

УДК 621.59.01(075.8)

Доц. В.Й. Лабай, канд. техн. наук;
проф. Я.М. Ханік, д-р техн. наук – НУ "Львівська політехніка"**ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ТА ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ БАЛАНСИ
БАРАБАННОЇ СУШАРКИ ДЛЯ ЦУКРУ-ПІСКУ**

Описано методику енергетичного та ексергетичного аналізів роботи барабанної сушарки. Розрахунки для процесу сушіння цукру-піску показали, що енергетична ефективність становить 14,3 %, а ексергетична – 3,4 %. Запропоновано для підвищення ефективності роботи сушарки встановити оптимальне співвідношення між сушильним та охолоджувальним агентами.

Ключові слова: енергія, ексергія, баланс, барабанна сушарка, ефективність.

*Doc. V.Yo. Labay; prof. Ya.M. Hanyk – NU "Lvivs'ka Politekhnik"***Energetic and exergetic balances of drum drier for granulated sugar**

The method of energetic and exergetic analyses of the drum drier work was described. Calculations, that carried out for dry process of granulated sugar, have demonstrated, that the energetic efficiency equals 14,3 % and the exergetic efficiency – 3,4 %. It was proposed to define optimal correlation between drying and cooling substances for increasing of the drum drier work efficiency.

Keywords: energy, exergy, balance, drum drier, efficiency.

Зменшення витрат енергії, споживаної сушильними установками, диктує необхідність їх оптимізації, що найповніше може бути досягнуто методом ексергетичного аналізу, який враховує не тільки кількість, але й якість затраченої енергії [1, 2].

Авторами виконаний аналіз роботи барабанної сушильно-охолоджувальної установки польського виробництва за ліцензією фірми "Dunford-Elliott" (Англія) для сушіння цукру-піску, схема якої наведена на рис. 1. Експерименти проведені на Луцькому цукровому заводі в теплий період року. В результаті отримано такі вхідні дані: кількість висушеного продукту $G_2 = 7,64 \text{ кг/с} = 27504 \text{ кг/год. (660 т/добу)}$; початкова вологість матеріалу (на загальну масу) $w_1 = 1,55 \%$, кінцева – $w_2 = 0,041 \%$; початкова температура цукру $T_{m1} - 273 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$, кінцева – $T_{m2} - 273 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$; витрата сушильного агента $L_{c.a} = 20255 \text{ кг/год.}$, витрата охолоджувального агента $L_{ox.a} = 48704 \text{ кг/год.}$ Параметри повітря за сухим і мокрим термометрами у відповідних перерізах установки зведені у табл. 1.

На підставі отриманих експериментальних даних виконано матеріальний, тепловий та ексергетичний баланси барабанної сушильно-охолоджувальної установки.

На підставі матеріального балансу за всім висушуваним матеріалом визначаємо кількість випаруваної води [3]:

$$W = G_2 \cdot \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1} = 0,117 \approx 0,12 \text{ кг/с} = 432 \text{ кг/год.} \quad (1)$$

Перевіряємо знайдену кількість випаруваної води складанням матеріального балансу за водою:

$$W = L_{\text{сум}} \cdot x_5 - L_{\text{с.а}} \cdot x_1 - L_{\text{ох.а}} \cdot x_0 = 0,119 \approx 0,12 \text{ кг/с} = 432 \text{ кг/год.}, \quad (2)$$

де x_0 , x_1 і x_5 – вологовміст повітря у відповідних точках процесу (див. рис. 2), кг/кг.

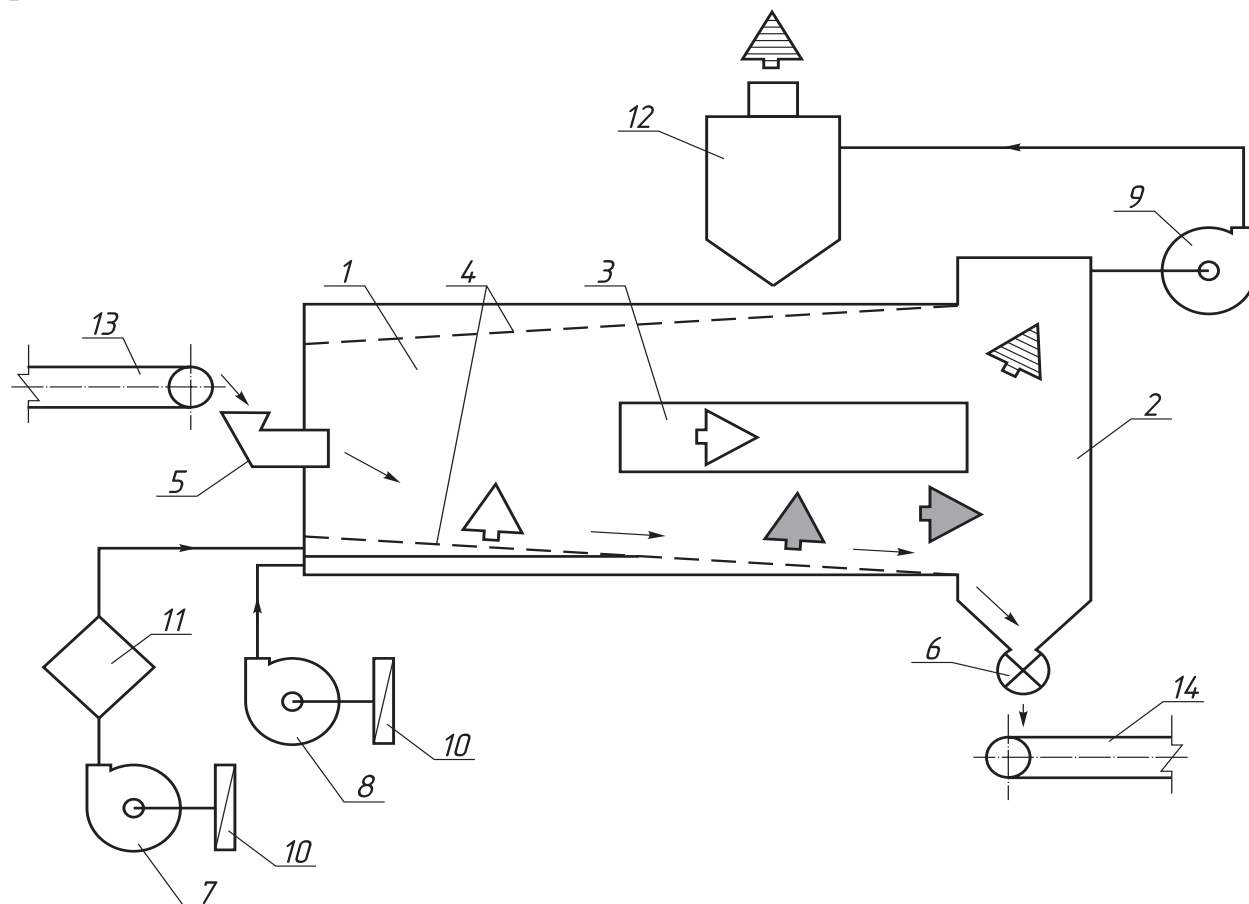


Рис. 1. Схема барабанної сушильно-охолоджувальної установки для цукру-ніску польського виробництва (за ліцензією фірми "Dunford-Elliott"): 1 – сушильно-охолоджувальний барабан; 2 – розвантажувальна камера; 3 – витяжний патрубок відпрацьованого сушильного агента; 4 – жалюзі барабану; 5 – вузол завантаження вологого цукру; 6 – вузол розвантаження сухого цукру; 7 – вентилятор сушильного агента; 8 – вентилятор охолоджувального агента; 9 – витяжний вентилятор суміші відпрацьованого повітря; 10 – фільтр комірковий; 11 – калориферна секція; 12 – промивний циклон відпрацьованого повітря; 13 – транспортер вологого цукру; 14 – транспортер сухого цукру

Табл. 1. Параметри повітря у відповідних перерізах установки

Температура повітря, °С	Переріз установки					
	на вході у калорифер	на виході з калорифера	на виході з сушильної секції	на вході в охолоджувальну секцію	на виході з охолоджувальної секції	на виході з установки
за сухим термометром, t_c	37	91	50	25	37	41
за мокрим термометром, t_m	25	35,8	37	23,4	22,3	27

Рівняння балансу потоків теплової енергії має вигляд:

$$Q_{\text{вх}} = Q_{\text{вих}} = 7349491 \text{ кДж/год.} \approx 2042 \text{ кВт}; \quad (3)$$

$$Q_{c.a1} + Q_{ox.a0} + Q_{кал} + Q_{м1} = Q_{c.a3} + Q_{ox.a4} + Q_{м2} + Q_{втр}, \quad (4)$$

де $Q_{вх}$ і $Q_{вих}$ – відповідно потік теплоти, який внесений в установку і винесений з неї.

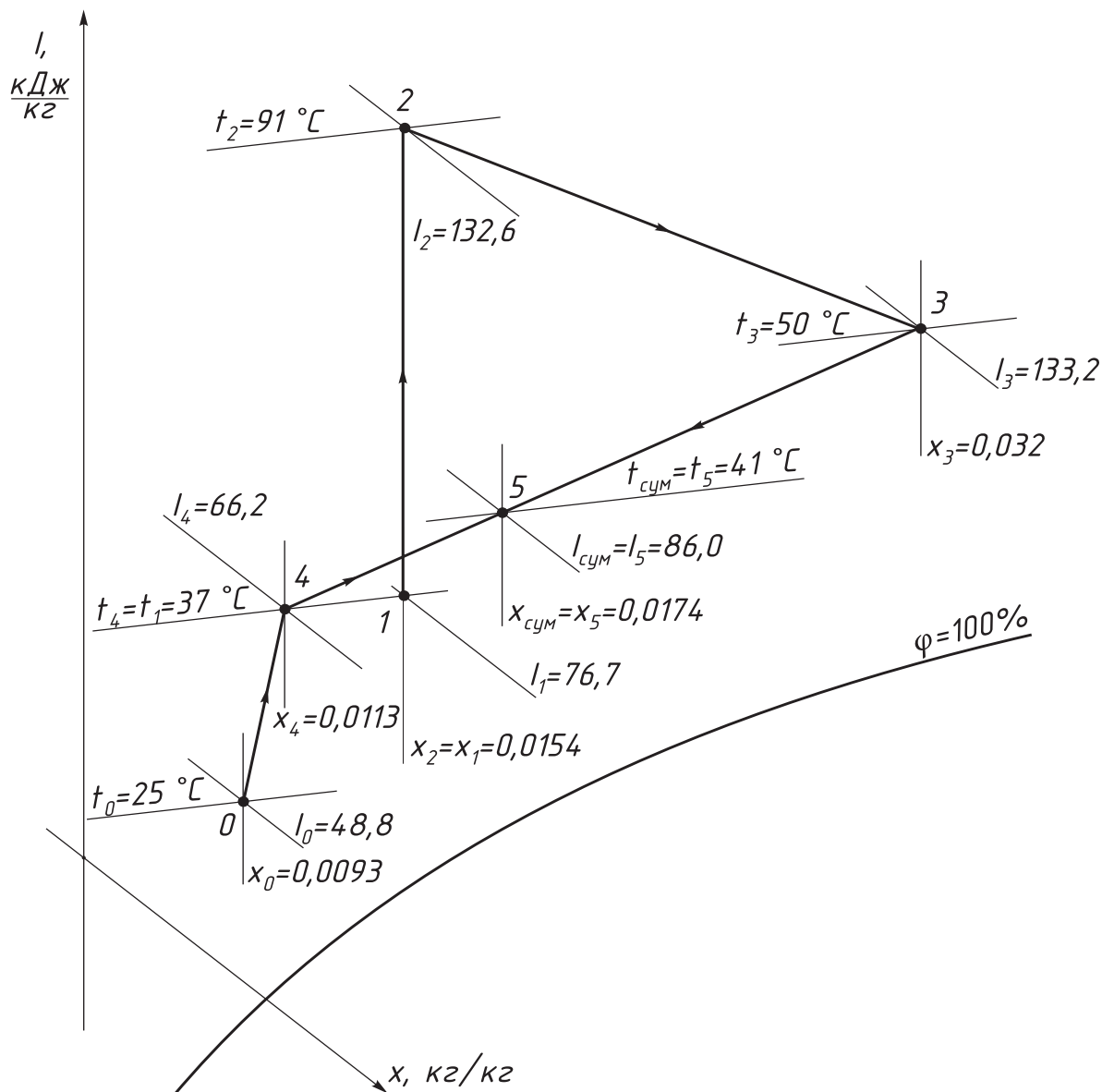


Рис. 2. Зображення процесів, які відбуваються в барабанній сушильно-охолоджувальній установці, на I - x – діаграмі: 1-2 – нагрівання сушильного агента в калорифері; 2-3 – процес сушіння в сушильній секції барабану; 0-4 – процес сушіння в охолоджувальній секції барабану; 3-4 – процес змішування сушильного і охолоджувального агентів (точка 5 відповідає стану суміші)

Складові балансу теплової енергії визначались за такими виразами [3].
Надходження потоку теплоти з сушильним агентом до калорифера:

$$Q_{c.a1} = L_{c.a} \cdot I_1 = 1553559 \text{ кДж/год.} \approx 432 \text{ кВт}, \quad (5)$$

де I_1 – питома ентальпія сушильного агента до калорифера.

Надходження потоку теплоти з охолоджувальним агентом:

$$Q_{ox.a0} = L_{ox.a} \cdot I_0 = 2376755 \text{ кДж/год.} \approx 660 \text{ кВт}, \quad (6)$$

де I_0 – початкова питома ентальпія охолоджувального агента.

Потік теплоти, отриманий сушильним агентом у калорифері:

$$Q_{\text{кал}} = L_{\text{с.а}} \cdot (I_2 - I_1) = 1132255 \text{ кДж/год.} \approx 315 \text{ кВт}, \quad (7)$$

де I_2 – питома ентальпія сушильного агента після калорифера.

Надходження потоку теплоти з матеріалом:

$$Q_{\text{м1}} = G_2 \cdot c_{\text{м1}} \cdot (T_{\text{м1}} - 273) + W \cdot c_{\text{в}} \cdot (T_{\text{м1}} - 273) = 2286922 \text{ кДж/год.} \approx 635 \text{ кВт}, \quad (8)$$

де $c_{\text{м1}}$ і $c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/(кг·К)}$ – відповідно питома теплоємність продукту до сушіння і води.

Питома теплоємність продукту до сушіння визначалась за такою формулою [1]:

$$c_{\text{м1}} = [c_{\text{в}} \cdot w_1 + c_{\text{с.м2}} \cdot (100 - w_1)] / 100 \approx 1,32 \text{ кДж/(кг·К)}, \quad (9)$$

де $c_{\text{с.м2}} = 1,27 \text{ кДж/(кг·К)}$ – питома теплоємність абсолютно сухого цукру в кінці процесу сушіння [4].

Втрати потоку теплоти з відпрацьованим сушильним агентом:

$$Q_{\text{с.а3}} = L_{\text{с.а}} \cdot I_3 = 2697966 \text{ кДж/год.} \approx 749 \text{ кВт}, \quad (10)$$

де I_3 – питома ентальпія сушильного агента в кінці процесу сушіння.

Втрати потоку теплоти з відпрацьованим охолоджувальним агентом:

$$Q_{\text{ох.а4}} = L_{\text{ох.а}} \cdot I_4 = 3224204 \text{ кДж/год.} \approx 896 \text{ кВт}, \quad (11)$$

де I_4 – питома ентальпія охолоджувального агента в кінці процесу охолодження.

Втрати потоку теплоти з висушеним матеріалом:

$$Q_{\text{м2}} = G_2 \cdot c_{\text{м2}} \cdot (T_{\text{м2}} - 273) = 1222553 \text{ кДж/год.} \approx 340 \text{ кВт}, \quad (12)$$

де $c_{\text{м2}}$ – питома теплоємність висушеного продукту.

Питома теплоємність висушеного продукту визначалась за такою формулою [1]

$$c_{\text{м2}} = [c_{\text{в}} \cdot w_2 + c_{\text{с.м2}} \cdot (100 - w_2)] / 100 \approx 1,27 \text{ кДж/(кг·К)}. \quad (13)$$

Втрати потоку теплоти через стінки барабану в навколишнє середовище:

$$Q_{\text{втр}} = \bar{\alpha}_3 \cdot F_6 \cdot (\bar{T}_6 - T_0) = 204768 \text{ кДж/год.} \approx 57 \text{ кВт}, \quad (14)$$

де: $\bar{\alpha}_3$ – середній коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої стінки барабану до навколишнього повітря; F_6 – площа зовнішньої поверхні тепловіддачі стінки барабану; $\bar{T}_6$ – середня температура зовнішньої поверхні барабану; T_0 – температура навколишнього середовища.

Результати розрахунків зведено в табл. 2.

Корисна витрата потоку теплоти, тобто потік теплоти на випаровування води з матеріалу [1]:

$$Q_{\text{кор}} = Q_{\text{вип}} = W \cdot r = 1050797 \text{ кДж/год.} \approx 292 \text{ кВт}, \quad (15)$$

де $r = 2432,4 \text{ кДж/кг}$ – питома теплота пароутворення за $t_{\text{м}} = 27^\circ\text{C}$.

Табл. 2. Тепловий (енергетичний) баланс сушильно-охолоджувальної установки

Надходження теплоти	кДж кг вологи	%	Втрата теплоти	кДж кг вологи	%
1. З сушильним агентом до калорифера	3596,2	21,2	1. З відпрацьованим сушильним агентом	6245,3	36,7
2. З охолоджувальним агентом	5501,7	32,3	2. З відпрацьованим охолоджувальним агентом	7463,4	43,9
3. В основному (зовнішньому) калорифері	2621,0	15,4	3. З висушеним матеріалом	2830,0	16,6
4. З матеріалом	5293,8	31,1	4. У навколишнє середовище	474,0	2,8
Всього	17012,7	100	Всього	17012,7	100

Енергетичний ККД сушарки [1]:

$$\eta_{\text{ен}} = \frac{Q_{\text{кор}}}{Q_{\text{вх}}} \cdot 100 = \frac{1050797}{7349491} \cdot 100 = 14,3\%. \quad (16)$$

Ексергетичний баланс складався для термічної ексергії, яка є сумою фізичної і хімічної ексергій. Для визначення складових ексергетичного балансу використано положення, які встановлені в [1, 2, 5]. Нехтуємо енергією сорбції і десорбції вологи в цукрі-піску. Процеси сушіння і охолодження приймаємо ізобаричними.

Питома ексергія сушильного та охолоджувального агентів у характерних перерізах установки визначалась за формулами [5]:

$$e = e_{\text{ф}} + e_{\text{х}}, \text{ кДж/кг}, \quad (17)$$

де питома фізична ексергія

$$e_{\text{ф}} = (\bar{c}_{\text{с.пов}} + x \cdot \bar{c}_{\text{п}}) \cdot \left(T - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0} \right); \quad (18)$$

де $\bar{c}_{\text{с.пов}} = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ і $\bar{c}_{\text{п}} = 1,86 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – відповідно середня питома теплоємність сухого повітря і водяної пари;

Питома хімічна ексергія

$$e_{\text{х}} = T_0 \cdot \left[(R_{\text{с.пов}} + x \cdot R_{\text{п}}) \cdot \ln \frac{0,622 + x_0}{0,622 + x} + x \cdot R_{\text{п}} \cdot \ln \frac{x}{x_0} \right]; \quad (19)$$

де $R_{\text{с.пов}} = 0,287 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ і $R_{\text{п}} = 0,462 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – відповідно газова стала сухого повітря і водяної пари.

Рівняння балансу потоків ексергії:

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{вих}} = 211148 \text{ кДж/год.} \approx 58,65 \text{ кВт}; \quad (20)$$

$$E_{\text{с.а}} + \Delta E_{\text{кал}} + \Delta E_{\text{м1}} = \Delta E_{\text{суш}} + \Delta E_{\text{охол}} + \Delta E_{\text{сум}} + E_{\text{сум}} + \Delta E_{\text{м2}} + \Delta E_{\text{незв}}, \quad (21)$$

де $E_{\text{вх}}$ і $E_{\text{вих}}$ – відповідно потік ексергії, який внесений в установку і винесений з неї.

Складові ексергетичного балансу визначались за такими залежностями [1, 2]. Надходження потоку ексергії з сушильним агентом до калорифера:

$$E_{c.a} = L_{c.a} \cdot e_1 = 9755 \text{ кДж/год.} \approx 2,71 \text{ кВт}, \quad (23)$$

де $e_1 = 0,4816 \text{ кДж/кг}$ – питома ексергія сушильного агента до калорифера.

Надходження потоку ексергії в основному (зовнішньому) калорифері:

$$\Delta E_{\text{кал}} = L_{c.a} \cdot (e_2 - e_1) = 128692 \text{ кДж/год.} \approx 35,75 \text{ кВт}, \quad (24)$$

де $e_2 = 6,8352 \text{ кДж/кг}$ – питома ексергія сушильного агента після калорифера.

Надходження потоку ексергії з матеріалом:

$$\begin{aligned} \Delta E_{M1} &= G_2 \cdot c_{M1} \cdot \left(T_{M1} - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T_{M1}}{T_0} \right) + W \cdot c_B \cdot \left(T_{M1} - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T_{M1}}{T_0} \right) = \\ &= 72701 \text{ кДж/год.} \approx 20,20 \text{ кВт}. \end{aligned} \quad (25)$$

Втрати потоку ексергії в сушильній секції установки:

$$\Delta E_{\text{суш}} = L_{c.a} \cdot (e_2 - e_3) = 71152 \text{ кДж/год.} \approx 19,77 \text{ кВт}, \quad (26)$$

де $e_3 = 3,3224 \text{ кДж/кг}$ – питома ексергія сушильного агента на виході з сушильної секції.

Втрати потоку ексергії в охолоджувальній секції установки:

$$\Delta E_{\text{охол}} = L_{\text{ох.а}} \cdot (e_4 - e_0) = 13209 \text{ кДж/год.} \approx 3,67 \text{ кВт}, \quad (27)$$

де $e_0 = 0 \text{ кДж/кг}$ і $e_4 = 0,2712 \text{ кДж/кг}$ – відповідно питома ексергія охолоджувального агента до і після охолоджувальної секції.

Втрати потоку ексергії під час змішування сушильного та охолоджувального агентів:

$$\Delta E_{\text{сум}} = L_{c.a} \cdot e_3 + L_{\text{ох.а}} \cdot e_4 - L_{\text{сум}} \cdot e_5 = 26178 \text{ кДж/год.} \approx 7,27 \text{ кВт}, \quad (28)$$

де $e_5 = 0,7878 \text{ кДж/кг}$ – питома ексергія суміші сушильного та охолоджувального агентів на виході з установки.

Втрати потоку ексергії з сумішшю сушильного та охолоджувального агентів на виході з установки:

$$E_{\text{сум}} = L_{\text{сум}} \cdot e_5 = 54326 \text{ кДж/год.} \approx 15,09 \text{ кВт}. \quad (29)$$

Втрати потоку ексергії з матеріалом:

$$\Delta E_{M2} = G_2 \cdot c_{M2} \cdot \left(T_{M2} - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T_{M2}}{T_0} \right) = 5733 \text{ кДж/год.} \approx 1,59 \text{ кВт}. \quad (30)$$

Втрати потоку ексергії на незворотність процесів тепло- і масоперенесення $\Delta E_{\text{незв}} = 40550 \text{ кДж/год.} \approx 11,26 \text{ кВт}$ визначали з рівняння ексергетичного балансу (21).

Результати розрахунків зведено в табл. 3.

Корисна витрата ексергії, тобто ексергія насиченої пари (у випадку, коли волога загалом вільна) [1, 2]:

$$\begin{aligned} E_{\text{кор}} &= \Delta E_{\text{вип}} = W \cdot \Delta e_{\text{вол.вип}} = W \cdot [i_{\text{п}} - i_{\text{вол}} - T_0 \cdot (s_{\text{п}} - s_{\text{вол}})] = \\ &= 7208 \text{ кДж/год.} \approx 2,0 \text{ кВт}. \end{aligned} \quad (31)$$

де: $i_{\Pi} = 2552,0$ кДж/кг і $s_{\Pi} = 8,5225$ кДж/(кг·К) – відповідно ентальпія та ентропія насиченої пари за температури $t_{\text{м}} = 27$ °С; $i_{\text{вол}} = 113,2$ кДж/кг і $s_{\text{вол}} = 0,3946$ кДж/(кг·К) – відповідно ентальпія та ентропія вологи за температури $t_{\text{м}} = 27$ °С; $\Delta e_{\text{вол.вип}} = 16,686$ кДж/кг – кількість ексергії витрачено на випаровування 1 кг вологи.

Табл. 3. Ексергетичний баланс сушильно-охолоджувальної установки

Надходження ексергії	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг вологи}}$	%	Втрата ексергії	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг вологи}}$	%
1. З сушильним агентом до калорифера	22,6	4,6	1. У сушильній секції установки	164,7	33,7
2. В основному (зовнішньому) калорифері	297,9	61,0	2. У охолоджувальній секції установки	30,6	6,3
3. З матеріалом	168,3	34,4	3. Під час змішування сушильного та охолоджувального агентів	60,6	12,4
			4. З сумішшю відпрацьованих сушильного та охолоджувального агентів	125,8	25,7
			5. З висушеним матеріалом	13,3	2,7
			6. На незворотність процесів тепло- і масоперенесення	93,8	19,2
Всього	488,8	100	Всього	488,8	100

Ексергетичний ККД сушарки [1]:

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_{\text{кор}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100 = \frac{7208}{211148} \cdot 100 = 3,4\%. \quad (32)$$

Аналіз наведених даних показує, що найбільші витрати ексергії відбуваються в сушильній секції установки 33,7 %. З теплового балансу видно, що тепла енергія загалом (97,2 %) витрачається з сумішшю відпрацьованих агентів і матеріалом. Водночас ексергетичним балансом встановлено, що ексергетична цінність суміші відпрацьованих агентів становить 25,7 %.

На підставі ексергетичного аналізу сушильно-охолоджувальної установки для цукру-піску запропоновано для підвищення ефективності її роботи встановити оптимальне співвідношення між сушильним та охолоджувальним агентами і використати на початковій стадії сушіння суміш відпрацьованих агентів.

Література

1. Гинзбург А.С. Расчет и проектирование сушильных установок пищевой промышленности. – М.: Агропромиздат, 1985. – 336 с.
2. Сажин Б.С. Основы техники сушки. – М.: Химия, 1984. – 320 с.
3. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1971. – 784 с.
4. Заборсин А.Ф., Милютенко Б.Ф., Шевцов Д.С. Сушильно-охладительные установки для сахара-песка в псевдоожиженном слое. Обзор ЦНИИТЭИпищепром. – М.: Химия, 1972. – 76 с.
5. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. Перевод с польского под ред. В.М. Бродянского. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.