

## Посилання на статтю

Остапчук М.В. Визначення економічної доцільності утилізації тепла відпрацьованого робочого агента/ М.В. Остапчук, О.М. Дзиговська // Управління проектами та розвиток виробництва: Зб.наук.пр. – Луганськ: вид-во СЛУ ім. В.Даля, 2005 - №2(14). С. 175-179. Режим доступу: <http://www.pmdp.org.ua/>

УДК 338.24

**М.В. Остапчук, О.М. Дзиговська**

### **ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВІДПРАЦЬОВАНОГО РОБОЧОГО АГЕНТА**

Наведено аналіз існуючих досліджень в ресурсо- та енергозбереженні, показано невідповідність досліджень основним законам фізики та економіки, що призводить не до зменшення втрат ресурсів і енергії, а до їх значного збільшення. Використання деяких пропозицій неприпустиме у виробничих умовах. Дж. 10.

Ключові слова: ресурсо- та енергозбереження, відпрацьований робочий агент, втрати енергії, сушіння, нагрівання, площа теплообміну.

**Н.В. Остапчук, О.Н. Дзиговская**

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАННОГО РАБОЧЕГО АГЕНТА**

Приведен анализ существующих исследований в ресурсо- и энергосбережении. Показано несоответствие исследований основным законам физики и экономики, что приводит не к уменьшению потери ресурсов и энергии, а к их значительному увеличению. Использование некоторых рекомендаций недопустимо в производственных условиях. Ист. 10.

**N Ostapchuk, O. Dzigovskaya**

### **THE ECONOMIC EXPEDIENCY OF THE WASTE WORK AGENT'S HEAT UTILIZATION**

The analysis of existing researches in the field of resource- and energy saving is given. The discordance between researches and the main laws of physics and economics is proved. It leads to significant increase of resource and energy expenditures instead of their reduction. The certain propositions application in manufacture conditions is inadmissible.

**Постановка проблеми** в тому, що необхідно зменшити витрати на енергію та виготовлення продукції не менш ніж в два рази і досягти рівня енергозбереження високорозвинених країн. Це ж можна сказати і про використання сировин, зменшення втрат та викидів.

Об'єктивні суперечності в ресурсо- і енергозбереженні полягають в тому, що будь-які організаційні, економічні, матеріальні та заходи іншої структури, що спрямовані на енерго- та ресурсозбереження вимагають певних витрат.

**Аналіз останніх досліджень** показав, що сучасні публікації в наукових та інших виданнях [1,4,6,7] не зовсім виважено викладають цю важливу проблему. Найбільш розповсюдженими помилками у даних публікаціях є невдале співставлення експлуатаційних та капітальних витрат, несумісність пропозицій з існуючими структурами виробництва, відсутність реальної оцінки можливості виготовлення та експлуатації певного устаткування.

**Невирішеною проблемою** є те, що існуючі наукові положення не дають можливості дати однозначну оцінку досліджуваним явищам, тобто є суперечливими. Крім того, явища розглядаються не системно, однобічно, що приводить до значних відхилень теоретичних і практичних наслідків.

Основними найбільш розповсюдженими пропозиціями щодо використання відпрацьованого повітря є використання теплових труб, термосифонів, теплових насосів, термомеханічних агрегатів тощо [1,4,6,7,8].

**Основною метою** статті є аналіз суперечностей, що відносяться до використання викидів зі сушильних установок з метою енергозаощадження і дати їм відповідно оцінку.

**Основна частина.** У відповідності з “Інструкцією по сушінню зерна” [2] гранично припустима температура нагрівання зерна пшениці в шахтних сушарках залежить від міцності клейковини і змінюється в межах  $\Theta_{np} = (45...60)^{\circ}\text{C}$ . Граничні температури агента сушіння  $t_{су}$  в 1-й зоні сушарки –  $(90...130)^{\circ}\text{C}$ , в 2-й –  $(100...150)^{\circ}\text{C}$ . В циркуляційних сушарках гранично припустимі температури сушильного агента в камері нагрівання може бути більшими –  $(250...350)^{\circ}\text{C}$  [3,5,9].

Витрати сушильного агента, наприклад для сушарки ДСП-32от, становлять в 1-й зоні  $V_1 = 80000\text{м}^3/\text{год}$ , в 2-й –  $V_2 = 42000\text{м}^3/\text{год}$ , в зоні охолодження –  $V_x = 49000\text{м}^3/\text{год}$ , при висотах сушильних камер 4 686, 2886 і 3678 мм відповідно та при поперечному перерізі 3250x1000мм. Сушарки цього типу оснащені вентиляторами ВРС-12 і ВРС-8. Нормативні питомі витрати умовного палива та електроенергії становлять 12,2кг і 2,2 кВт·год на одну планову тону [2,3].

Температура сушильного агента на виході із сушильних зон зазвичай не нормується, але вона закладена як початкова умова при визначенні режимів сушіння і незначно перевищує припустиму температуру нагрівання зерна, тобто знаходиться в межах  $(40...65)^{\circ}\text{C}$  [2]. Температуру сушильного агента на виході іноді розраховують за формулою [5]

$$t_2 = 0,125(2 t_2 + \Theta_1 + \Theta_2) \approx 0,125(2 \cdot 125 + 50 + 50) = 0,125 \cdot 350 \approx 45^{\circ}\text{C}.$$

Таким чином наведені межі зміни температури сушильного агента на виході можна вважати таким, що відповідають реальним умовам сушіння пшениці. За цими даними можна приблизно визначити втрати теплоти (енергії) із сушильним агентом на виході зі сушарки за формулою [3,5]

$$Q = V\rho c t_2,$$

де  $V$  – витрати сушильного агента на виході в сушильну зону сушарки,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  
 $\rho$  – густина –  $1,123 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $c$  – теплоємність –  $1005 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ ;  
 $t_2$  – температура сушильного агента на виході –  $40^{\circ}\text{C}$ .

Тоді викиди тепла становлять:

$$\text{з першої зони} - Q_1 = \frac{80000}{3600} \cdot 1,128 \cdot 1005 \cdot 40 = 22,2 \cdot 1,128 \cdot 1005 \cdot 40 = 1006672 \text{ Дж/с};$$

$$\text{з другої зони} - Q_2 = \frac{42000}{3600} \cdot 1,093 \cdot 1005 \cdot 50 = 11,66 \cdot 1,093 \cdot 1005 \cdot 50 = 640405,1 \text{ Дж/с};$$

із зони охолодження –  $Q_x = \frac{49000}{3600} \cdot 1,06 \cdot 1005 \cdot 35 = 530221$  Дж/с.

За іншими даними [9, с.213-215] витрати сушильного агента на виході із сушарки з урахуванням зміни об'єму вологого повітря до маси сухої частки:

$$V_1 = 48,9 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год} \text{ (52197 кг/год)} \text{ або } L_1 = \frac{48,9 \cdot 10^3}{3600} = 14,5 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$V_2 = 25,7 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год} \text{ (26220 кг/год)} \text{ або } L_2 = \frac{25,7 \cdot 10^3}{3600} = 7,28 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$V_x = 84,8 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год} \text{ (98932 кг/год)} \text{ або } L_x = \frac{84,8 \cdot 10^3}{3600} = 27,48 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Витрати тепла визначимо за I-d-діаграмою за таких умов [3]:

1-ша зона –  $d_{21} = 30$  г/кг,  $t_{21} = 40^\circ\text{C}$ ,  $I = 110$  кДж/кг;

2-га зона –  $d_{22} = 35$  г/кг,  $t_{22} = 50^\circ\text{C}$ ,  $I = 140$  кДж/кг.

Зона охолодження –  $t_{2x} = 36^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 47\%$ ,  $I_{2x} = 70$  кДж/кг.

За такими даними витрати теплоти з відпрацьованим сушильним агентом становлять

$$Q_1 = L_1 I_{11} = 14,50 \cdot 110 \cdot 10^3 = 1594,9 \cdot 10^3 \text{ Дж/с};$$

$$Q_2 = L_2 I_{21} = 7,28 \cdot 140 \cdot 10^3 = 1019,7 \cdot 10^3 \text{ Дж/с}.$$

Із зони охолодження  $Q_x = 27,48 \cdot 70 \cdot 10^3 = 1918,1 \cdot 10^3$  Дж/с.

Останні дані мабуть доцільніше використовувати для визначення витрат теплоти, оскільки вони відносяться до параметрів сушильного агента на виході, що визначені за нормативами.

Для використання тепла відпрацьованого сушильного агента на підігрівання повітря можна використати теплообмінники "газ-газ" будь-якого типу. Для визначення площі теплообміну можна скористатися відомим рівнянням теплопередачі тепла від газу до стінки і від стінки до газу за умови, що коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  відомі. При використанні теплообмінників зі сталевими або латунними трубками значеннями  $\delta/\lambda$  можна знехтувати, оскільки термічний опір в них незначний, тобто

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \approx \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Оскільки коефіцієнт теплопередачі не може перевищувати найменше із значень  $\alpha_1$  або  $\alpha_2$ , то будемо вважати, що  $K \approx \alpha_{\min}$ .

За літературними даними коефіцієнт теплообміну  $\alpha_1$  при нагріванні або охолодженні металевих труб газами знаходиться в межах  $\alpha_1 = (10 \dots 40)$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), а в зерносушарках  $\alpha_{\max} = 29$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) [5]. Таким чином коефіцієнт теплопередачі можна взяти в середньому  $K = (25 \dots 30)$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Площу поверхні будь-якого теплообмінника можна визначити із такого рівняння

$$K = \frac{Q}{K(t_2 - t_1)},$$

де  $t_2$  – середня температура відпрацювання сушильного агента,  $^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_0$  – середня температура атмосферного повітря,  $^{\circ}\text{C}$ .

Температура відпрацьованого сушильного агента в середньому має значення  $(40\dots50)^{\circ}\text{C}$ , а  $t_0$  – температура поверхні труби, яку можна вважати рівною температурі довкілля,  $\approx (10\dots20)^{\circ}\text{C}$ .

Тоді площі поверхонь теплообмінника-утилізатора становитимуть:  
за першим варіантом

$$\text{I зона } F_{\text{I}} = \frac{1006672 \cdot 10^3}{25(40-15)} = \frac{1006672 \cdot 10^3}{625} = 1610 \text{ м}^2,$$

$$\text{II зона } F_{\text{II}} = \frac{640405 \cdot 10^3}{25(50-15)} = \frac{640405}{875} = 1024 \text{ м}^2,$$

$$O_{\text{хол}} F_{\text{ох}} = \frac{530221 \cdot 10^3}{25(35-15)} = \frac{530221}{500} = 1060 \text{ м}^2,$$

по другому варіанту

$$\text{I зона } F_{\text{I}} = \frac{1594,9 \cdot 10^3}{25(40-15)} = \frac{1594,9 \cdot 10^3}{625} = 2550 \text{ м}^2,$$

$$\text{II зона } F_{\text{II}} = \frac{1019,7 \cdot 10^3}{25(50-15)} = \frac{1019,7 \cdot 10^3}{875} = 1164 \text{ м}^2,$$

$$O_{\text{хол}} F_{\text{ох}} = \frac{1918 \cdot 10^3}{25(35-15)} = \frac{1918 \cdot 10^3}{500} = 3836 \text{ м}^2.$$

В разі використання теплообмінників на теплових трубах (термосифонів) площа поверхні збільшиться вдвічі.

Якщо прийняти, що  $1 \text{ м}^2$  площі поверхні теплообмінника коштує 1000 грн, то для  $F = F_1 + F_2 = 2550 + 1164 = 3714 \text{ м}^2$  (зону охолодження розглядати не будемо через заздалегідь не вигідну пропозицію) ціни теплообмінника (одноразові витрати) становитиме  $K = 3714000$  грн. При економії енергії  $1594,9 \cdot 10^3 + 1019 \cdot 10^3 = 2613 \cdot 10^3$  Дж/с.

Якщо перевести цю енергію в умовне паливо, то воно становитиме  $\frac{2613 \cdot 10^3}{29,330} = 89$  кг/год або  $89 \cdot 100 \cdot 24 = 213600$  кг/год щорічно.

При ціні 2 грн за 1 кг умовного палива це становитиме  $213600 \cdot 2 = 427200$  грн на період експлуатації щорічно і може вважатись як дохідна частина.

Термін окупності визначається як відношення одноразових витрат  $K$  до щорічного прибутку  $D$  без урахування дисконту.

$$CO = \frac{K}{D} = \frac{3714}{427,2} = 7 \text{ років.}$$

Якщо врахувати витрати на монтаж та випробовування нового устаткування, що становитимуть 30% від капітальних одноразових вкладень сторін, термін окупності  $CO$  збільшиться

$$CO = \frac{(3714 + 952) \cdot 10^3}{427200} = \frac{4126,2 \cdot 10^3}{427200} = 10 \text{ років.}$$

З урахуванням дисконту при нормі прибутку на капітал  $d=10\%$  майбутня вартість грошей визначається за формулою

$$B=C(I+d)^t=412 \cdot 10^3(1+0,1)^{10}=412200 \cdot 2,59=1069140,6 \text{ грн.}$$

Тоді окупність становитиме

$$CO=\frac{1069140,10}{427,200} \approx 25 \text{ років.}$$

Виходячи з того, що термін експлуатації теплообмінників не перевищить 4...5 років, використання таких пристроїв економічно не виправдане.

При використанні термофонів ці показники погіршуються вдвічі, у зв'язку зі збільшенням необхідної площі поверхні теплообміну теж вдвічі.

Якщо вести розрахунки за першим варіантом, тобто

$F=F_1+F_2=1610+1024=2634 \text{ м}^2$ , то економічна вигода теж стає примарною оскільки розрахунки за наведеною методикою показують приблизно ті ж самі показники окупності.

**Висновки.** Показано економічну недоцільність використання тепла відпрацювання робочого агента та визначено інші шляхи збереження енергії.

Основними напрямками зменшення витрат енергії та сушіння було і буде надалі додержання основних правил експлуатації сушарок, які забезпечать найменші втрати тепла, оптимальне співвідношення витрат палива і повітря, зменшення довжини повітроприводів, покращення їх ізоляцій, визначення найбільш сприятливих характеристик зернового шару.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Зиков А.В. За допомогою термосифонних утилізаторів// Зерно і хліб, 2001, №3. – С.42-43.
2. Інструкція по сушінню продовольчого, кормового зерна, насіння олійних культур та експлуатації зерносушарок. – Одеса-Київ, 1997. – 72с.
3. Станкевич Г.М., Страхова Т.В., Атаназевич В.І. Сушіння зерна: Підручник. – К.: Либідь, 1997. – 352с.
4. Гайда С., Заков А.В., Айда Амор. Утилізація тепла в сушильних установках// Наукові праці ОДАХТ, випуск 21. Одеса, 2001. – С.55-58.
5. Гинзбург А.С., Резчиков В.А. Сушка пищевых продуктов в кипящем слое. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 216с.
6. Безбах И.В., Бурдо О.Г. Термомеханический агрегат для дисперсных продуктов // Зернові продукти і комбікорми, Одеса, ОДАХТ, 2001, №3. – С.52-55.
7. Безбах И.В., Бурдо О.Г. Впровадьте термомеханічний агрегат // Зерно і хліб, 2001, №2. – С.38-39.
8. Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств». Раздел «Пищевые процессы»/ О.Г.Бурдо и др. – Одесса, ОГАПТ, 1999. – 35с.
9. Жидко В.И., Резчиков В.А., Уколов В.С. Зерносушение и зерносушилки. – М.: Колос, 1982. – 239с.
10. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1960. – 830с.

Стаття надійшла до редакції 30.03.2005 р.