WITH DIFFERENT ANGLES INCLINATION ACCORDING TO THE CRITERION
OF REDUCED COSTS**

In the practice of calculating plate heat exchangers, it is effective to use plates with different corrugation angles. This makes it possible to more effectively use the existing pressure drop across the coolant passage and reduce the number of plates in the unit. For plate heat exchangers with channels with different corrugation angles in the package of plates, an analytical relation is obtained to determine the optimal value of allowable pressure losses when designing a plate heat exchanger based on the condition of minimizing the reduced costs. The reliability and effectiveness of the obtained solution is demonstrated by the example of calculating a sugar juice heater before evaporation of Alfa Laval production.

Keywords: heat exchanger, corrugation, sugar juice, plate heat exchanger.