

ЦУКОР УКРАЇНИ

№3(75)' 2012

ЗАТ «ФАБРИКА ТЕХНІЧНИХ ТКАНИН
«ТЕХНОФІЛЬТР»



50 років
лідерства
на цукровому
ринку України

03115, Україна,
м.Київ, вул.Серпова, 11
тел: 38(044) 424-18-43, 424-05-45
e-mail: kln12@ukr.net; ftt2@ukr.net;
tehnofiltr@ukr.net



Закрите Акционерное Общество
«Фабрика технических тканей»
«Технофильтр»

№3 (75) '2012

ЦУКОР УКРАЇНИ

науково-практичний галузевий журнал

ЗМІСТ

Вступне слово.....2

НОВИНИ

Україна.....4

СНД.....6

Світ.....8

ТЕХНІКА & ТЕХНОЛОГІЇ

Вплив електромембранної обробки на мікробіологічну забрудненість дифузійного соку [О.І. Сидорченко, Т.М. Захарченко].....11

Термодинамічний аналіз підігрівників і теплообмінників цукрового виробництва [С.М. Самійленко, С.М. Василенко, О.Ф. Буляндра, К.О. Штангеев, В.В. Шутюк].....14

Про граничні режими тепловіддачі до висококонцентрованих плівок цукрових розчинів при випаровуванні з вільної поверхні [В.П. Петренко, О.М. Рябчук].....21

ЮБИЛЕЙ

Фабрика технических тканей «Технофильтр»: 50 лет лидерства на сахарном рынке Украины [Л.Н. Кочулаб].....25

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ & ІННОВАЦІЇ

Відходи цукрового заводу, як джерело енергії [О.О. Серьогін, О.В. Василенко, І.В. Федів].....29

СОДЕРЖАНИЕ

НОВОСТИ

Україна.....34

СНГ.....36

МИР.....38

ТЕХНИКА & ТЕХНОЛОГИИ

Термодинамический анализ подогревателей и теплообменников сахарного производства [С.М. Самийленко, С.М. Василенко, А.Ф. Буляндра, К.О. Штангеев, В.В. Шутюк].....39

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ & ИННОВАЦИИ

Отходы сахарного завода, как источник энергии [А.А. Серёгин, А.В. Василенко, И.В. Федив].....46

Засновники:

- Національна асоціація цукровиків України
- Український НДІ цукрової промисловості
- Національний університет харчових технологій

Головний редактор –

Василенко С.М., д.т.н.

Редактор –

Полтораки В.В.

Редакційна колегія:

Бутнік-Сіверський О.Б., д.е.н.
Борисюк П.Г., к.с.-г.н.
Заїнчовський А.О., д.е.н.
Загородній Г.Д., акад. АІНУ
гол. Ради НАЦУ «Укрцукор»
Іванов С.В., д.х.н.
Мостенська Т.Л., д.е.н.
Калініченко М.Ф.
(заст. гол. ред.)
Ладанюк А.П., д.т.н.
Логвін В.М., д.т.н.
Мирончук В.Г., д.т.н.
Прядко М.О., д.т.н.
Рева Л.П., д.т.н.
Роїк М.В., акад. УААН, д.с.-г.н.
Сінгаєвський І.О., д.е.н.
Сичевський М.П., д.е.н.
Федулова І.В., д.е.н.
Хоменко М.Д., д.т.н.
Хомічак Л.М., д.т.н.
Чернявська Л.І., д.т.н.
Штангеев В.О., д.т.н.
Штангеев К.О., к.т.н.
Юхновський О.І., к.с.-г.н.
Ярчук М.М., к.е.н., гол. правл.,
НАЦУ «Укрцукор»

Редакція:

Сидоренко Н.В.
Лукашенко Н.О.

Верстка:

Кондратьєв Д.В.

Адреса редакції:

вул. Б. Грінченка, 1, оф. 522,
м. Київ, 01001, Україна
Тел./факс: (044) 279-54-29

Матеріали номера розглянуті та рекомендовані до публікації Науково-технічною радою УкрНДЦП - протокол №17 від 20.02.2012 г.

Підписано до друку 21.03.2012 р.
Формат: 60X84 1/8. Друк офсетний.
Тираж 600 прим. Замовлення №17Друкарня: ТОВ «Вольф»,
04073, Україна, м. Київ,
вул. Сирецька, 28/2

Редакція не несе відповідальності за зміст рекламних статей та оголошень

Свідотство про державну реєстрацію КВ №16915-5685Р від 19.08.2010 р.

© «Цукор України», 2012

Журнал «Цукор України» включено до переліку наукових фахових видань України у галузі технічних наук та економічних наук (економіка та управління підприємствами) відповідно до Постанови ВАК України від 26.01.2011 №1-05/1

Термодинамічний аналіз підігрівників і теплообмінників цукрового виробництва

С.М. Самійленко, Національний університет харчових технологій
С.М. Василенко, доктор технічних наук, Національний університет харчових технологій, Національний технічний університет КПІ
О.Ф. Буляндра, доктор технічних наук, Національний університет харчових технологій
К.О. Штангесєв, кандидат технічних наук, Інститут післядипломної освіти Національного університету харчових технологій
В.В. Шутюк, кандидат технічних наук, Національний університет харчових технологій

14

Розглянута двовірна модель розвитку концентраційного поля в ламінарній плівці рідини при випаровуванні розчинника із вільної поверхні.

Ключові слова: плівка, концентраційне поле, дифузія, випаровування.

Рассмотрена двумерная модель развития концентрационного поля в ламинарной пленке жидкости при испарении растворителя со свободной поверхности.

Ключевые слова: пленка, концентрационное поле, диффузия, испарение

The two-dimensional model of a concentration field development within a laminar film of a liquid at the evaporation of solvent from a free surface is proposed

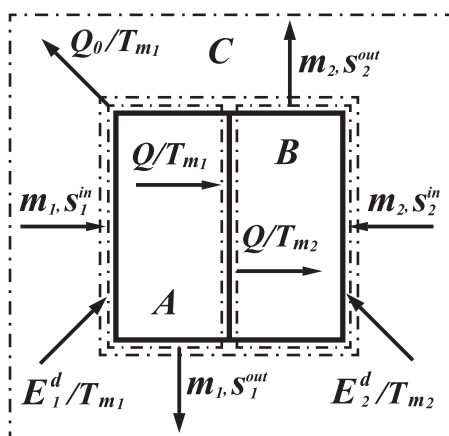
Key words: film, concentration field, diffusion, evaporation.

Належність теплообмінних апаратів (ТА) теплотехнологічного комплексу (ТТК) цукрового виробництва до загальної системи розподілу енергетичних ресурсів підприємства як основних споживачів теплоти вторинних енергоресурсів і електричної енергії значно ускладнює їх аналіз та оптимізацію і вимагає системного підходу із залученням відповідних методик.

У праці [1] показано, що для аналізу ТА таких окремих характеристик, як «площа поверхні теплообміну» та «коефіцієнт ефективності», що традиційно використовуються в цукровій промисловості як основні їх характеристики, недостатньо, адже у порівнянні різних за конструкцією ТА зникає сенс залежностей між площею поверхні теплообміну ТА та його характеристиками. У праці [2] обґрунтовано доцільність використання нециклічного ентропійного методу для аналізу та термодинамічної оптимізації теплообмінних систем (ТС), а також методу енергетичних балансів для складання енергетичної моделі функціонування ТС.

Далі, дотримуючись термінології виробників, ТА типу «конденсат-сік» називатимемо «теплообмінниками», а ТА типу «пара-рідина» – «підігрівниками».

Для складання енергетичного балансу ТА умовно розглядатимемо його як складну відкриту термодинамічну систему (далі – просто систему), яка складається з двох підсистем: **А** – підсистема нагрівного теплоносія; **В** – підсистема теплоносія, що нагрівається (рис.1.). При складанні балансу енергії скористаємося такою формою, що всі члени рівняння першого закону термодинаміки є абсолютними величинами і загалом для ТА потоки енергії можуть як підводитися, так і відводитися трьома способами: з потоками речовини, у формах теплоти та енергії дисипації [2]:



$$\sum E^{in} = \sum E^{out} \quad (1)$$

При цьому вважатимемо, що режим руху теплоносіїв стаціонарний; між входом і виходом із контрольного об'єму зміною потенціальної та кінетичної енергії знехтуємо.

Отже, енергетичний баланс для кожної системи можна записати у такому вигляді:

• для підсистеми **А**

$$m_1 h_1^{in} + E_1^d = m_1 h_1^{out} + Q + Q_0, \quad (2)$$

де $E_1^d = V_1 \Delta p_1$ – енергія дисипації потоку нагрівного теплоносія, Вт;

Рис.1. До складання енергетичного балансу ТА

Q_0 – тепловий потік до навколишнього середовища, Вт;

- для підсистеми В

$$m_2 h_2^{in} + Q + E_2^d = m_2 h_2^{out} \quad (3)$$

де $E_2^d = V_2 \Delta p_2$ – енергія дисипації потоку теплоносія, що нагрівається;

- для загальної системи АВ

$$m_1 h_1^{in} + m_2 h_2^{in} + E_1^d + E_2^d = m_1 h_1^{out} + m_2 h_2^{out} + Q_0 \quad (4)$$

Загальна енергетична модель функціонування ТА включає попередні рівняння (2)–(4) та доповнюється рівняннями теплопередачі й гідродинаміки. Основна мета такого аналізу – визначення масових витрат теплоносіїв, їх температур і теплових потоків.

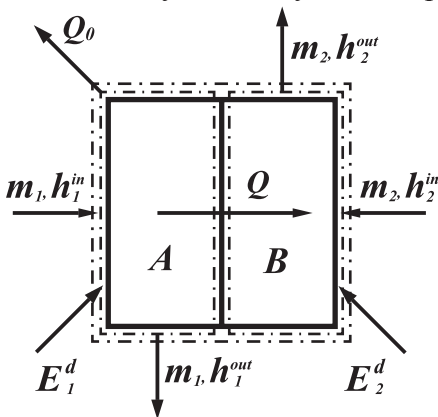
Відтак з рівнянь (2)–(4) можемо записати такі окремі випадки:

- для підігрівників, у яких теплоносій – суха насичена пара, енергія дисипації нагрівного теплоносія дорівнює нулю і рівняння (4) спрощується до вигляду

$$m_1 h_1^{in} + m_2 h_2^{in} + E_2^d = m_1 h_1^{out} + m_2 h_2^{out} + Q_0 \quad (5)$$

- в умовах, коли допустима більша похибка розрахунків (попередній аналіз), можна вважати Q_0 .

Для спрощеного аналізу ефективності ТА з членів рівнянь енергетичного балансу може бути записаний енергетичний коефіцієнт ефективності [1]. Комплексний же термодинамічний аналіз, відповідно до методики нециклічного ентропійного методу [2], передбачає визначення міри необоротності процесів, що відбуваються у ТА, джерелами якої є теплообмін за кінцевої різниці температур, дисипація механічної енергії потоків теплоносіїв і теплообмін із навколишнім середовищем.



Кількісна характеристика необоротності – збільшення ентропії ізольованої системи – визначається із балансу ентропії системи АВС [2], яка в свою чергу складається з трьох підсистем: А, В і С, де С – підсистема навколишнього середовища (рис.2).

Загалом баланс ентропії ТА складемо за таких спрощень:

- зміною кінетичної і потенціальної енергії знехтуємо;
- для теплоносіїв, у яких перехід між заданими термодинамічними станами супроводжується зміною температури (рис. 3а і рис. 3б), зміну теплофізичних властивостей вважатимемо незначною, що уможливають ввести середню термодинамічну температуру:

$$T_m = \frac{T^{in} - T^{out}}{\ln \frac{T^{in}}{T^{out}}} \quad (6)$$

Рис.2. До складання ентропійного балансу ТА

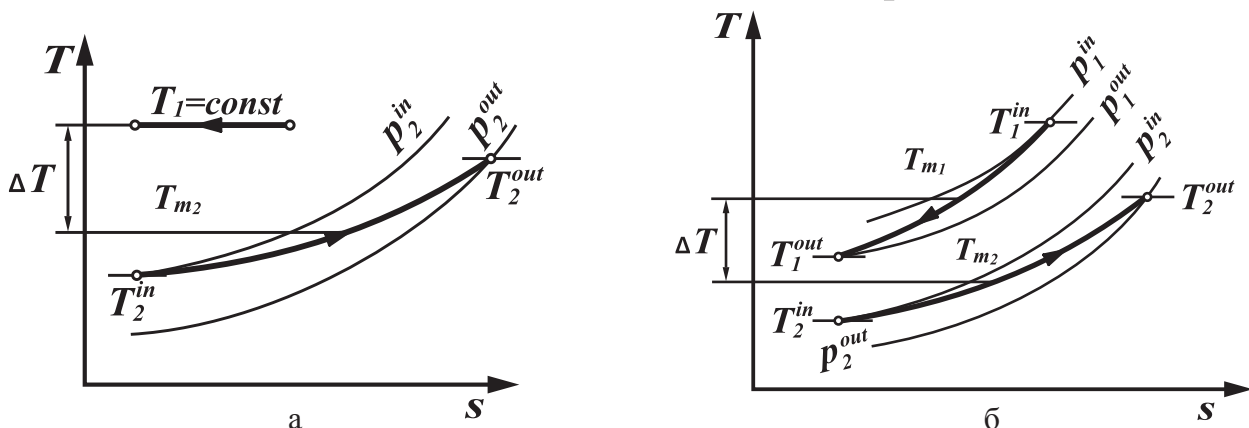


Рис. 3. Зміна термодинамічного стану гарячого та холодного теплоносіїв:

Форма запису балансу ентропії ґрунтується на її властивостях і передбачає, що всі члени є абсолютними величинами; ентропія може як підводитись, так і відводитись з потоками речовини та теплоти, а також зростати від необоротності процесів.

Баланс ентропії кожної з підсистем (див. рис.2) має вигляд:

- баланс ентропії підсистеми А

$$m_1 s_1^{in} + \frac{E_1^d}{T_{m_1}} = m_1 s_1^{out} + \frac{Q}{T_{m_1}} + \frac{Q_0}{T_{m_1}} \quad (7)$$

- баланс ентропії підсистеми В

$$m_2 s_2^{in} + \frac{Q}{T_{m_2}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}} = m_2 s_2^{out}; \tag{8}$$

- баланс ентропії підсистеми АВ

$$m_1 s_1^{in} + m_2 s_2^{in} + \frac{E_1^d}{T_{m_1}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}} = m_1 s_1^{out} + m_2 s_2^{out} + \frac{Q_0}{T_{m_1}} \tag{9}$$

- зміна (баланс) ентропії підсистеми С

$$\Delta S_C = \frac{Q_0}{T_0}. \tag{10}$$

Враховуючи адитивність ентропії, тобто, $\Delta S_{ABC} = \Delta S_{AB} + \Delta S_C$, і те, що підсистема АВ разом із підсистемою С утворюють загальну ізольовану (адіабатну) систему АВС (впливає з властивостей границь системи), для якої зміна ентропії $\Delta S_{ABC} = \Delta S_{irrev}^{tot}$ – загальному зростанню ентропії від необоротності процесів, можемо записати:

$$\Delta S_{irrev}^{tot} = m_1 s_1^{out} + m_2 s_2^{out} - (m_1 s_1^{in} + m_2 s_2^{in}) + \frac{Q_0}{T_0} \tag{11}$$

чи

$$\Delta S_{irrev}^{tot} = \left(\frac{Q}{T_{m_2}} - \frac{Q}{T_{m_1}} \right) + \left(\frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_0}{T_{m_1}} \right) + \frac{E_1^d}{T_{m_1}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}} \tag{12}$$

Рівняння (12) перепишемо в загальному вигляді:

$$\Delta S_{irrev}^{tot} = \Delta S_{irrev}^T + \Delta S_{irrev}^0 + \sum \Delta S_{irrev}^p, \tag{13}$$

де $\Delta S_{irrev}^T = \frac{Q}{T_{m_2}} - \frac{Q}{T_{m_1}}$ – збільшення ентропії системи, зумовлене необоротністю теплообміну між підсистеми А і В; $\Delta S_{irrev}^0 = \frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_0}{T_{m_1}}$ – зростання ентропії внаслідок необоротності теплообміну з навколишнім середовищем; $\sum \Delta S_{irrev}^p = \frac{E_1^d}{T_{m_1}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}}$ – (виробництво) збільшення ентропії при дисипації механічної енергії потоків теплоносіїв (у випадку підігрівників $\frac{E_1^d}{T_{m_1}} = 0$).

Вплив кожної складової рівняння (13) на загальне зростання ентропії розглянемо на прикладі першої групи нагрівання соку перед випарною установкою цукрового заводу продуктивністю 6000 т переробки буряків на добу, що складається з одного, двох, трьох послідовно включених десятиходових підігрівників по соку з $F=200 \text{ м}^2$ кожного (ПДС-10-200), швидкість руху соку в трубках яких становить $v=2,08 \text{ м/с}$. Параметри роботи підігрівника: витрата соку – 118% до м.б.; температура соку перед підігрівником – 87 °С, після підігрівника – 110 °С.

Результати аналізу, показані на рис. 4, свідчать про те що домінуючою складовою є ΔS_{irrev}^T – зростання ентропії, зумовлене необоротністю теплообміну в підігрівнику, що зі збільшенням площі поверхні теплообміну зменшується, наближаючись до деякого мінімального значення. Навпаки, складові, які

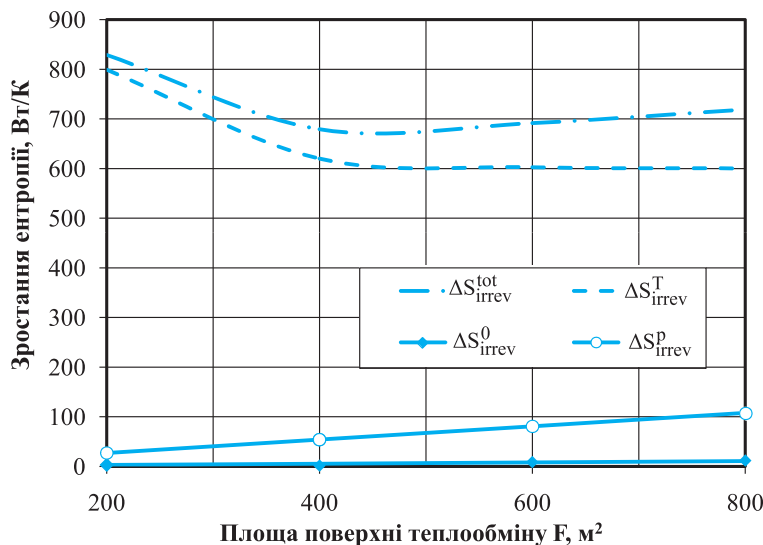


Рис. 4. До аналізу зростання ентропії від необоротності процесів

визначають зростання ентропії, пов'язане з дисипацією механічної енергії та необоротним теплообміном з навколишнім середовищем, зростають пропорційно площі. Хоча ці складові мають значно менше числове значення, їх вплив визначає екстремум кривої $\Delta S_{irrev}^{tot} = f(F)$.

Абсолютну термодинамічну ефективність ТА, враховуючи необоротності процесів, визначають безрозмірні коефіцієнти: *ентропійний коефіцієнт термодинамічної недосконалості*

$$\eta_s^{imp} = \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}}; \tag{14}$$

чи *ентропійний коефіцієнт термодинамічної досконалості*

$$\eta_s^p = 1 - \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}}, \tag{15}$$

при цьому $\eta_s^{imp} + \eta_s^p = 1$. (16)

Для ТА максимально можливе зростання ентропії визначається за методикою [2]:

$$\Delta S_{irrev}^{max} = (Q + Q_0) \left(\frac{T_{m_1} - T_0}{T_{m_1} T_0} \right) + \frac{E_1^d}{T_0} + \frac{E_2^d}{T_0}. \tag{17}$$

При аналізі підігрівників у рівняннях (12) і (17) $T_{m_1} = T_{1s}$ – температури насичення сухої насиченої пари, а $\frac{E_1^d}{T_0} = 0$.

Ефективність роботи ТА – ефективність використання потенціалу нагрівного теплоносія (теплоти) з урахуванням дисипативних процесів у даному температурному інтервалі – визначає *ентропійний коефіцієнт ефективності* ТА

$$\eta_s = \frac{\Delta S_{irrev}^{min}}{\Delta S_{irrev}^{tot}}, \tag{18}$$

де ΔS_{irrev}^{min} – мінімальне зростання ентропії від необоротності процесів у ТА, Q – дійсна теплопродуктивність ТА, Вт; T_{m_2} – середня термодинамічна температура теплоносія, що нагрівається; $T_{m_1}^{min}$ – мінімально можлива середня термодинамічна температура нагрівного теплоносія. Для підігрівників $T_{m_1}^{min} = T_1^{min}$ (рис.5а); для теплообмінників з більшою масовою витратною теплоємністю нагрівного теплоносія відповідно до рівняння (6) та рис. 5б $T_{m_1}^{min} = T_{1min}^{in} - T_{1min}^{out}$, при цьому $T_{1min}^{in} = T_2^{out}$,

$$\ln \frac{T_{1min}^{in}}{T_{1min}^{out}}$$

для теплообмінників із більшою масовою витратною теплоємністю теплоносія, що нагрівається $T_{m_1}^{min}$, розраховується аналогічно, урахувавши $T_{1min}^{out} = T_2^{in}$ (рис.5в).

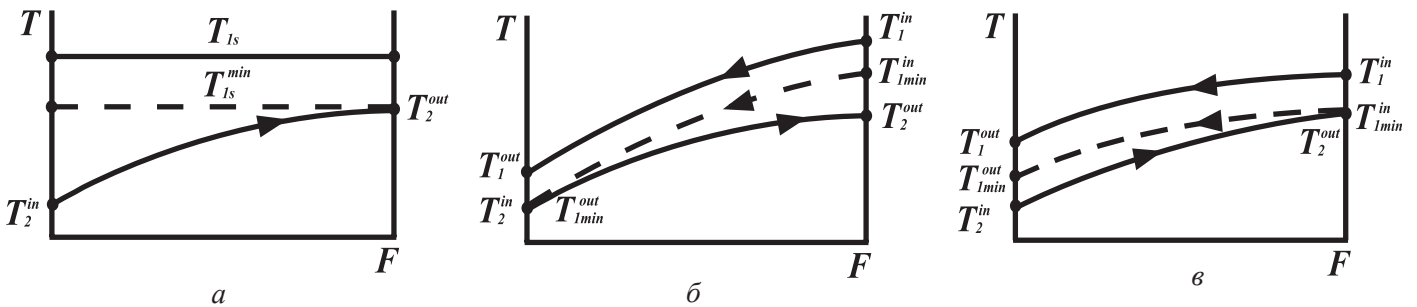


Рис. 5. До визначення ΔS_{irrev}^{min} : а – у підігрівнику; б – у теплообміннику з більшою масовою витратною теплоємністю нагрівного теплоносія; в – у теплообміннику з більшою масовою витратною теплоємністю теплоносія, що нагрівається

На прикладі попередньо розглянутої групи нагріву було проведено порівняльний аналіз з запропонованих ентропійного коефіцієнта термодинамічної досконалості та ентропійного коефіцієнта ефективності ТА з відомими критеріями ефективності відповідних методів термодинамічного аналізу, результати якого показано на рис. 6, де η_s^p – ентропійний коефіцієнт термодинамічної досконалості; η_s – ентропійний коефіцієнт ефективності ТА (використання потенціалу теплоти); ζ – ексергетичний ККД [4]; φ – коефіцієнт оборотності [4]; η_c – коефіцієнт термодинамічної досконалості системи [3]; E – енергетичний коефіцієнт ефективності [1].

Традиційний в цукровій промисловості критерій ефективності роботи ТА – E , як і очікувалось, зі збільшенням F за постійного коефіцієнта теплопередачі k зростає, поступово наближаючись до відмітки 100 %, причому темп зростання постійно падає. Такий коефіцієнт умовно назовемо локальним,

оскільки він характеризує виключно ефективність використання потенціалу (температури) нагрівного теплоносія в ТА, не враховуючи перетворень механічної енергії та теплообміну із навколишнім середовищем. На практиці для об'єктивності аналізу E потрібно доповнювати відсутніми даними, що значно ускладнює аналіз [1].

Недоліки E компенсує η_s . З урахуванням в одній площині всіх видів енергетичних перетворень у ТА *ентропійний коефіцієнт ефективності* має добру динаміку та екстремум, що відповідає термодинамічно оптимальній площі поверхні теплообміну. Знаменник коефіцієнта (18) чисельно характеризує загальну необоротність процесів у ТА, а чисельник – необоротність процесів за умов виконання апаратом технологічної функції за мінімальної різниці температур між теплоносіями, відсутності дисипації механічної енергії у кожній з підсистем та відсутності теплообміну з навколишнім середовищем. Але, як і попередній коефіцієнт, η_s має локальний характер, оскільки характеризує ТА в заданому температурному діапазоні.

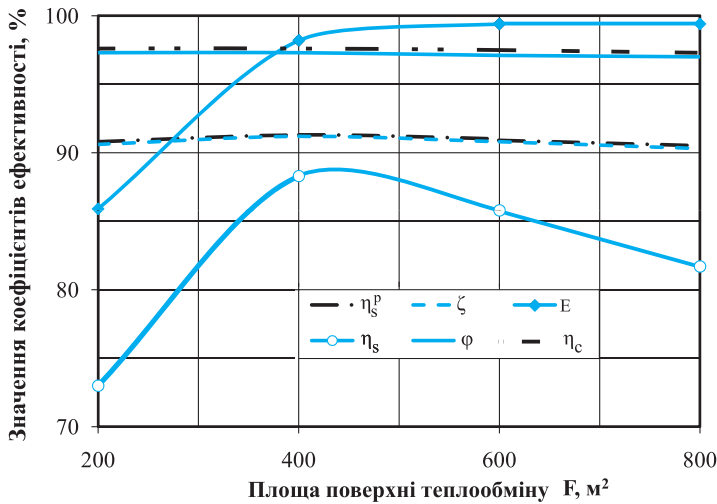


Рис.6. Порівняльний аналіз коефіцієнтів ефективності

Коефіцієнти ϕ і η_c , що належать відповідно ексергетичному та циклічному ентропійним методам, демонструють абсолютно схожі результати, що ще раз підтверджує ідеї (тези), наведені в праці [2], де обґрунтовано умовність поділу двох методів і некоректність застосування циклічного підходу до аналізу (ТС).

Ексергетичний ККД ζ та запропонований ентропійний коефіцієнт термодинамічної досконалості η_s^p теж мають ідентичну динаміку. Це пояснюється спільним фундаментом двох коефіцієнтів – зростанням ентропії від необоротності процесів у ТА, що у випадку ζ проявляється у неявній формі через ексергетичні втрати. Доцільність застосування того чи іншого коефіцієнта детально розглядалася

в праці [2].

На рис.6 спостерігаємо незначну динаміку η_s^p у всьому інтервалі зміни площі поверхні теплообміну. На перший погляд, такий результат нашоує на думку неінформативності коефіцієнта. Проте, якщо поширити термодинамічний аналіз на систему з кількох ТА, то у такому разі методика складання енергетичного й ентропійного балансів аналогічна попередній за умови обмеження границею системи всіх апаратів і врахування вхідних і вихідних потоків, що перетинають границю (рис. 7). Для цього зручно користуватися рівняннями (4) та (11), узагальненими на весь контрольний простір:

$$\sum_{in} m_k h_k + \sum E_l^d = \sum_{out} m_i h_i + \sum Q_{0j} \quad (19)$$

$$\text{та } \sum \Delta S_{irrev}^{tot} = \sum_{out} m_i s_i - \sum_{in} m_k s_k + \sum \frac{Q_{0j}}{T_0} \quad (20)$$

де j – відповідний елемент складної ТС, $j=1 \dots n$.

Також, враховуючи адитивність ентропії, загальне її зростання у системі, зображений на рис. 7, можна бути визначити як суму зростань ентропій у кожному з апаратів:

$$\sum \Delta S_{irrev}^{tot} = \sum_{j=1}^n \Delta S_{irrev j}^{tot} \quad (21)$$

Вплив на ефективність складної ТС (рис.7) окремих ТА визначається за допомогою відносного коефіцієнта необоротності:

$$\omega_j = \frac{\Delta S_{irrev y}^{tot}}{\sum_{j=1}^n \Delta S_{irrev j}^{tot}} \quad (22)$$

Так, для групи нагріву, що аналізується (розглядається), з чотирьох ПДС-10-200 відносний коефіцієнт необоротності має такі значення: $\omega_1=83,4\%$, $\omega_2=6,54\%$, $\omega_3=5,02\%$, $\omega_4=5\%$. В даному разі визначальною є початкова необоротність у першому апараті, який має найбільшу серед інших різницю температур між теплоносіями. Подальше підвищення температури теплоносія, що нагрівається, яке досягається залученням додаткових ТА, не призводить до компенсації початкової (основної) необоротності, а впливає на область значно меншої необоротності (див. рис. 4). На певному етапі цей вплив зовсім нівелюється пропорційним збільшенням енергії дисипації та теплового потоку до навколишнього середовища, від чого спостерігаємо помітний екстремум кривої $\eta_s^p=f(F)$ в області термодинамічно оптималь-

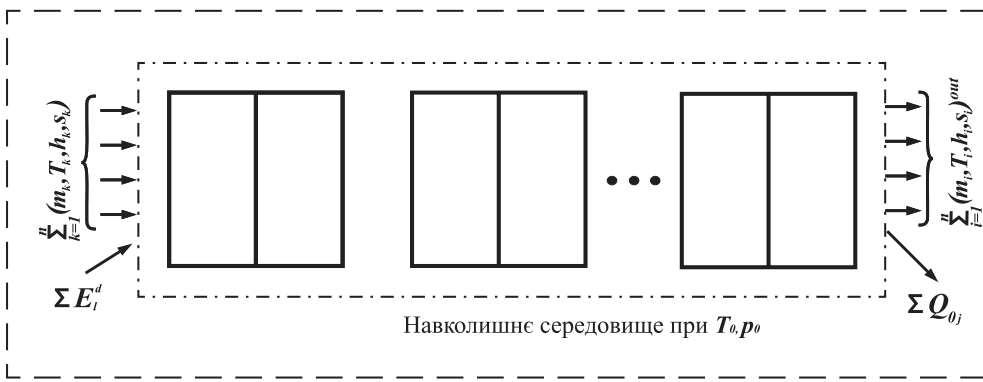


Рис. 7. Умовна складна ТС з n теплообмінників

ної площі поверхні теплообміну та зворотну динаміку коефіцієнта. Відтак цей приклад наочно демонструє фізичний зміст коефіцієнта, застосованого до аналізу саме ТА. Використовуючи за базу порівняння зростання ентропії за максимально можливої трансформації енергії, ефективність ТА визначають необоротністю процесів у

апараті як елемента загальної системи послідовного перетворення енергії від початкового стану до стану термодинамічної рівноваги з навколишнім середовищем. За змістом η_{sp} має глобальний характер, що й пояснює незначну динаміку.

У цьому сенсі глобальний підхід до аналізу ефективності ТА має ряд переваг над локальним, оскільки дає змогу об'єктивно порівнювати не тільки різні за конструкцією ТА, а й, розраховуючи їх абсолютну термодинамічну досконалість, зіставляти з іншими енергетичними системами та визначати системні заходи, спрямовані на підвищення їх ефективності. Це важливо для аналізу ТА в структурі ТТК. Пояснимо на прикладі підігрівників.

Підвищення температури теплоносія, що нагрівається, до температури нагрівного теплоносія (рис. 8, а) (покладено в основу методики локального коефіцієнта E) чи застосування нагрівного теплоносія з кінцевою температурою теплоносія, що нагрівається (рис. 5а), (покладено в основу методики локального коефіцієнта η_s), призводить до зменшення необоротності теплообміну як основного джерела необоротності, але є недостатньою умовою досягнення максимальної термодинамічної ефективності ТА, адже обидва гіпотетичні варіанти необоротні. Із змісту η_{sp} випливає, що у разі підігрівників наближення теплообміну до оборотного можливе лише за $n \rightarrow \infty$ ступеневого нагріву (рис.8, б). Реальна ж кількість ступенів обмежується пропорційним збільшенням енергії дисипації та теплового потоку до навколишнього середовища і є результатом розв'язання оптимізаційної задачі, цільова функція якої – $\eta_s^p(n) \rightarrow \max$.

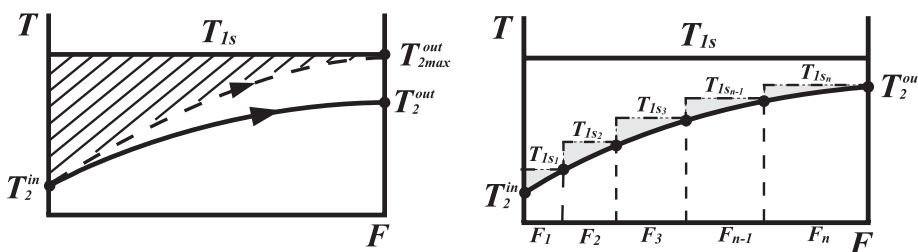


Рис. 8. До пояснення заходів із підвищення термодинамічної ефективності теплообміну в ТА

АНАЛІЗ ГРУП НАГРІВУ ПІДІГРІВНИКІВ НА ОСНОВІ η_s^p ТА η_s

Розглянемо детальніше особливості використання запропонованих коефіцієнтів на прикладі аналізу підігрівників першої групи нагрівання соку перед випарною установкою цукрового заводу продуктивністю 6000 тонн

переробки буряків на добу при впровадженні заходів з підвищення їх ефективності. Параметри роботи групи нагріву: витрата соку – 118% до м.б., температура соку перед підігрівником – 87 °С; температура насичення нагрівної пари – 107 °С.

1. Збільшення площі поверхні теплообміну F за постійного значення k. Проведено розрахунок та аналіз ефективності груп нагрівання, що складаються з одного, двох, трьох послідовно включених десятиходових підігрівників соку з $F = 300 \text{ м}^2$ кожного (ПДС-10-300), швидкість руху соку в трубках яких становила $v = 1,38 \text{ м/с}$ (накипоутворенням знехтували). На рис.9 і 10 показано динаміку зміни коефіцієнтів зі збільшенням F за постійного k . Як і очікувалось, зі зростанням F обидва коефіцієнти збільшуються до деякого максимального значення, що обумовлено визначальним впливом на загальну необоротність зменшення необоротності теплообміну. Далі спільне врахування пропорційного збільшення втрат тиску в проточній частині апаратів і теплового потоку з поверхні ізоляції змінює динаміку коефіцієнтів на протилежну. Причому, хоча діапазон зміни коефіцієнтів різний, максимум кривої кожного з них відповідає однаковій площі поверхні теплообміну.

2. Збільшення коефіцієнта теплопередачі k.

2.1. У підігрівниках з гідравлічно гладкими трубами (каналами) – збільшення швидкості руху рідини.

¹На думку авторів термодинамічно об'єктивний коефіцієнт ефективності ТС – ентропійний коефіцієнт термодинамічної досконалості η_s^p .

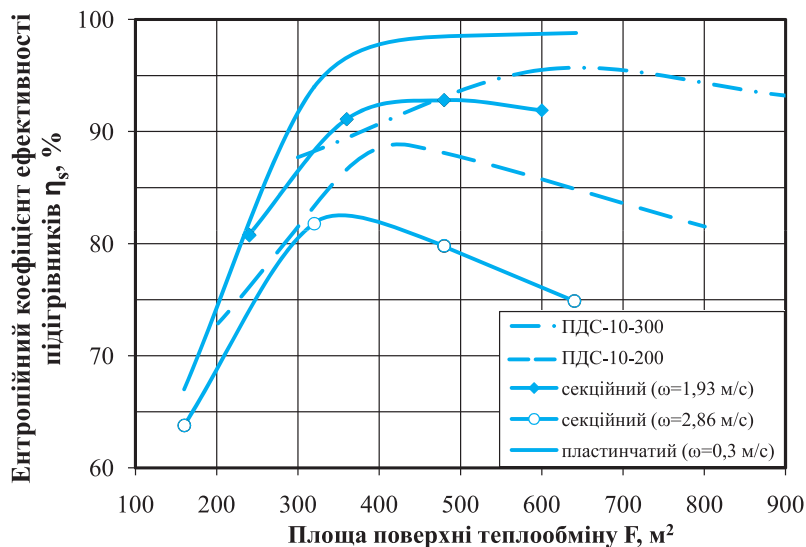


Рис. 9. Залежність ентропійного коефіцієнта термодинамічної досконалості групи нагріву підігрівників від площі поверхні теплообміну

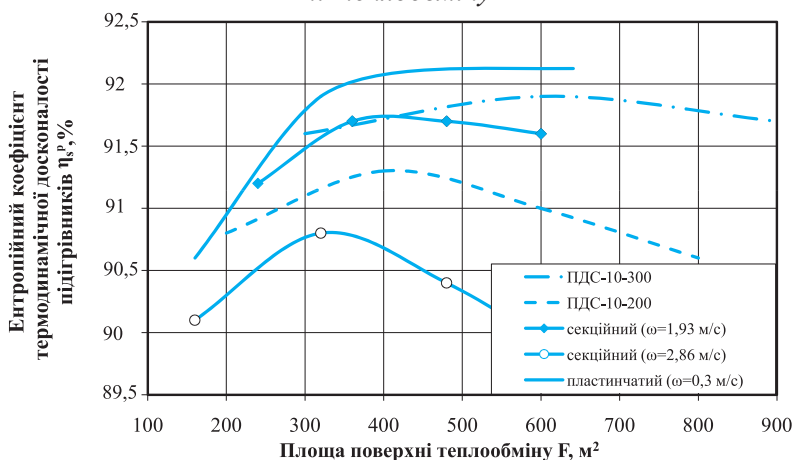


Рис. 10. Залежність ентропійного коефіцієнта ефективності групи нагріву підігрівників від площі поверхні теплообміну

пійного коефіцієнта ефективності групи нагрівання зі збільшенням F за постійного k . В обох випадках пластинчастий підігрівник забезпечує значно більшу ефективність за значно меншої площі поверхні теплообміну.

ВИСНОВКИ

Запропонована методика термодинамічного аналізу передбачає науково обґрунтований системний підхід як до порівняльного аналізу ТА різної конструкції, що, очевидно, зручно робити за допомогою ентропійного коефіцієнта ефективності, так і до визначення їх термодинамічної досконалості в межах ТТК. Останнє досягається використанням ентропійного коефіцієнта термодинамічної досконалості й дає можливість аналізувати різні теплообмінні системи з метою визначення рівня їх впливу на загальну енергетичну ефективність ТТК.

Список використаних джерел

1. Василенко С.М. Аналіз ефективності теплообмінників та підігрівників у структурі теплотехнічного комплексу цукрового виробництва [Текст] / С. М. Василенко, С.М. Самійленко та ін. // Цукор України. – 2011. – № 2. – С. 27 – 32.
2. Самійленко С.М. Методологічні засади термодинамічного аналізу теплообмінних систем цукрового виробництва [Текст] / С.М. Самійленко, С. М. Василенко та ін.// Цукор України. – 2011. – № 2. – С. 27 – 32.
3. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических систем [Текст] / Д. П. Гохштейн. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.
4. Кименов Г. Рациональное использование топлива и энергии в пищевой промышленности [Текст] / Пер. с болг. / Г. Кименов:– М.: Агропромиздат, 1990. – 167 с.

2.1.1. Проведено розрахунок та аналіз ефективності груп нагрівання, що складаються з одного, двох, трьох та чотирьох послідовно включених десятиходових підігрівників соку з $F = 200 \text{ м}^2$ кожного (ПДС-10-200), швидкість руху соку в трубках яких становила $v=2,08 \text{ м/с}$. Результати, показані на рис.9 і 10, свідчать, що значення коефіцієнтів менші від отриманих у попередньому випадку для всього діапазону зміни F , але динаміка їх зміни більша (залежить від швидкості), особливо це демонструє η_s (рис.10). Водночас екстремум виражений чіткіше і зміщений ліворуч.

2.1.2. Подібний результат отримано для секційних підігрівників з послідовно включених секцій, по 42 трубки діаметром 30/33 мм і завдовжки 5,2 м, швидкість руху соку в трубках яких становила $v = 1,93 \text{ м/с}$, а також секційних підігрівників зі швидкістю соку $v = 2,86 \text{ м/с}$. З рисунків видно, що збільшення швидкості руху теплоносія призводить до зменшення як термодинамічної досконалості ТА (див. рис. 9), так і його ефективності роботи (рис. 10).

2.2. Застосування підігрівників з інтенсифікацією теплообміну. Проведено розрахунок та аналіз ефективності групи нагрівання, що складається з пластинчастого підігрівника, швидкість руху соку в каналах якого становила $v = 0,3 \text{ м/с}$. На рис. 9 показано динаміку зміни ентропійного коефіцієнта термодинамічної досконалості групи нагрівання, а на рис.10 – динаміку зміни ентро-

Термодинамический анализ подогревателей и теплообменников сахарного производства

С.М. Самийленко, Национальный университет пищевых технологий

С.М. Василенко, доктор технических наук, Национальный университет пищевых технологий, Национальный технический университет КПИ

А.Ф. Буляндра, доктор технических наук, Национальный университет пищевых технологий

К.О. Штангеев, кандидат технических наук, Институт последипломного образования Национального университета пищевых технологий

В.В. Шутюк, кандидат технических наук, Национальный университет пищевых технологий

Рассмотрена двумерная модель развития концентрационного поля в ламинарной пленке жидкости при испарении растворителя со свободной поверхности.

Ключевые слова: пленка, концентрационное поле, диффузия, испарение

Принадлежность теплообменных аппаратов (ТА) теплотехнологического комплекса (ТТК) сахарного производства к общей системе распределения энергетических ресурсов предприятия как основных потребителей теплоты вторичных энергоресурсов и электрической энергии значительно усложняет их анализ и оптимизацию и требует системного подхода с привлечением соответствующих методик.

В труде [1] показано, что для анализа ТА таких отдельных характеристик, как «площадь поверхности теплообмена» и «коэффициент эффективности», что традиционно используются в сахарной промышленности как основные их характеристики, недостаточно, ведь в сравнении разных за конструкцией ТА исчезает смысл зависимостей между площадью поверхности теплообмена ТА и его характеристиками. В труде [2] обоснована целесообразность использования нециклического энтропийного метода для анализа и термодинамической оптимизации теплообменных систем (ТС), а также метода энергетических балансов для складывания энергетической модели функционирования ТС.

Дальше, придерживаясь терминологии производителей, ТА типа «конденсат-сок» будем называть «теплообменниками», а ТА типа «пара-жидкость» - «подогревателями».

Для складывания энергетического баланса ТА условно будем рассматривать его как сложную открытую термодинамическую систему (далее - просто систему), которая состоит из двух подсистем: А - подсистема греющего теплоносителя; В - подсистема нагреваемого теплоносителя (рис.1). При составлении баланса энергии воспользуемся такой его формой, чтобы все члены уравнения первого закона термодинамики являлись абсолютными величинами, и в целом для ТА потоки энергии могут как подводиться, так и отводиться тремя способами: с

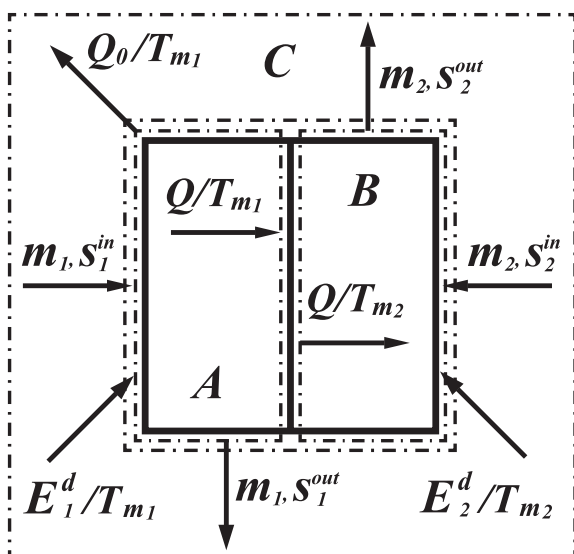


Рис.1. К составлению энергетического баланса ТА

потоками вещества, в формах теплоты и энергии диссипации [2]:

$$\sum E^{in} = \sum E^{out} \quad (1)$$

При этом будем считать, что режим движения теплоносителей стационарен; между входом и выходом из контрольного объема изменением потенциальной и кинетической энергии пренебрежем.

Следовательно, энергетический баланс для каждой системы можно записать в таком виде:

- для подсистемы А

$$m_1 h_1^{in} + E_1^d = m_1 h_1^{out} + Q + Q_0, \quad (2)$$

где $E_1^d = V_1 \Delta p_1$ - энергия диссипации потока теплоносителя нагрева, Вт; Q_0 - тепловой поток к окружающей среде, Вт;

- для подсистемы В

$$m_2 h_2^{in} + Q + E_2^d = m_2 h_2^{out}, \quad (3)$$

где $E_2^d = V_2 \Delta p_2$ – энергия диссипации потока нагреваемого теплоносителя;

• для общей системы АВ

$$m_1 h_1^{in} + m_2 h_2^{in} + E_1^d + E_2^d = m_1 h_1^{out} + m_2 h_2^{out} + Q_0. \quad (4)$$

Общая энергетическая модель функционирования ТА включает предыдущие уравнения(2)-(4) и дополняется уравнениями теплопередачи и гидродинамики. Основная цель такого анализа - определение массовых расходов теплоносителей, их температур и тепловых потоков.

Следовательно из уравнений(2)-(4) можем записать такие отдельные случаи:

• для подогревателей, в которых теплоноситель - сухой насыщенный пар, энергия диссипации теплоносителя нагрева равняется нулю и уравнение (4) упрощается к виду

$$m_1 h_1^{in} + m_2 h_2^{in} + E_2^d = m_1 h_1^{out} + m_2 h_2^{out} + Q_0; \quad (5)$$

• в условиях, когда допустима большая погрешность расчетов(предыдущий анализ), можно считать Q_0 .

Для упрощенного анализа эффективности ТА из уравнения энергетического баланса может быть записан энергетический коэффициент эффективности [1]. Комплексный же термодинамический анализ, в соответствии с методикой нециклического энтропического метода [2], предусматривает определение меры необратимости процессов, которые происходят в ТА, источниками которой является теплообмен при конечной разности температур, диссипация механической энергии потоков теплоносителей и теплообмен с окружающей средой.

Количественная характеристика необратимости - увеличение энтропии изолированной системы - определяется из баланса энтропии системы, которая в свою очередь состоит из трех подсистем: А, В и С, где С - подсистема окружающей среды (рис.2). АВС [2].

В целом баланс энтропии ТА составим при таких упрощениях:

• изменением кинетической и потенциальной энергии пренебрежем;

• для теплоносителей, в которых переход между заданными термодинамическими состояниями сопровождается изменением температуры (рис. 3а и рис. 3б), изменение теплофизических свойств будем считать незначительным, что позволит ввести среднюю термодинамическую температуру:

$$T_m = \frac{T^{in} - T^{out}}{\ln \frac{T^{in}}{T^{out}}}. \quad (6)$$

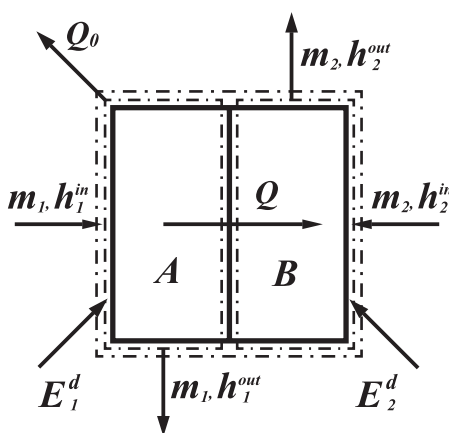


Рис.2. До складання ентропійного балансу ТА

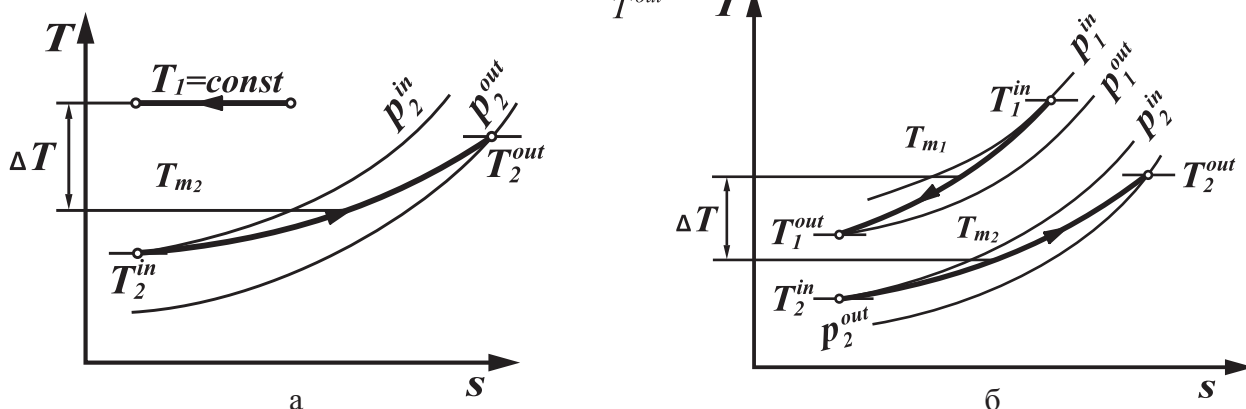


Рис. 3. Изменение термодинамического состояния горячего и холодного теплоносителей: а - в теплообменнике; б - в подогревателе

Форма записи баланса энтропии основывается на ее свойствах и предусматривает, что все члены являются абсолютными величинами; энтропия может как подводиться, так и отводиться с потоками вещества и теплоты, а также расти вследствие необратимости процессов.

Баланс энтропии каждой из подсистем (см. рис.2) имеет вид:

• баланс энтропии подсистемы А

$$m_1 s_1^{in} + \frac{E_1^d}{T_{m_1}} = m_1 s_1^{out} + \frac{Q}{T_{m_1}} + \frac{Q_0}{T_{m_1}}; \quad (7)$$

- баланс энтропии подсистемы В

$$m_2 s_2^{in} + \frac{Q}{T_{m_2}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}} = m_2 s_2^{out}; \tag{8}$$

- баланс энтропии подсистемы АВ

$$m_1 s_1^{in} + m_2 s_2^{in} + \frac{E_1^d}{T_{m_1}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}} = m_1 s_1^{out} + m_2 s_2^{out} + \frac{Q_0}{T_{m_1}} \tag{9}$$

- изменение (баланс) энтропии подсистемы С

$$\Delta S_C = \frac{Q_0}{T_0}. \tag{10}$$

Учитывая аддитивность энтропии, то есть $\Delta S_{ABC} = \Delta S_{AB} + \Delta S_C$, и то, что подсистема АВ вместе с подсистемой С образуют общую изолированную (адиабатную) систему АВС (вытекает из свойств границ системы), для которой изменение энтропии $\Delta S_{ABC} = \Delta S_{irrev}^{tot}$ равно общему росту энтропии от необратимости процессов, можем записать:

$$\Delta S_{irrev}^{tot} = m_1 s_1^{out} + m_2 s_2^{out} - (m_1 s_1^{in} + m_2 s_2^{in}) + \frac{Q_0}{T_0} \tag{11}$$

или

$$\Delta S_{irrev}^{tot} = \left(\frac{Q}{T_{m_2}} - \frac{Q}{T_{m_1}} \right) + \left(\frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_0}{T_{m_1}} \right) + \frac{E_1^d}{T_{m_1}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}} \tag{12}$$

Уравнение (12) перепишем в общем виде:

$$\Delta S_{irrev}^{tot} = \Delta S_{irrev}^T + \Delta S_{irrev}^0 + \sum \Delta S_{irrev}^p, \tag{13}$$

где $\Delta S_{irrev}^T = \frac{Q}{T_{m_2}} - \frac{Q}{T_{m_1}}$ – увеличение энтропии системы, предопределенное необратимостью теплообмена между подсистемы А и В; $\Delta S_{irrev}^0 = \frac{Q_0}{T_0} - \frac{Q_0}{T_{m_1}}$ – рост энтропии в результате необратимости теплообмена с окружающей средой; $\sum \Delta S_{irrev}^p = \frac{E_1^d}{T_{m_1}} + \frac{E_2^d}{T_{m_2}}$ – (производство) увеличения энтропии при диссипации механической энергии потоков теплоносителей (в случае подогревателей $\frac{E_1^d}{T_{m_1}} = 0$).

Влияние каждой составляющей уравнения (13) на общий рост энтропии рассмотрим на примере первой группы нагревание сока перед выпарный установкой сахарного завода производительностью 6000 тонн переработки свеклы в сутки, которая состоит из одного, двух, трех последовательно включенных десятиходовых подогревателей по соку из F=200 м² каждого (ПДС-10-200), скорость движения сока в трубках которых составляет v=2,08 м/с. Параметры работы подогревателя: расход сока – 118 % к м.б.; температура сока перед подогревателем – 86 °С, после подогревателя – 110 °С.

Результаты анализа, показанные на рис. 4, свидетельствуют о том, что доминирующей составляющей является ΔS_{irrev}^T рост энтропии, предопределенный необратимостью теплообмена в подогревателе, который с увеличением площади поверхности теплообмена уменьшается, приближаясь к некоторому минимальному значению. Напротив, составляющие, которые определяют рост энтропии, связанный с

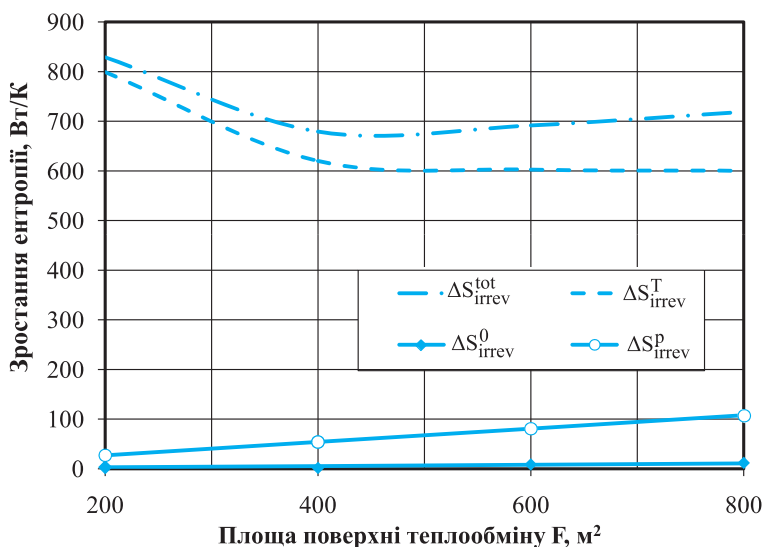


Рис. 4. К анализу роста энтропии от необратимости процессов

диссипацией механической энергии и необоротным теплообменом с окружающей средой, растут пропорционально площади. Хотя эти составляющие имеют гораздо меньше числовое значение, их влияние определяет экстремум кривой минимальному значению. $\Delta S_{irrev}^{tot} = f(F)$.

Абсолютную термодинамическую эффективность ТА, учитывая необратимости процессов, определяют безразмерные коэффициенты: *энтропийный коэффициент термодинамического несовершенства*

$$\eta_s^{imp} = \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}}; \tag{14}$$

или *энтропийный коэффициент термодинамического совершенства*

$$\eta_s^p = 1 - \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}}, \tag{15}$$

при этом $\eta_s^{imp} + \eta_s^p = 1$. (16)

Для ТА максимально возможный рост энтропии определяется по методике [2]:

$$\Delta S_{irrev}^{max} = (Q + Q_0) \left(\frac{T_{m_1} - T_0}{T_{m_1} T_0} \right) + \frac{E_1^d}{T_0} + \frac{E_2^d}{T_0}. \tag{17}$$

При анализе подогревателей в уравнениях (12) и (17) $T_{m_1} = T_{1s}$ – температура насыщения сухого насыщенного пара, а $\frac{E_1^d}{T_0} = 0$.

Эффективность работы ТА - эффективность использования потенциала теплоносителя (теплоты) нагрева с учетом диссипативных процессов в данном температурном интервале - *определяет энтропийный коэффициент эффективности ТА*

$$\eta_s = \frac{\Delta S_{irrev}^{min}}{\Delta S_{irrev}^{tot}}, \tag{18}$$

$$\Delta S_{irrev}^{min} = Q \left(\frac{T_{m_1}^{min} - T_{m_2}}{T_{m_1}^{min} T_{m_2}} \right);$$

где ΔS_{irrev}^{min} – минимальный рост энтропии от необратимости процессов в ТА, Q – действительная теплопроизводительность ТА, Вт; T_{m_2} – средняя термодинамическая температура нагреваемого теплоносителя $T_{m_1}^{min}$ – минимально возможная средняя термодинамическая температура греющего теплоносителя. Для подогревателей $T_{m_1}^{min} = T_{1s}^{min}$ (рис.5а); для теплообменников с большей массовой расходной теплоемкостью греющего теплоносителя в соответствии с уравнением (6) и рис.

5б $T_{m_1}^{min} = \frac{T_{1min}^{in} - T_{1min}^{out}}{\ln \frac{T_{1min}^{in}}{T_{1min}^{out}}}$, при этом $T_{1min}^{in} = T_2^{out}$, для теплообменников с большей массовой расходной теплоемкостью нагреваемого теплоносителя $T_{m_1}^{min}$, рассчитывается аналогично, из расчета $T_{1min}^{out} = T_2^{in}$ (рис.5в).

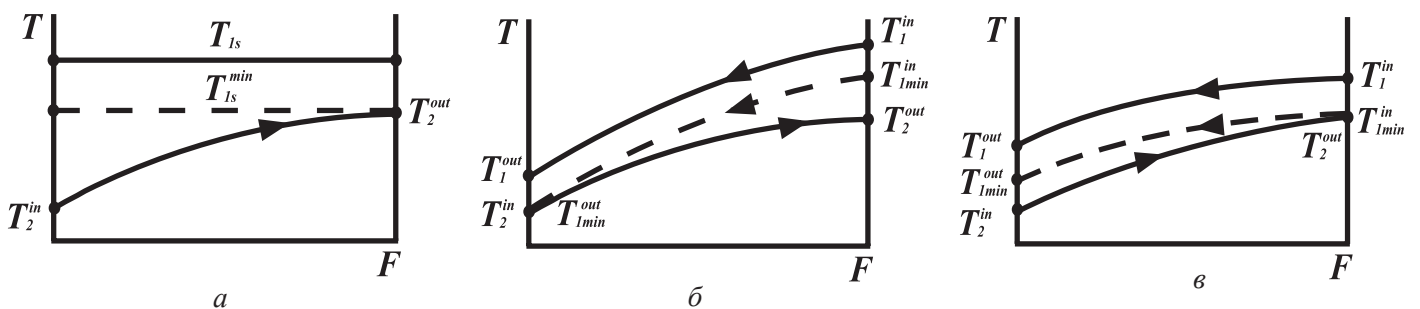


Рис. 5. К определению ΔS_{irrev}^{min} :

а - в подогревателе; б - в теплообменнике с большей массовой расходной теплоемкостью греющего теплоносителя; в - в теплообменнике с большей массовой расходной теплоемкостью нагреваемого теплоносителя

На примере предварительно рассмотренной группы нагрева был проведен сравнительный анализ предложенных энтропийного коэффициента термодинамического совершенства и энтропийного коэффициента эффективности ТА с известными критериями эффективности соответствующих методов термодинамического анализа, результаты которого показаны на рис. 6, где η_s^p – энтропийный коэффициент термодинамического совершенства; η_s – энтропийный коэффициент эффективности ТА (использование потенциала теплоты); ζ – эксергетический КПД [4]; φ – коэффициент обратимости [4]; η_c – коэффициент термодинамического совершенства системы [3]; E – энергетический коэффициент эффективности [1].

Традиционный в сахарной промышленности критерий эффективности работы ТА - E , как и ожидалось, с увеличением F при постоянном коэффициенте теплопередачи k растет, постепенно приближаясь к отметке 100 %, причем темп роста постоянно падает. Такой коэффициент условно назовем

локальным, поскольку он характеризует исключительно эффективность использования потенциала (температуры) теплоносителя нагрева в ТА, не учитывая превращений механической энергии и теплообмена с окружающей средой. На практике для объективности анализа E нужно дополнять отсутствующими данными, что значительно усложняет анализ [1].

Недостатки E компенсирует η_s . С учетом в одной плоскости всех видов энергетических превращений в ТА энтропийный коэффициент эффективности имеет хорошую динамику и экстремум, который отвечает термодинамически оптимальной площади поверхности теплообмена. Знаменатель коэффициента (18) численно характеризует общую необратимость процессов в ТА, а числитель - необратимость процессов при условиях выполнения аппаратом технологической функции при минимальной разнице температур между теплоносителями, отсутствия диссипации механической энергии в каждой из подсистем и отсутствия теплообмена с окружающей средой. Но, как и предыдущий коэффициент, η_s имеет локальный характер, поскольку характеризует ТА в заданном температурном диапазоне.

Коэффициенты φ и η_c , которые принадлежат соответственно эксергетическому и циклическому

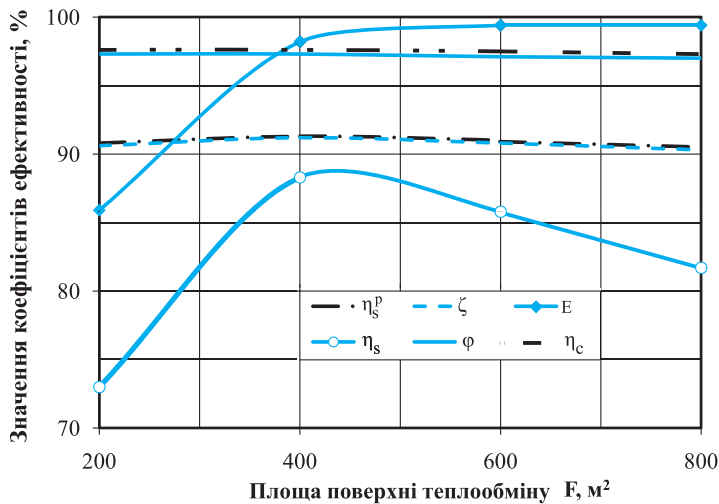


Рис. 6. Сравнительный анализ коэффициентов эффективности

энтропийному методам, демонстрируют схожие результаты, что еще раз подтверждает идеи (тезисы), приведенные в работе [2], где обоснована условность разделения двух методов и некорректность применения циклического подхода к анализу (ТС).

Эксергетичний КПД ζ и энтропийний коефіцієнт термодинамічного совершенства η_s^p теж мають ідентичну динаміку. Это объясняется общим фундаментом двух коэффициентов - ростом энтропии от необратимости процессов в ТА, что в случае ζ проявляется в неявной форме через эксергетические потери. Целесообразность применения того или другого коэффициента детально рассматривалась в труде [2].

На рис.6 наблюдаем незначительную динамику η_{sp} во всем интервале изменения площади поверхности теплообмена. На первый взгляд, такой результат наталкивает на мнение о неинформативности коэффициента. Однако, если распространить термодинамический анализ на систему из нескольких ТА, то в таком случае методика складывания энергетического и энтропийного балансов аналогична предыдущей при условии ограничения границей системы всех аппаратов и учитывания входных и исходных потоков, которые пересекают границу (рис. 7). Для этого удобно пользоваться уравнениями (4) и (11), обобщенными на все контрольное пространство:

$$\sum_{in} m_k h_k + \sum E_l^d = \sum_{out} m_i h_i + \sum Q_{0j} \quad (19)$$

$$\text{и} \quad \sum \Delta S_{irrev}^{tot} = \sum_{out} m_i s_i - \sum_{in} m_k s_k + \sum \frac{Q_{0j}}{T_0} \quad (20)$$

где j - соответствующий элемент сложной ТС, $j=1...n..$

Также, учитывая аддитивность энтропии, общее её возрастание в системе, изображенной на рис. 7, можно будет определить как сумму возрастаний энтропий в каждом из аппаратов:

$$\sum \Delta S_{irrev}^{tot} = \sum_{j=1}^n \Delta S_{irrev j}^{tot} \quad (21)$$

Влияние на эффективность сложной ТС (рис.7) отдельных ТА определяется с помощью относительного коэффициента необратимости:

$$\omega_j = \frac{\Delta S_{irrev y}^{tot}}{\sum_{j=1}^n \Delta S_{irrev j}^{tot}} \quad (22)$$

Так, для группы нагрева, который анализируется (рассматривается), из четырех ПДС-10-200 относительный коэффициент необратимости имеет такие значения: $\omega_1=83,4 \%$, $\omega_2=6,54 \%$, $\omega_3=5,02 \%$, $\omega_4=5 \%$. В данном случае определяющей является начальная необратимость в первом аппарате, который имеет наибольшую среди других разницу температур между теплоносителями. Дальнейшее повышение температуры нагреваемого теплоносителя которое достигается привлечением дополнительных ТА, не приводит к компенсации начальной (основной) необратимости, а влияет на область значительно меньшей необратимости (см. рис. 4). На определенном этапе это влияние совсем нивелируется

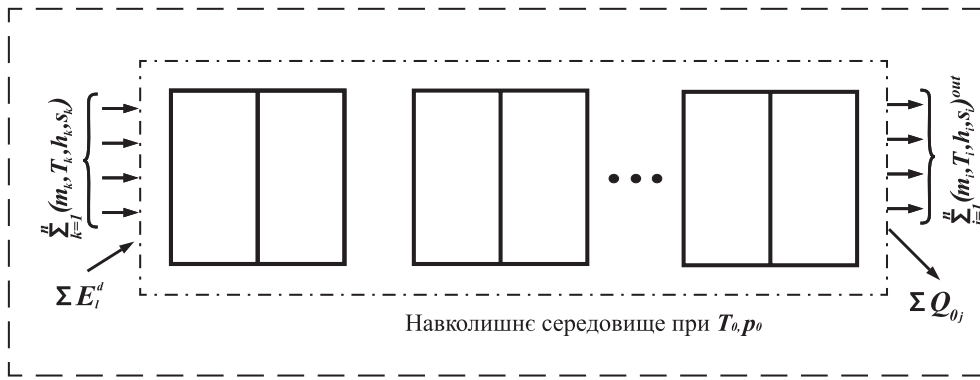


Рис. 7. Условная составная ТС з n теплообменников

пропорциональним збільшенням енергії дисипації і теплового потоку к оточуючій середі, внаслідок чого спостерігаємо помітний екстремум кривої $\eta_s^p = f(F)$ в області термодинамічно оптимальної площі поверхності теплообміну і зворотню динаміку коефіцієнта. Следователно цей приклад наглядно демонструє

фізическе вміщення коефіцієнта, примененого к аналізу іменно ТА. Іспользує в качестве бази сравнения рост энтропии при максимально возможной трансформации энергии, эффективность ТА определяют необратимостью процессов в аппарате как элементе общей системы последовательного превращения энергии от начального состояния к состоянию термодинамического равновесия с окружающей средой. По содержанию η_s^p имеет глобальный характер, что и объясняет незначительную динамику.

В этом смысле глобальный подход к анализу эффективности ТА имеет ряд преимуществ над локальным, поскольку дает возможность объективно сравнивать не только разные за конструкцией ТА, но и, рассчитывая их абсолютное термодинамическое совершенство, сопоставлять с другими энергетическими системами и определять системные мероприятия, направленные на повышение их эффективности. Это важно для анализа ТА в структуре ТТК. Объясним на примере подогревателей.

Повышение температуры нагреваемого теплоносителя к температуре теплоносителя (рис. 8, а) (положено в основу методики локального коэффициента E) или применения греющего теплоносителя с конечной температурой нагреваемого теплоносителя (рис. 5, а), (положено в основу методики локального коэффициента η_s), приводит к уменьшению необратимости теплообмена как основному источнику необратимости, но является недостаточным условием достижения максимальной термодинамической эффективности ТА, ведь оба гипотетических варианта необоротные. Из содержания η_s^p вытекает, что в случае подогревателей приближение теплообмена к обратному возможно лишь при $n \rightarrow \infty$; степенного нагрева (рис. 8б). Реальное же количество степеней ограничивается пропорциональным увеличением энергии диссипации и теплового потока к окружающей среде и является результатом решения оптимизационной задачи, целевая функция которой – $\eta_s^p(n) \rightarrow \max$.

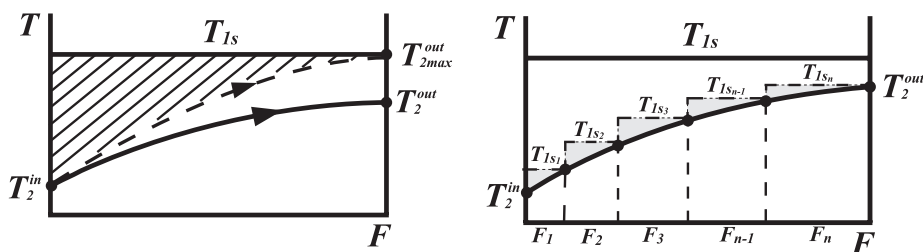


Рис. 8. К объяснению мероприятий из повышения термодинамической эффективности теплообмена в ТА

Рассмотрим детальнее особенности использования предложенных коэффициентов на примере анализа подогревателей первой группы нагревания сока перед выпарной установкой сахарного завода производительностью 6000 тонн переработки свеклы в сутки при внедрении мероприятий по повышению их эффективности. Параметры работы группы нагрева: затрата сока 118% к м.б., температура сока перед подогревателем 87 °С; температура насыщения греющей пары - 107 °С.

1. Увеличение площади поверхности теплообмена F при постоянном значении k. Проведен расчет и анализ эффективности групп нагревания, которые состоят из одного, двух, трех последовательно включенных десятиходовых подогревателей сока $F = 300 \text{ м}^2$ каждый (ПДС-10-300), скорость движения сока в трубках которых составляет $v = 1,38 \text{ м/с}$ (накипообразованием пренебрегли). На рис. 9 и 10 показана динамика изменения коэффициентов с увеличением F при постоянном k. Как и ожидалось, с ростом F оба коэффициента увеличиваются до некоторого максимального значения, что обусловлено определяющим влиянием на общую необратимость уменьшения необратимости теплообмена. Дальше общий учет пропорционального увеличения потерь давления в проточной части аппаратов и теплового потока от поверхности изоляции изменяет динамику коэффициентов на противоположную. Причем, хотя диапазон изменения коэффициентов разный, максимум кривой каждого из них отвечает одинаковой площади поверхности теплообмена.

АНАЛИЗ ГРУПП НАГРЕВА ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ η_s^p И η_s

¹На думку авторів термодинамічно об'єктивний коефіцієнт ефективності ТС – ентропійний коефіцієнт термодинамічної досконалості η_s^p .

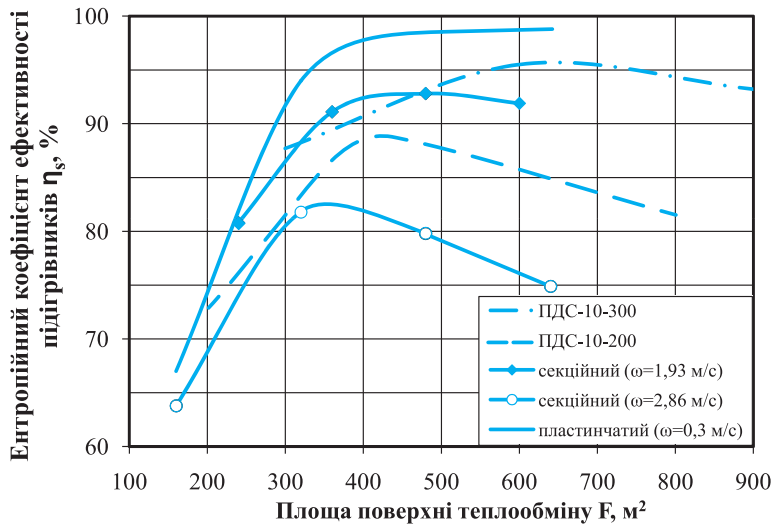


Рис.9. Залежність ентропійного коефіцієнта термодинамічної досконалості групи нагріву підігрівників від площі поверхні теплообміну

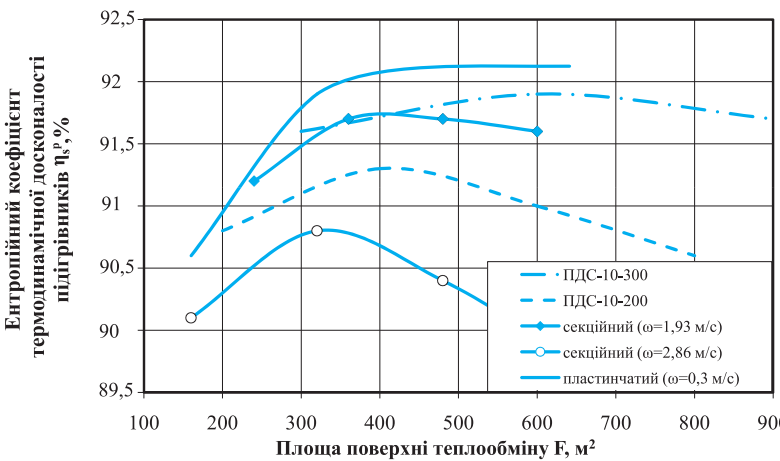


Рис.10. Зависимость энтропийного коэффициента эффективности группы нагрева подогревателей от площади поверхности теплообмена

скорость движения сока в каналах которого составляла $v = 0,3$ м/с. На рис. 9 показана динамика изменения энтропийного коэффициента термодинамического совершенства группы нагревания, а на рис.10 – динамика изменения энтропийного коэффициента эффективности группы нагрева с увеличением F при постоянном k . В обоих случаях пластинчатый подогреватель обеспечивает значительно больше эффективности при значительно меньшей площади поверхности теплообмена.

Выводы

Предложенная методика термодинамического анализа предусматривает научно обоснованный системный подход как к сравнительному анализу ТА разной конструкции, что, очевидно, удобно делать с помощью энтропийного коэффициента эффективности, так и к определению их термодинамического совершенства в пределах ТТК. Последнее достигается использованием энтропийного коэффициента термодинамического совершенства и дает возможность анализировать разные теплообменные системы с целью определения уровня их влияния на общую энергетическую эффективность ТТК.

Список використаних джерел

1. Василенко С.М. Аналіз ефективності теплообмінників та підігрівників у структурі теплотехнічного комплексу цукрового виробництва [Текст] / С. М. Василенко, С.М. Самійленко та ін. // Цукор України. – 2011. – № 2. – С. 27 – 32.
2. Самійленко С.М. Методологічні засади термодинамічного аналізу теплообмінних систем цукрового виробництва [Текст] / С.М. Самійленко, С. М. Василенко та ін.// Цукор України. – 2011. – № 2. – С. 27 – 32.
3. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических систем [Текст] / Д. П. Гохштейн. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.
4. Кименов Г. Рациональное использование топлива и энергии в пищевой промышленности [Текст]/ Пер. с болг. / Г. Кименов:– М.: Агропромиздат, 1990. – 167 с.

2. Увеличение коэффициента теплопередачи k.

2.1. В подогревателях с гидравлически гладкими трубами (каналами) – увеличение скорости движения жидкости.

2.1.1. Проведен расчет и анализ эффективности групп нагрева, которые состоят из одного, двух, трех и четырех последовательно включенных десятиходовых подогревателей сока из $F=200$ м² каждого (ПДС-10-200), скорость движения сока в трубках которых составляла $v=2,08$ м/с. Результаты, показанные на рис. 9 и 10, свидетельствуют, что значения коэффициентов меньше полученных в предыдущем случае для всего диапазона изменения F , но динамика их изменения больше (зависит от скорости), особенно это демонстрирует η_s (рис.10). В то же время экстремум выражен четче и смещен влево.

2.1.2. Подобный результат получен для секционных подогревателей из последовательно включенных секций, по 42 трубки диаметром 30/33 мм и длиной 5,2 м, скорость движения сока в трубках которых представляла $v = 1,93$ м/с, а также секционных подогревателей со скоростью сока $v = 2,86$ м/с. Из рисунков видно, что увеличение скорости движения теплоносителя приводит к уменьшению как термодинамического совершенства ТА (см. рис. 9), так и его эффективности работы (рис. 10).

2.2. Применение подогревателей с интенсификацией теплообмена. Проведен расчет и анализ эффективности группы нагрева, которая состоит из пластинчатого подогревателя,