

Теплица, вакуумный гелиоколлектор, теплоснабжение, термическое сопротивление, энергоэффективность, коэффициент замещения тепловой нагрузки, штора.

Results of development of the system of hotbrining of hothouses with using of vacuum geliocollector and results of investigation of their energy efficiency with using of heatcover screens for the combined aquatic and sunny heating are considered. Economic effect of applying results in industry is certain/ It is a coefficient of substitution warm loading.

Hothouse, vacuum geliocollector, hotbrining, thermal resistance, energy efficiency, coefficient of substitution warm loading, blind.

УДК 674.047

ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ АТМОСФЕРНОЇ СУШИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

**О.В. Шеліманова, кандидат технічних наук
А.О. Гур'єва, студентка магістратури**

Визначено основні показники роботи атмосферної сушильної установки, зокрема час підсушування матеріалу до заданого кінцевого вологовмісту.

Вільна конвекція, тепловий баланс сушарки, швидкість сушіння, час підсушування матеріалу.

Серед найбільш енергоємних процесів сучасного виробництва особливо вирізняється процес тепловологісної обробки, який супроводжується тепло- масообміном зовнішнього середовища з матеріалом, що сушиться [1].

Висока вологість відходів тваринницьких та птахівничих господарств (45–80 %) є основною перешкодою для використання цього палива в енергетичних цілях [3]. Розробка нових високоефективних технологій сушіння таких матеріалів сприяла б кращій реалізації потенціалу біомаси і, в результаті, зменшенню залежності економіки України від імпортованого російського газу.

Основним шляхом зменшення часу сушіння та підвищення ефективності цього процесу є застосування альтернативних методів, зокрема використання природної конвекції в сушарках атмосферного типу.

Мета досліджень – визначення основних показників ефективності роботи атмосферної сушильної установки в кліматичних умовах України.

Матеріали та методика досліджень. Методика визначення теплонадходжень від сонячної радіації в атмосферній сушарці, в якості

якої використовується односкатна теплиця, була розроблена в дослідженні [4].

Підведений до поверхні матеріалу в сушарці радіаційний потік теплоти витрачається на випаровування води, нагрів повітря в сушильному каналі та скляного шару огорожі. Тепло та масовіддача від матеріалу до повітря в сушарці може здійснюватись як природною, так і вимушеною конвекцією.

Коефіцієнт тепло- та масовіддачі в умовах природної конвекції розраховується за формулами А. В. Нестеренка [2]:

– при $\langle \text{Pr Ar} \rangle = 3 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^8$ теплообмінне число Нусельта

$$Nu_{\alpha} = 4,0 \cdot (\text{Pr Ar})^{0,108}; \quad (1)$$

– при $\langle \text{Pr Ar} \rangle = 1 \cdot 10^4 - 2 \cdot 10^8$ масообмінне число Нусельта

$$Nu_{\beta} = 0,6650(\text{Pr}_D \text{Ar})^{0,248}, \quad (2)$$

де Ar – число Архімеда; $\text{Pr} = 0,73$ – число Прандтля для повітря; $\text{Pr}_D = 0,75$ – дифузійне число Прандтля для переносу пари в інертному газі.

Теплофізичні характеристики у всіх безрозмірних числах визначаються за середньою температурою граничного шару.

Об'єм повітря в каналі значно обмежений, тому тепло- та масовіддача буде відбуватися при вимушеному русі повітря на вході в сушарку та виході з неї. Оскільки сушильний канал являє собою короткий дифузор з кутом розкриття 60° , то процес тепло- і масовіддачі розглядається як при поздовжньому обтіканні пластини з середньою швидкістю в дифузорі. Розрахункові формули в цьому випадку мають вигляд [2]:

при ламінарному обтіканні пластини довжиною l ($\text{Re}_l < 2 \cdot 10^5$):

$$Nu_{\alpha} = 0,664 \text{Re}_l^{0,5} \text{Pr}^{0,333}; \quad (3)$$

$$Nu_{\beta} = 0,664 \text{Re}_l^{0,5} \text{Pr}_D^{0,333}; \quad (4)$$

при турбулентному граничному шарі ($\text{Re}_l > 3 \cdot 10^5$):

$$Nu_{\alpha} = 0,02325 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}^{0,333}; \quad (5)$$

$$Nu_{\beta} = 0,02325 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_D^{0,333}. \quad (6)$$

Баланс теплоти, Вт, на поверхні матеріалу в сушарці записується так:

$$Q_{p1} = Q_{12} + Q(1) + Q(2), \quad (7)$$

де $Q_{p1} = q_p F_{12}$ – радіаційний потік теплоти, що надходить на поверхню матеріалу; Q_{12} – тепловий потік радіації від матеріалу до огорожі; $Q(1) = \alpha_1 (t_{w1} - t_1) F_1$ – потік теплоти до повітря в сушильному каналі; $Q(2) = r \beta_p (p_2 - p_1) F_1$ – теплота, що витрачається на випаровування води; t_{w1} – температура поверхні матеріалу; t_1 – середня температура

повітря в сушильному каналі; r – теплота випаровування води при температурі огороження $t = t_{w1}$; p_1 – парціальний тиск водяної пари в сушильному каналі; p_2 – тиск насиченої пари при $t = t_{w1}$.

Розрахунок проводимо методом послідовних наближень. Попередньо задаємося величиною t_{w1} і визначаємо тепловий потік радіації Q_{12} , а потім і температуру огорожі t_{w2} .

Баланс теплоти, Вт, для скляної поверхні огорожі має вигляд:

$$Q_{12} + Q_n = Q(3) + Q(4), \quad (8)$$

де $Q_n = q_n F_2$ – радіаційний потік теплоти, який поглинається огорожею; $Q(3) = \alpha_3 (t_{w2} - t_1) F_2$ – потік теплоти від огорожі до повітря в сушильному каналі; $Q(4) = \alpha_4 (t_{w2} - t_1) F_2$ – потік теплоти від огорожі в навколишнє середовище; t_2 – температура навколишнього середовища; α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від огорожі до повітря в сушильному каналі; α_4 – коефіцієнт тепловіддачі до навколишнього середовища.

Коефіцієнт тепловіддачі від огорожі в навколишнє середовище обраховуємо за формулами (10) і (12) при обтіканні пластин. За цими ж формулами визначаємо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній конвекції в сушильному каналі.

При природній конвекції в сушильному каналі коефіцієнт тепловіддачі визначаємо за формулою [2]:

$$Nu_\alpha = C (Gr Pr)^{n3}, \quad (9)$$

де значення емпіричних коефіцієнтів C та n визначаються залежно від значення комплексу $(Gr Pr)$.

Після обрахунку потоків теплоти $Q(3)$ та $Q(4)$ розраховуємо баланс теплоти сушарки:

$$\Delta Q = Q_{p1} + Q_n - Q(1) - Q(2) - Q(3) - Q(4). \quad (10)$$

Якщо $\Delta Q \neq 0$, то змінюємо значення температури поверхні матеріалу t_{w1} , яку спочатку визначали як середнє значення між мінімально можливою та максимальною величиною t_{w1} .

Розрахунок вважається завершеним, якщо $[t_{\min} - t_{\max}] \leq 0,005$.

Крім того, проводимо розрахунок кількості вологи, випареної з матеріалу:

$$M = \beta_p (p_2 - p_1),$$

а також швидкість сушіння матеріалу:

$$N = \frac{M}{\rho_m \delta_m}.$$

Час підсушування матеріалу, год, дорівнює:

$$\tau = \frac{\Delta U}{N},$$

де $\Delta U = U_0 - U_k$ – зміна вологовмісту матеріалу від початкового U_0 до кінцевого U_k .

Результати досліджень. Розглянемо процес підсушування матеріалу з густиною $\rho_m = 800 \text{ кг/м}^3$, товщиною шару $\delta_m = 0,1 \text{ м}$ та $U_0 = 3 \text{ кг вол./кг с.м.}$ при таких параметрах теплоносія: $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $d_1 = 10 \text{ г/кг с.п.}$ та вільній конвекції. В результаті розрахунку отримуємо:

- температура матеріалу $t_m = 36,6943^\circ\text{C}$;
- температура огорожі $t_{\text{огорі}} = 23,4071^\circ\text{C}$;
- кінцевий вологовміст матеріалу $U_k = 1 \text{ кг/кг}$;
- кількість випареної води $M = 0,2248 \text{ кг/м}^2 \text{ год}$;
- швидкість сушіння $N = 2,8098 \cdot 10^{-3} \text{ (кг вол./кг с. м)/м}^2 \text{ год}$.

Час підсушування матеріалу складає 711,8 год або близько 30 діб.

Оскільки із сушарки необхідно видаляти пари води, необхідна циркуляція теплоносія. Кратність повітрообміну в сушарці – це відношення кількості повітря, що подається в сушарку протягом години, до об'єму повітря в сушарці:

$$K_v = \frac{V_v}{V_c}, 1/\text{год}.$$

Об'єм повітря, що надходить у сушарку:

$$V_v = K_v V_c, \text{м}^3/\text{год},$$

кількість якого

$$\phi_v = \rho_1 V_v, \text{кг}/\text{год},$$

де ρ_1 – густина повітря у вхідному перерізі, кг/м^3 .

Швидкість повітря у вхідному перерізі сушильного каналу (на 1 м довжини сушарки) становить:

$$W_1 = \frac{k_v V_c}{3600 b_1} = 3,6667 \cdot 10^{-3}, \text{м/с}.$$

Швидкість повітря в середині перерізу дифузора дорівнює:

$$W_2 = \frac{W_1 b_1}{b_{cp}} = W_1 \cdot 0,303,$$

$$\text{де } b_{cp} = \frac{b_1 + b_2}{2} = 1,65 \text{ м}.$$

Швидкість повітря у вихідному перерізі сушарки:

$$W_3 = \frac{\rho_1 b_1}{\rho_2 b_3} W_1,$$

де ρ_2 – густина повітря на виході з сушарки, кг/м^3 .

Результати розрахунку впливу швидкості повітря у вхідному перерізі сушильного каналу W_1 на параметри атмосферної сушарки при середній температурі повітря в липні $t_1 = 20^\circ\text{C}$ подано в таблиці.

Результати розрахунку процесу сушіння при різних швидкостях повітря у вхідному перерізі сушильного каналу

Пара- метр	$W_1, \text{м/с}$					
	1,0	0,75	0,5	0,4	0,30	0,2
t_M	40,4316	42,6332	45,9030	47,7751	50,2686	53,9154
$t_{\text{сеп}}$	23,0841	23,1950	23,3044	23,4511	23,5635	23,65401
t_2	20,4858	20,6439	20,95362	21,1899	21,3588	22,36025
d_2	10,2733	10,3640	10,5451	10,6806	10,9053	11,3541
α_1	1,0816	0,9359	0,7628	0,6814	0,5888	0,4791
Q_1	65,5066	62,6401	58,1758	55,5636	53,4632	47,0539
α_2	2,6309	2,2767	0,8563	1,6588	1,4335	1,1685
Q_2	328,8507	327,5034	325,5466	324,3695	324,6952	319,8271
α_3	0,8768	0,7595	0,62018	0,5547	0,4841	0,3924
Q_3	11,4603	10,0364	8,8248	7,2879	12,3113	4,4640
α_4	3,7120	3,7121	3,7124	3,7125	3,7154	3,7128
Q_4	52,6619	54,5580	57,4052	58,9364	95,0844	62,4060
M	0,1925	0,1923	0,1920	0,1918	0,1913	0,1908
N	$2,4066 \cdot 10^{-3}$	$2,435 \cdot 10^{-3}$	$2,3936 \cdot 10^{-3}$	$2,3970 \cdot 10^{-3}$	$2,3311 \cdot 10^{-3}$	$2,3844 \cdot 10^{-3}$
$\tau, \text{год}$	831,616	832,1031	833,486	834,3708	836,4395	838,78
$\tau, \text{дїб}$	34,63	34,671	34,728	34,765	34,8516	34,95

Як видно з таблиці, зниження швидкості W_1 призводить до збільшення температури матеріалу та огорожі. Крім того, зростає температура повітря на виході з сушарки (t_2, d_2). Але час підсушування зростає незначно, що свідчить про можливість застосування способу атмосферного сушіння.

Висновки

Наведено детальний тепловий баланс сушарки атмосферного типу та визначено основні показники ефективності її роботи, зокрема час підсушування матеріалу від початкового вологовмісту $U_0 = 3 \text{ кг вол./кг с. м}$ (або відносної вологості 75 %,) до кінцевого $U_k = 1 \text{ кг вол./кг с. м}$. (або відносної вологості 12 %).

Список літератури

1. Данилов О.Л. Экономия энергии при тепловой сушке /О.Л.Данилов, Б.И.Леончик. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 136 с.
2. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление: справ. пособие / С.С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
3. Шеліманова О.В. Експериментальний стенд для дослідження кінетики сушіння гранульованого матеріалу / О.В. Шеліманова, А.О.Гур'єва// Енергетика і автоматика. – 2012. – №2. – С.79 – 82.
4. Шеліманова О.В. Дослідження процесів переносу в атмосферній сушильній установці / О.В. Шеліманова, А.О. Гур'єва// Науковий вісник НУБіП України. –2013. – № 184, ч.1. – С.228 – 233.

Определены основные показатели работы атмосферной сушильной установки, в частности, время подсушивания материала до заданного конечного влагосодержания.

Свободная конвекция, тепловой баланс сушиллки, скорость сушки, время подсушивания материала.

The basic performance's measures of the atmospheric drying set, in particular the predrying's time of the material to a predetermined final moisture content are determined.

Free convection, heat balance of drying set, drying speed, predrying's time of the material.

УДК 631.3:621.1

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ ВОДОНАПІРНОЇ БАШТИ

В.Є. Василенков, кандидат технічних наук

Є.В. Журавльов, студент магістратури

Наведено дослідження теплового режиму водонапірної башти в зимовий період. Розглянуто модернізацію конструкції водонапірної башти з використанням нагрівальних кабелів.

Система водопостачання, витрата води, башта Рожновського, тепловий режим.

Актуальність проблеми витікає із відомого факту, що діяльність, а саме життя людей і тварин неможливе без води. Люди і тварини можуть тижнями бути без їжі, а без води – тільки 2–3 дні. Тому, порушення водопроводної мережі з баштами Рожновського призводить до важких наслідків. Особливо небезпечно розмерзання цієї мережі для умов суворих зим останніх років для Київської області, коли мінімум від'ємної температури сягав максимуму $-25 - 32^{\circ}\text{C}$, для південно-східної частини нашої держави – більше -40°C . Відомо, що при зниженні температури нижче 4°C , об'єм води починає збільшуватися приблизно на 10 %, при замерзанні – тиск у замкнутому просторі сягає 250 МПа [1]. Під дією високого тиску відбувається розрив (розморожування) самих стійких трубопроводів і башт. Розморожена водяна система, як правило, не підлягає ремонту і вимагає повної заміни.

Незважаючи на те, що явища розморожування водяних систем давно відомі та добре відомі катастрофічні наслідки цих явищ, як показав літературно-патентний пошук, проблема захисту водопроводної мережі від розмерзання ще далека до свого задовільного практичного вирішення.

У сільському господарстві на різні технологічні потреби потрібна достатньо велика кількість води. Тому організація надійного безперебійного