

Висновки. 1. Розв'язок отриманої системи диференціальних рівнянь дав можливість знайти закон переміщення центра мас коренеплоду у повздовжньо-вертикальній площині при безпосередньому вилученні та час вилучення коренеплоду з ґрунту.

2. При зміні амплітуди збуруючої сили у межах 100...700 Н час вилучення коренеплоду з ґрунту змінюється в межах 0,053...0,028 с.

3. При зміні бокової рушійної сили у межах 100...700 Н час вилучення коренеплоду з ґрунту змінюється в межах 0,046...0,026 с.

Список використаних джерел

1. Василенко П.М., Погорельый Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1970. – № 2. – С. 9-13.
2. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорельый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
3. Погорельый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
4. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія вібраційного викопування коренеплодів. // Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Том XIV. – 2003. – С. 34-86.
5. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні. // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 18. – Мелітополь, 2004. – С. 8-24.
6. Булгаков В.М., Головач І.В. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні. // Вісник Харківського нац. техн. ун-ту с.-г. ім. П. Василенка: Зб. наук. пр. – Харків: ХНТУСГ, 2005. – Вип. 39. – С. 23-39.
7. І. Головач. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні. // Вісник Харківського нац. техн. ун-ту с.-г. ім. П. Василенка: зб. наук. пр. – Харків: ХНТУСГ, 2006. – Вип. 44. – Т. 2. – С. 77-100.

Аннотація. *Определен закон перемещения центра масс корнеплода при непосредственном извлечении из почвы и вычислено время извлечения корнеплода из почвы для различных значений исходных кинематических параметров выполнения технологического процесса вибрационного выкапывания корнеплодов сахарной свеклы.*

Ключевые слова: *корнеплод, вибрационный выкапывающий рабочий орган, почва, дифференциальные уравнения движения, время извлечения.*

Summary. *The law of a root crop mass center transition is defined at direct extraction from soil. Time of extraction of a root crop from soil for various values of initial kinematic parameters of execution of sugar beet root crops vibrational digging up technological process is evaluated.*

Keywords: *root crop, vibrational digging out executive device, soil, differential equations of movement, time of extraction.*

УДК 631.365.29

*М.І. Бахмат, В.І. Овчарук, доктори с.-г. наук, професори,
А.М. Божок, В.Ф. Понеділок, доценти ПДАТУ*

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ В МАЛОГАБАРИТНИХ СУШИЛЬНИХ УСТАНОВКАХ

Представлено конструктивну схему та описано роботу сушарки-водонагрівача і наведено результати її дослідження.

Ключові слова: *топка, сушильна камера, водонагрівач, теплообмінник, електронагрівач, пароповітряний клапан, димогарна труба, лоток, дефлектор, дверцята.*

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Одним із технологічних процесів, що забезпечує тривале зберігання сільськогосподарських та інших продуктів, є сушіння, що відбувається шляхом видалення з них вологи. Найбільшого поширення у сільському господарстві знайшов тепловий спосіб видалення вологи. Реалізація цього способу здійснюється в основному методом конвективного теплообміну, що характеризується безпосереднім контактом продукту з потоком нагрітого повітря або його суміші з димовими газами. За допомогою теплоти нагрітого газу волога з продукту випаровується, ним поглинається та виноситься з сушарки у вигляді водяної пари. Цей метод закладений у конструкцію майже всіх теперішніх потужних сушильних установок промислового виробництва, використовувати які в приватних переробних підприємствах, орендних і фермерських господарствах економічно не виправдано. А відсутність малогабаритних сушильних установок призводить до значних втрат врожаю або до сушіння продуктів на малоефективних сушарках власного виробництва без дотримання відповідних санітарно-гігієнічних вимог.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Для сушіння сільськогосподарських продуктів використовують малопотужні стаціонарні та пересувні конвективні сушарки, конструкції яких містять установлені на рамі сушильну камеру з лотками і дном з перфорованого листа, топку і вентилятор [1, 2]. Вони зручні завдяки можливому використанню в місцях вирощування урожаю, плодів, овочів (в полі біля комбайна, у садах, на плантаціях по вирощуванню овочів тощо), але продукти згорання спалюваного в них палива витрачаються лише на технологічний процес сушіння.

Малогабаритні, невеликої потужності, стаціонарні і пересувні сушарки (А.С. СРСР № 1606829, № 1687207, № 1762855) для сушіння фруктів, овочів, плодів, лікарських рослин та інших продуктів сільського і лісового господарства працюють на поновлюваній сонячній енергії, а в нічний час і несонячні дні – від додаткового резервного джерела традиційної електроенергії. Перша з них оснащена механізмом ручного, друга – автоматичного повороту, а третя – додатковим пристроєм автоматичного нахилу геліоколектора при орієнтації його за ходом Сонця протягом доби. У сушарках даного типу сонячна енергія повністю не використовується через непряме потрапляння і відбивання падаючих під кутом на геліоколектор сонячних променів. При цьому в них також знижується ефективність відбору теплової енергії в регенераторах.

Найбільш досконалою, з використанням поновлювальної енергії, є розроблена авторами [3] побутова сушарка з автоматичною системою слідування за ходом Сонця як протягом доби, так і протягом першого і другого півріч року. Проте, не зважаючи на більш ефективне використання теплоти сонячної енергії та від регенерації агента сушки, в ній мають місце значні втрати теплової енергії через зовнішні огороження, особливо при знижених температурах навколишнього середовища.

Отже, недоліком відомих малопотужних сушарок, що працюють на тепловій енергії від спалюваного палива, електричній і нетрадиційній сонячній енергії, є низька ефективність, пов'язана зі значними втратами теплоти через їхнє зовнішнє огороження, спричиненими безпосереднім використанням їх за призначенням протягом сезону упродовж кількох місяців року.

Мета дослідження: розробити принципово нову конструктивну схему побутової малогабаритної сушильної установки з комбінованим використанням теплоти від спалювання дешевих видів твердого місцевого палива, відходів сільського господарства і промислових підприємств одночасно для процесів сезонного сушіння продуктів і підігрівання технологічної та за іншим призначенням води протягом всього календарного року.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для досягнення поставленої мети розроблено принципово нову сушарку-водонагрівач з розміщеними всередині нагрівача теплообмінником і концентрично на периферії конвективною сушаркою. Запропонована сушарка-водонагрівач відноситься до засобів одночасного сушіння і водопідігрівання, тому може бути використана у приватних і переробних підприємствах, невеликих орендних і фермерських господарствах для висушування фруктів, овочів, плодів, лікарських рослин та інших продуктів сільського і лісового господарства, а також для підігрівання технологічної та іншої за призначенням води. Вона, залежно від продуктивності, конструктивно може бути переносного або пересувного типу. Основним джерелом теплоти для нагрівання води і сушіння продуктів є продукти згорання дешевих видів місцевого палива (дрова, торф, брикети тощо) і відходів сільського господарства

та промислових підприємств. Для забезпечення безперерйного тривалого технологічного процесу сушарка-водонагрівач оснащена додатковим резервним електронагрівачем.

Представлена на рис. 1 запропонована у пересувному варіанті сушарка-водонагрівач з комбінованим використанням теплоти (патент України № 40874) містить сушильну камеру 22, встановлену за допомогою стояків 4 на рамі 3, розміщеній на самоустановлювальних опорних колесах 2. У нижній частині сушильної камери знаходиться топка 30 з колошниковою решіткою 27 для спалювання твердих видів палива і піддувалом 29 відповідно з дверцятами 5, 31; зверху сушильної камери – кришка 16 і дефлектор ЦАГИ 10, а всередині сушильної камери – співвісно водонагрівач 17 з установленими в ньому теплообмінником 18 у вигляді концентричних димогарних труб 19 для відведення в атмосферу продуктів згоряння палива і резервним джерелом теплоти – електронагрівачем 7. Знизу теплообмінник 18 сполучений з ємністю топки 30, а зверху – з ємністю дефлектора ЦАГИ 10. Холодна вода подається у нагрівач через розміщену зверху горловину 11 з гідролінією 15 краном 14 і кришкою 12, в якій установлений пароповітряний клапан 13, при тисковій спрацювання, більшому від атмосферного, а підігріта вода відводиться через гідролінію 24 з краном 25.

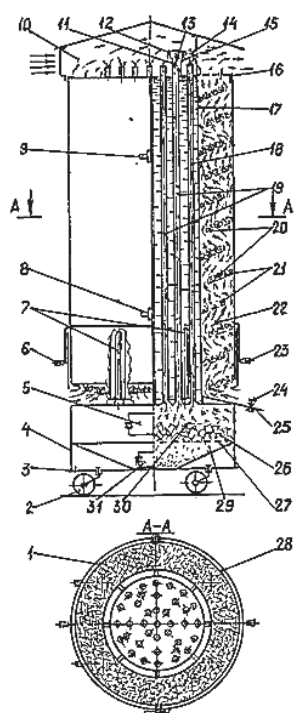


Рис. 1. Конструктивна схема пересувної малогабаритної сушарки-водонагрівача:

- 1, 28 – дверцята сушарки; 2 – колесо опорне; 3 – рама;
4 – стояк; 5 – дверцята топки; 6, 23 – заслінки;
7 – електронагрівач; 8, 9 – заціпки; 10 – дефлектор ЦАГИ;
11 – горловина заливна; 12, 16 – кришки; 13 – пароповітряний клапан;
14, 25 – крани; 15, 24 – гідролінії; 17 – водонагрівач;
18 – теплообмінник; 19 – труба димогарна; 20 – лоток;
21 – продукт; 22 – камера сушильна; 26 – паливо; 27 – решітка колошниковая;
29 – піддувало; 30 – топка; 31 – дверцята піддувала.

Концентрично водонагрівачу ззовні розміщена сушильна камера 22. Вона утворена зовнішньою вертикальною поверхнею водонагрівача 17, до якої поперувно, одним боком консольно і з певним нахилом прикріплені перфоровані лотки 20 з відбортованими по периметру боками для утримання висушеного продукту 21 із зміщеною по горизонталі, через одного від поверхні, відстанню. З протилежного від нагрівача 17 боку сушильна камера 22 обмежується додатково установленими двостворчастими дверцятами 1, 28 із заціпками 8, 9 та регульовальними заслінками 6, 23, знизу – топкою 30, а зверху – кришкою 16 з отворами, через які сушильна камера сполучається з витяжним дефлектором ЦАГИ 10.

На початку роботи сушарки-водонагрівача, у випадку використання теплоти основного твердого палива 26, останнє через дверцята 5 завантажується на колошникову решітку 27 топки 30 і запалюється. У результаті згоряння палива утворені продукти (димові гази) поступають у димогарні труби 19, нагрівають воду у теплообміннику 18 і далі піднімаються вгору у дефлектор ЦАГИ 10, звідки потоками зовнішнього повітря видаляються в атмосферу. При цьому витрачувана крізь огорожувальну стінку водонагрівача 17 теплота не відводиться в навколишнє середовище, а передається у сушильну камеру 22, утворюючи з повітрям, яке поступає через відкриті заслінки-отвори

6, 23, сушильний агент (СА). Останній, завдяки конвективному теплообміну, нагріває на лотках 20 висушуваний продукт 21, з якого випаровується вода, та у вигляді парогазової суміші разом із СА поступає із сушильної камери 22 в дефлектор ЦАГИ 10 і далі видаляється у навколишнє середовище.

Технологічні процеси нагрівання води у теплообміннику 18 і висушування продукту 21 у сушарці теплотою резервного електронагрівача 7, а також при одночасному нагріванні від нього і димових газів спалюваного в топці 30 палива, здійснюються аналогічно. При цьому теплова потужність електронагрівача і топки повинна регулюватися величиною електричного струму або кількістю ввімкнених нагрівачів і масою спалюваного палива з метою забезпечення сумарної теплової потужності, яка не повинна перевищувати максимально допустимого значення.

Продуктивність сушарки-водонагрівача залежить від витрати теплоти і значення параметрів СА, які регулюються змінюванням кількості спалюваного палива, затрачуваної електроенергії, а також повітря, що проходить через регулювальні заслінки. При підігріванні води за проточною схемою, у порівнянні з періодичною, ефективність сушарки-водонагрівача зростає.

Завантаження свіжого продукту і вивантаження висушеного, а також огляд і контроль за ходом процесу висушування здійснюється через відкриті дверцята в сушильній камері.

У процесі спалювання твердого палива його необхідно періодично подавати в топку і контролювати горіння, а при використанні електроенергії ця необхідність відпадає.

За технологічним призначенням, конструктивним оформленням і принципом дії сушарка-водонагрівач представляє собою двоступеневий рекуперативний теплообмінний апарат (ТА), у якому теплота від гарячих продуктів згорання в топці твердого палива або від резервного електронагрівача передається до нагріваної води, а від неї – до СА крізь відокремлювальні стінки.

Теплова потужність Q_m шарової топки на твердому паливі визначається за формулою

$$Q_m = B \cdot Q_n^p, \quad (1)$$

де B – погодинна кількість спалюваного палива, кг/год.;

Q_n^p – нижча теплота згорання твердого палива, значення якої, залежно від вибору палива, вибирається з таблиці [4].

Теплова потужність Q_E резервного електронагрівача дорівнює

$$Q_E = q_E \cdot N_E, \quad (2)$$

де q_E – питома теплова потужність електронагрівачів, $q_E = 3600 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;

N_E – загальна потужність електронагрівачів, кВт.

При одночасному використанні обох джерел їх спільна теплова потужність не повинна перевищувати розрахункової кожного джерела

$$Q_\Sigma = K_T \cdot B \cdot Q_n^p + K_E q_E N_E, \quad (3)$$

де K_T і K_E – коефіцієнти відповідно масової витрати твердого палива і кількості ввімкнених електронагрівачів.

До основних конструктивних розмірів шарових топок відносяться необхідна площа дзеркала горіння F_{32} і колошникової решітки R . При умові їх рівності між собою, що допускається, F_{32} визначається за відомою валовою тепловою потужністю топки [2]

$$F_{32} = \frac{B \cdot Q_n^p}{3,6 \cdot q_{32}}, \quad (4)$$

де q_{32} – теплове напруження дзеркала горіння, приймається із відомих топко-аналогів, $\text{кВт} / \text{м}^2$.

Аналогічно визначається третій конструктивний розмір – об'єм простору топки [2]

$$V_T = \frac{B \cdot Q_n^p}{3,6 \cdot q_T}, \quad (5)$$

де q_T – теплове напруження простору топки, кВт/м³.

Теплота від продуктів згоряння палива до води передається через перегородку, яка розділяє об'єм простору топки, і стінки димогарних труб за рахунок конвективного теплообміну і теплового випромінювання. Вважаючи основним явищем конвекцію, кількісною характеристикою процесу є коефіцієнт тепловіддачі, який враховує дію конвекції і теплопровідності, а також теплового випромінювання. При цьому кількість теплоти буде [5, 6]

$$Q_n = 3,6 \cdot K_n F_n (t_n - t_e), \quad (6)$$

де Q_n – кількість теплоти, переданої через перегородку, кДж/год.;

F_n – площа поверхні перегородки, м²;

K_n – коефіцієнт теплопередачі крізь перегородку від продуктів згоряння до води, Вт/(м² × °С);

t_n і t_e – температура продуктів згоряння палива в топці і води в теплообміннику, у °С.

Значення F_n і K_n визначаються за наступними формулами:

$$F_n = \frac{\pi}{4} (D^2 - nd^2); \quad (7)$$

$$K_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,l} + \alpha_\lambda} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{2,l}}}. \quad (8)$$

Тут D – діаметр перегородки (дна теплообмінника), що дорівнює $D = 2\sqrt{\frac{F_{32}}{\pi}}$, м;

d – зовнішній діаметр отворів під димогарні труби в перегородці, м;

$\alpha_{1,k}$, α_λ , $\alpha_{2,k}$ – коефіцієнти тепловіддачі від продуктів згоряння перегородці, від дії теплового випромінювання, від перегородки нагріваній воді, Вт/(м² × °С);

δ – товщина перегородки, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу перегородки, Вт/(м × °С);

n – кількість димогарних труб.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням [5]

$$\alpha_\lambda = \frac{\varepsilon \cdot c_0 \left(\left(\frac{T_{np}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \right)}{\varepsilon_n + \varepsilon_{np} (1 - \varepsilon_n)}, \quad (9)$$

де ε – приведений ступінь чорноти, що визначається за формулою

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_{np} \cdot \varepsilon_n}{\varepsilon_n + \varepsilon_{np} (1 - \varepsilon_n)}, \quad (10)$$

де ε_{np} і ε_n – відповідно ступінь чорноти продуктів згоряння палива і поверхні перегородки;

c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/(м² × К⁴);

T_{np} і T_n – відповідно температура продуктів згоряння палива і поверхні перегородки, °К.

З топки відпрацьовані продукти згоряння поступають в димогарні труби першого ступеню ТА, який працює за протитоковою схемою (рис. 2, а).

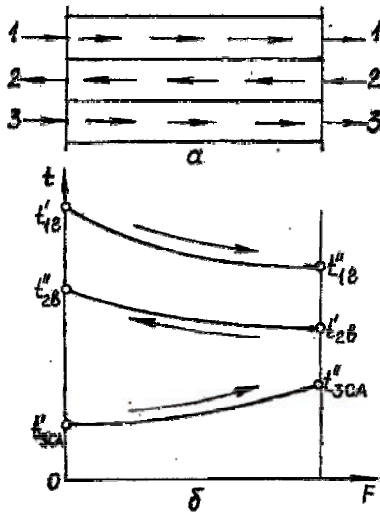


Рис. 2. Схема руху теплоносіїв у двоступеневому рекуперативному теплообміннику і характер зміни їх температури:

а – схема руху теплоносіїв: 1 – гарячих продуктів згоряння палива; 2 – гарячої води; 3 – сушильного агента;
 б – характер зміни температури теплоносіїв:
 t_r – гарячих продуктів згоряння палива; t_b – гарячої води;
 t_{CA} – сушильного агента.

При зміні температури робочих теплоносіїв гарячі димові гази охолоджуються, а холодна вода нагрівається із змінним температурним напором між ними

$$\Delta t_i = (t_{o2} - t_e) \cdot i, \quad (11)$$

де Δt_i – температурний напір, в $^{\circ}\text{C}$;

t_2 і t_6 – відповідно температура відпрацьованих газів і води, $^{\circ}\text{C}$.

При таких умовах рівняння теплопередачі матиме вигляд

$$dQ = K_i \cdot \Delta t_i \cdot dt_i. \quad (12)$$

Загальна кількість теплоти, що передається крізь відокремлювальну поверхню, визначається так:

$$Q = \int_0^F K_i \cdot \Delta t_i \cdot dt_i = K_F \Delta t F, \quad (13)$$

де K_F – поверхневий коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/\text{м}^2 \times ^{\circ}\text{C}$;

Δt – температурний напір;

F – загальна площа поверхні димогарних труб, м^2 .

Значення поверхневого коефіцієнта теплопередачі визначається за формулою для циліндричної одношарової стінки

$$K_F = \frac{1}{\frac{1}{d_1(\alpha_{3k} + \alpha_{2\lambda})} + \frac{1}{2\lambda_{\text{dm}} \ln \frac{d_2}{d_1}} + \frac{1}{\alpha_4 d_2}}, \quad (14)$$

де d_1 і d_2 – внутрішній і зовнішній діаметр димогарних труб, м;

λ_{dm} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки димогарної труби, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$;

α_{3k} , $\alpha_{2\lambda}$, α_4 – відповідно коефіцієнти тепловіддачі від продуктів згоряння внутрішній поверхні димогарних труб, від дії теплового випромінювання, від зовнішньої поверхні димогарних труб нагріваній воді, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times ^{\circ}\text{C})$.

З урахуванням нестабільності підведення теплоти від спалювання різних видів твердого палива і значного змінювання температури теплоносія, відповідно до схеми (рис. 2, б), середньологарифмічний температурний напір $\Delta t_{\text{лог}}$ визначається за формулою

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{(t'_{12} - t''_{26}) - (t''_{12} - t'_{26})}{\ln \frac{(t'_{12} - t''_{26})}{(t''_{12} - t'_{26})}}. \quad (15)$$

Тут t'_{1z} і t''_{1z} – температура відпрацьованих газів на вході і виході з димогарних труб, °С;

t'_{2e} і t''_{2e} – температура нагріваної води на вході і виході з ТА, °С.

Загальна площа поверхні теплообміну димогарних труб визначиться за формулою (13) з урахуванням (9, 10, 14, 15):

$$F_{\partial m} = \frac{Q_I}{K_F \cdot \Delta t_{\text{лог}}} . \quad (16)$$

Кількість переданої теплоти в першому ступені ТА визначається з рівняння теплового балансу

$$Q_I = \omega_z f_z \gamma_z c_{pz} (t'_{1z} - t''_{1z}) = \omega_e f_e c_{pe} (t''_{2e} - t'_{2e}), \quad (17)$$

де ω_z і ω_e – швидкість руху теплоносіїв, м/год.;

f_z і f_e – поперечні перерізи потоків теплоносіїв, м²;

γ_z і γ_e – питома вага теплоносіїв, кг/м³;

c_{pz} і c_{pe} – масова ізобарна теплоємність теплоносіїв, кДж/(кг × град).

При конструктивно прийнятих значеннях діаметра $d_{\partial m}$ і довжини $l_{\partial m}$ димогарних труб їх кількість дорівнює

$$n = \frac{F_{\partial m}}{\pi d_{\partial m} l_{\partial m}} . \quad (18)$$

Теплота від нагрітої води в першому ступені ТА передається в другий (рис. 2, а), яка працює також за протитоковою схемою, причому від води до огорожувальної стінки – конвекцією, через стінку – теплопровідністю, а від стінки до СА – конвекцією. Основним явищем у цьому складному процесі є конвекція з коефіцієнтом тепловіддачі, який враховує як дію конвекції, так і теплопровідності.

Кількість теплоти, що поступить в другий ступінь ТА на сушку продуктів, визначається з рівняння теплопередачі

$$Q_{II} = \frac{\pi l_{\partial n} (t_e - t_{CA})}{\frac{1}{\alpha_5 D_1} + \frac{1}{2\lambda_{\partial n}} \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{\alpha_6 D_2}} = K_{\partial n} \cdot \Delta t_{\text{лог}} \cdot F_{\partial n}, \quad (19)$$

де α_5 і α_6 – відповідно коефіцієнти тепловіддачі від води до огорожувальної стінки і від неї до СА, Вт/(м² × °С);

D_1 і D_2 – внутрішній і зовнішній діаметри водонагрівача, м;

$\lambda_{\partial n}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки водонагрівача, Вт/(м × °С);

$l_{\partial n}$ – довжина водонагрівача, м;

t_e і t_{CA} – температура води і СА, °С;

$K_{\partial n}$ – поверхневий коефіцієнт теплопередачі від води до СА, Вт/(м² × °С);

$\Delta t_{\text{лог}}$ – середньологарифмічний температурний напір, °С;

$F_{\partial n}$ – площа поверхні теплопередачі водонагрівача, м².

Значення середньологарифмічного температурного напору, з урахуванням зміни температури гриючого і нагріваного теплоносіїв (рис. 2, б), визначається за формулою

$$\Delta t_{II \text{ лог}} = \frac{(t''_{2e} - t'_{3CA}) - (t'_{2e} - t''_{3CA})}{\ln \frac{t''_{2e} - t'_{3CA}}{t'_{2e} - t''_{3CA}}} . \quad (20)$$

Тут t'_{2e} , t''_{2e} – температура нагрітої води на вході і на виході з ТА, °С;

t'_{3CA} , t''_{3CA} – температура сушильного агента на вході і виході з сушильної камери, °С.

Поверхневий коефіцієнт теплопередачі циліндричного водонагрівача визначається за формулою:

$$K_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_5 D_1} + \frac{1}{2\lambda_{\text{вн}}} \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{\alpha_6 D_2}}. \quad (21)$$

Площа поверхні теплообміну водонагрівача визначається за формулою (13), яка з урахуванням (20, 21) зводиться до вигляду:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{II}}{K_{\text{вн}} \cdot \Delta t_{II \text{ лог}}}. \quad (22)$$

Кількість переданої теплоти в другий ступінь ТА визначається з рівняння теплового балансу:

$$Q_{II} = \omega_6 f_6 c_{p6} (t''_{26} - t'_{26}) = \omega_{CA} f_{CA} \gamma_{CA} c_{pCA} (t''_{3CA} - t'_{3CA}), \quad (23)$$

де ω_6 і ω_{CA} – швидкості руху гріючого і нагріваного теплоносіїв, м/год.;

f_6 і f_{CA} – їх поперечні перерізи, м²;

γ_6 і γ_{CA} – питома вага теплоносіїв, кг/м³;

c_{p6} і c_{pCA} – масова ізобарна теплоємність води і СА, кДж/(кг × град).

Конструктивні і технологічні параметри другого ступеню сушарки визначаємо за рівнянням III теплового балансу з урахуванням переданої теплоти:

$$Q_{II} = Q_{np} + Q_{CA} + Q_{oz}, \quad (24)$$

де Q_{np} – теплота на нагрівання висушуваного продукту, кДж;

Q_{CA} – теплота, що виноситься СА із сушильної камери, кДж;

Q_{oz} – втрата теплоти через зовнішнє огороження сушильної камери, кДж.

Теплота Q_{np} і Q_{CA} визначається за методиками праці [7], а втрата Q_{oz} теплоти – лише через циліндричну частину зовнішнього огороження сушильної камери за наступною формулою:

$$Q_{oz} = 3,6 \cdot K_{oz} \cdot A_{oz} (t_{cp} - t_0), \quad (25)$$

де K_{oz} – коефіцієнт теплопередачі зовнішнього огороження, Вт/(м² × °С);

A_{oz} – площа поверхні зовнішнього огороження, м²;

t_{cp} і t_0 – середня температура СА в сушильній камері і зовнішнього повітря, °С. Значення t_{cp} розраховується за формулами [7], а A_{oz} – без врахування площі поверхні топки, через яку теплота з сушильної камери не витрачається.

Коефіцієнт теплопередачі K_{oz} через одношарову циліндричну поверхню визначається так:

$$K_{oz} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_7 D_3} + \frac{1}{2\lambda_{ck}} \cdot \ln \frac{D_4}{D_3} + \frac{1}{\alpha_8 D_4}}. \quad (26)$$

Тут α_7 і α_8 – коефіцієнти тепловіддачі від СА до стінки зовнішнього огороження і від неї до повітря навколишнього середовища, Вт/(м² × °С);

λ_{ck} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки огороження, Вт/(м × °С);

D_3 і D_4 – внутрішній і зовнішній діаметри сушильної камери, м.

Внутрішній діаметр D_3 може бути визначений за умови $V_{ck} = K_2 \cdot V_{BH}$, де K_2 – коефіцієнт габаритних розмірів, що дорівнює

$$K_2 = \frac{V_{ck}}{V_{BH}}. \quad (27)$$

Значення приймається більшим за одиницю. Тоді визначиться через діаметри і водонагрівача

$$D_3 = \sqrt{\frac{D_1^2}{K_2} - D_2^2}. \quad (28)$$

Коефіцієнти і визначаються за методиками [7], перший – з урахуванням швидкості повітряного потоку, а другий – критеріїв теорії подібності при теплообміні в умовах вільної конвекції.

Коефіцієнти α_7 і α_8 визначаються за методиками [7], перший – з урахуванням швидкості повітряного потоку, а другий – критеріїв теорії подібності при теплообміні в умовах вільної конвекції.

Питома різниця між теплотою, що поступила в сушильну камеру, і втраченою, кДж/кг

$$\Delta = C_B \theta_1 - q_{np} - q_{oz}, \quad (29)$$

де $C_B \theta_1$ – кількість теплоти, що вноситься в сушильну камеру з вологою продукту, кДж/кг вип. вол.;

q_{np} і q_{oz} – питома теплота на нагрівання продукту і втрат через огородження, кДж/кг вип. вол.

Ентальпія відпрацьованого СА, кДж/кг, визначається за формулою:

$$H_2 = H_1 + \frac{\Delta}{l_1}. \quad (30)$$

Величину ентальпії СА визначають за допомогою діаграми $H - d$ для вологого повітря при відомих значеннях t_1 і d_1 .

Вологовміст відпрацьованого СА, г/кг вип. вол., на виході з сушильної камери визначається за наступною формулою:

$$d_2 = \frac{1000(C_{с.н.} \cdot t_2 - H_1) + \Delta \cdot d_1}{\Delta - (2500 + 1,88 t_2)}, \quad (31)$$

де $C_{сн}$ – теплоємність сухого повітря, кДж/кг \times $^{\circ}\text{C}$;
 t_2 – температура, $^{\circ}\text{C}$, яка визначається за формулою:

$$t_2 = 0,125(2t_1 + \theta_1 + \theta_2) + 5, \quad (32)$$

де θ_1 і θ_2 – температури продукту на вході і виході із сушильної камери, $^{\circ}\text{C}$.

Витрата повітря через регульовані заслінки, необхідна для випаровування з продукту 1 кг вологи

$$l_1 = \frac{1000}{d_2 - d_1}. \quad (33)$$

Кількість повітря, необхідна для висушування всього продукту, закладеного в сушильну камеру і випаровування з нього вологи W , дорівнює

$$L_1 = W \cdot l_1. \quad (34)$$

Теплота, кДж/год., що відводиться від сушильної камери СА, визначається за формулою:

$$Q_{CA} = L_1 \cdot H_2. \quad (35)$$

Витрата теплоти, необхідна для випаровування 1 кг вологи

$$q_1 = l_1(H_1 - H_0), \quad (36)$$

де H_0 – ентальпія зовнішнього повітря, кДж/кг, яка визначається за допомогою $H - d$ діаграми вологого повітря за відомими значеннями його температури і відносної вологості.

Загальна кількість теплоти, яка необхідна для випаровування вологи W із усього закладеного в сушарку продукту, визначається за формулою:

$$Q_{np} = W \cdot q_1. \quad (37)$$

Загальна кількість технологічної теплоти від топки для забезпечення роботи сушарки-водонагрівача дорівнює

$$Q_T = Q_n + Q_I. \quad (38)$$

Часова витрата твердого палива, необхідного для спалювання в топці, визначається за формулою [1]:

$$B = \frac{Q_n + Q_I}{Q_H^p}. \quad (39)$$

Економія часової витрати твердого палива за рахунок використання втрат теплоти у водонагрівачі для роботи сушарки становить

$$\Delta B = \frac{Q_{II}}{Q_H^p}. \quad (40)$$

Комбінований спосіб одночасного підігрівання води і сушіння продуктів є одним із основних методів підвищення економічності використання теплової енергії в технологічних процесах переробки сільськогосподарської продукції. Характеристикою комбінованого процесу є коефіцієнт використання тепла, який представляє собою відношення сумарно використаної теплової енергії до кількості підведеного тепла

$$\eta_{B.T} = \frac{Q_n + Q_I + Q_{II}}{Q_T}. \quad (41)$$

В усіх випадках $\eta_{B.T}$ буде більшим від роздільного використання теплоти, а в ідеальних випадках, якщо втрати теплоти звести до мінімальних, може наближатися до одиниці або становити 100%.

Аналогічна ефективність буде досягатись також при роботі сушарки-водонагрівача від резервного джерела теплоти, а також від одночасного використання обох джерел. При цьому забезпечується економія як електроенергії, так і твердого палива.

Таким чином, розроблена конструктивна схема у стаціонарному або пересувному варіанті побутової малогабаритної сушильно-водонагрівальної установки у вигляді двоступеневого рекуперативного ТА з функціональними можливостями сушарки-водонагрівача сезонного використання і водонагрівача з використанням протягом року. Використання в ній комбінованого процесу споживання основної теплоти від спалювання дешевих видів твердого місцевого палива, відходів сільського господарства і промислових підприємств, а також теплоти резервного джерела електроенергії забезпечує її безперебійну і надійну роботу протягом року. Завдяки залученню для двоступеневого ТА спільних витяжного дефлектора ЦАГИ, основного і резервного джерел теплоти сушарка-водонагрівач має спрощену конструкцію, зручна в роботі і технічному обслуговуванні. У порівнянні з аналогами окремих сушарок і водонагрівачів має менші експлуатаційні затрати і більший коефіцієнт використання тепла з резервами його підвищення.

Для ефективного використання сушарки-водонагрівача в схемі керування електронагрівачем необхідно передбачити ступеневий відбір електричної потужності. Об'єм сушильної камери приймати не меншим від об'єму водонагрівача з однаковою висотою зовнішніх огорожень і розміщенням регульованих заслінок подачі повітря по всьому периметру з можливою фіксацією їх по висоті.

Висновки. Використання запропонованої сушарки-водонагрівача з двоступеневим споживанням теплоти від основного і резервного джерела зменшить собівартість одиниці об'єму підігрітої води і висушеного продукту, втрати врожаю, вирощеного у приватних, фермерських та орендних господарствах, а також покращить санітарно-гігієнічні умови сушіння завдяки відсутності безпосереднього контакту продуктів з димовими газами від спалюваного палива.

Список використаних джерел

1. Применение теплоты в сельском хозяйстве: Учеб. пособие / Б.Х. Драганов, В.В. Есин, В.П. Зуев. Под ред. Б.Х. Драганова. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Выща школа, 1990. – 319 с.
2. Справочник по теплоснабжению сельского хозяйства / Л.С. Герасимович, А.Г. Цубанов, Б.Х. Драганов, А.А. Синяков. – М.: Урожай, 1993. – 368 с.
3. Патент № 23395, Україна. МПК F 26 B 3/28. Сушарка / Бахмат М.І., Овчарук В.І., Божок А.М., Понеділок В.Ф. UA – 200613351. Заяв. 18.12. 2006. Опубл. 25.05. 2007. Бюл. № 7.
4. Лариков Н.Н. Общая теплотехника. – М.: Стройиздат, 1996. – 446 с.
5. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.
6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

7. Бахмат М.І., Овчарук В.І., Божок А.М., Понеділок В.Ф. Дослідження побутової сушарки з металевим геліоколектором і резервною топкою // Збірник наукових праць ПДАТУ. Вип. 17. – Кам'янець-Подільський, 2009. – 488 с., С. 324-335.
8. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – М.: Наука. Главная редакция физ.-мат. литературы, 1981. – 720 с.

Аннотация. Представлена конструктивная схема и описана работа сушилки-водонагревателя, а также приведены результаты ее исследования.

Ключевые слова: топка, сушильная камера, водонагреватель, теплообменник, электронагреватель, паровоздушный клапан, дымогарная труба, лоток, дефлектор, дверца.

Annotation. There were represented a constructive scheme and described an operation of dryer and water-heater, as well as the results of its investigation.

Key words: thin, drying chamber, water heater, thermal exchanger, electrical heater, vapors and air valve, smoke-pipeline, stall, deflector, doors.

УДК 629.3.027.533.6

*В.І. Дуганець, кандидат технічних наук, доцент,
А.М. Божок, доцент,
В.В. Майсус, старший викладач,
М.П. Волинкін, здобувач,
М.А. Венгер, асистент ПДАТУ*

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ СИГНАЛІЗАТОРА АВАРІЙНОГО ТИСКУ В ШИНАХ КОЛІС МОБІЛЬНО-ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАСОБУ

Представлено принципову схему та описано роботу сигналізатора аварійного тиску в шинах коліс мобільно-енергетичного засобу, а також результати його дослідження.

Ключові слова: датчик тиску, гальмівний барабан, гальмівний диск, камера, сільфон, фіксатор, мембрана, сигнальна лампа, контакт, ролик.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. З різних причин тиск повітря в камерах шин автобусів, легкових і вантажних автомобілів, автокранів та інших мобільно-енергетичних засобів (МЕЗ) може понижуватися, досягати мінімально допустимої величини і зовсім зникати, викликаючи аварійні ситуації, пов'язані з перекиданням МЕЗ, а переміщення їх на понижених тисках виводить з ладу шини, що в цілому народному господарству наносить помітні матеріальні збитки і є причиною нещасних випадків з тяжкими травмами водіїв і пасажирів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми. Однією з причин, внаслідок якої МЕЗ, що рухається з високою швидкістю, може втратити стійкість або раптово змінити напрямок, є приховані несправності, порізи, пошкодження каркасу і камери шини. У результаті понижується тиск в шинах, порушується врівноваженість відцентрової сили, що може викликати пошкодження в ослабленому місці, втрату стійкості і дорожньо-транспортну пригоду (ДТП) [1].

Однак на сучасних МЕЗ відсутні штатні сигналізатори стану тиску в шинах коліс. У публікації також не описані ні конструктивні, ні схемні рішення сигналізаторів аварійного тиску в шинах та результати їх дослідження.

Мета дослідження: розробити принципову схему сигналізатора аварійного тиску в шинах коліс МЕЗ і дослідити властивості основних динамічних ланок, при яких забезпечиться його роботоздатність.

Виклад основного матеріалу дослідження. На рис. 1 показана принципова схема розробленого принципово нового [2] сигналізатора аварійного тиску в шинах коліс МЕЗ. Основними елементами сигналізатора є датчик тиску сільфонного типу, установлений на гальмівному барабані **1** коліс **27** з шиною **25** і камерою **26**, фіксатор з рухомими і нерухомими контактами, закріплений на гальмівному диску **29**, і сигнальна лампа **23**, приєднана до бортової електричної системи МЕЗ.