

Тауасаров Ш.У.

**ОБ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ КОЭФФИЦИЕНТЕ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ
ТЕПЛОНАСОСНОЙ СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**

УДК : 621.577

Жылу насосты кептіру қондырғыларының энергетикалық пайдалы әсер коэффициентін есептеу әдістемесі ұсынылған.

The method of energetic coefficient determining of useful action of heat-pump dyeing installation is offered.

Известно из термодинамики, что передача теплоты от одного тела к другому телу при конечной разности температуры между ними является типичным необратимым процессом [1].

Как видно из общего энергетического баланса, потеря работоспособности сжигаемого топлива является крайне нежелательной. Нежелательна также потеря работоспособности и при потреблении теплоты. Введена общая мера для энергетических ресурсов, способных при взаимодействии с окружающей средой постоянных параметров к преобразованную в другие виды организованной энергии. Такая мера ресурсов превратимой энергии системы является ее эксергией.

Разность общей величины эксергии, вводимой в данную систему (\mathcal{E}_{ex}), и величины энергии, выводимой из нее ($\mathcal{E}_{вых}$), определяет суммарную величину потерь от необратимости в систему

$$\sum D = \sum \mathcal{E}_{ex} - \sum \mathcal{E}_{вых} \geq 0. \tag{1}$$

Для обратимых процессов $\sum \mathcal{E}_{ex} = \sum \mathcal{E}_{вых}$; $\sum D = 0$.

Отношение энергии $\mathcal{E}_{вых}$, отводимой из системы, к подведенной эксергии \mathcal{E}_{ex} , это есть эксергетический КПД, который характеризует степень приближения данного процесса к идеальному:

$$\eta = \frac{\sum \mathcal{E}_{вых}}{\sum \mathcal{E}_{ex}} = \frac{\sum \mathcal{E}_{ex} - \sum D}{\sum \mathcal{E}_{ex}} = 1 - \frac{\sum D}{\sum \mathcal{E}_{ex}}. \tag{2}$$

В реальном процессе $\eta < 1$.

Здесь $\sum D = D_i + D_e$,

где D_i и D_e - соответственно, потери от внутренней и внешней необратимости процессов.

При проектировании теплонаносных установок важной величиной является коэффициент преобразования теплоты

$$\varphi = g_k / l,$$

где g_k - удельная тепловая нагрузка на конденсатор ТН; l - адиабатическая работа компрессора ТН.

Для идеального теплового насоса согласно выражению

$$g_k = T_k \cdot \Delta S_u \quad g_k = g_0 + l$$

$$l = l_{сж} \quad l_{pac} = (T_k - T_u) \cdot \Delta S$$

$g_k \Rightarrow 1$, следовательно, $\varphi > 1$. Если $\varphi_{ид} = T_k / (T_k - T_u)$, то при $(T_k - T_u) \rightarrow 0$; $\varphi_{ид} \rightarrow \infty$.

Последнее не позволяет использовать коэффициент преобразования в качестве критерия термодинамического совершенства тепловых насосов. В нем, как и в холодильном коэффициенте $\mathcal{E} = g_0 / l$, соотносятся несопоставимые по качеству поверхности формы энергии, отражается только первое начало термодинамики и не учитывается второе, характеризующее качественную сторону процессов превращения энергии. Эксергия теплового потока тем меньше, чем меньше превышение его температурного уровня над $T_{o.c.}$ и при $T = T_{o.c.}$ равна нулю.

При постоянной температуре $T (T > T_{o.c.})$ тепловой поток g , его эксергия \mathcal{E}_g и энергия a_g связаны следующими соотношениями [2]:

$$g = \mathcal{E}_g + a_g;$$

$$\mathcal{E}_g = g(T - T_{o.c.}) / T = g\tau_\mathcal{E}; \tag{3}$$

$$a_g = gT_{o.c.} / T = g(1 - \tau_\mathcal{E}).$$

Здесь величина $\tau_\mathcal{E} = (T - T_{o.c.}) / T$, равна термическому КПД прямого обратимого цикла Карно, является функцией состояния термодинамической системы и окружающей среды и называется эксергетической тем-

пературной функцией; a_g - анергия, представляющая собой непревратимую часть энергии или теплового потока на уровне окружающей среды.

Степень термодинамического совершенства эксергетических установок определяется эксергетическим КПД

$$\eta_0 = \varepsilon_{отв} / \varepsilon_{под} (\varepsilon_{под} - D_\varepsilon) / \varepsilon_{под}, \quad (4)$$

где $\varepsilon_{отв}, \varepsilon_{под}$ – эксергия отвода и подвода.

Эксергетический КПД теплового насоса при подводе теплоты окружающей среды в случае, когда эксергия теплового потока испарителя равна нулю, определяем по формуле

$$\eta_\varepsilon = \varepsilon_{gk} / l = g_k \tau_\varepsilon / l = \varphi \tau_\varepsilon, \quad (5)$$

где ε_{gk} – отводимая удельная эксергия теплового потока в конденсаторе.

Эксергетический КПД всегда меньше единицы, его значение является показателем совершенства установки [3].

Степень совершенства всякой тепловой установки, в частности, теплонасосной сушильной установки оценивается ее энергетическим к.п.д., который представляет собой отношение полезно использованной энергии (тепла) ко всей затраченной [4,6]

$$\eta_{эн} = \frac{Q_{пол}}{Q_{затр}}. \quad (6)$$

Для теплонасосной сушильной установки полезно использованным теплом нужно считать только то тепло, которое затрачено на испарение влаги из материала [5]. Величина к.п.д. увязывается с конструкцией теплонасосной сушильной установки при сушке определенного материала. тепло, отнесенное к 1 кг сухого воздуха, записывается в виде

$$q_{пол} = r \frac{d_2 - d_1}{1000}, \text{ кДж/кг}, \quad (7)$$

где r – удельная теплота парообразования, Дж/кг; она принимается по температуре материала; d_1 и d_2 – начальное и конечное влагосодержание воздуха, кг/кг.

Средняя температура материала

$$\bar{\theta} = \frac{\theta_1 + \theta_2}{2}, \quad (8)$$

где θ_1, θ_2 – температура материала, соответственно, до и после сушки, °С.

Затраченное в теплонасосной сушильной установке тепло представляет собой тепло, воспринимаемое 1 кг сушильного агента в конденсаторе

$$q_{затр} = C_p (t_1 - t_0), \quad (9)$$

где C_p – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); t_1, t_0 – температура воздуха на выходе конденсатора и окружающей среды, К.

Если расчет вести на 1 кг испаренной влаги, то можно считать

$$\eta_{эн} \approx \frac{r}{q_k} \text{ или } \eta_{эн} \approx \frac{r + \Delta r}{q_k}, \quad (10)$$

где q_k – расход тепла в конденсаторе ТН, отнесенный к 1 кг испаренной влаги; Δr – расход энергии на преодоление связи влаги с материалом.

В настоящее время широко используются вторичные энергоресурсы. Для сушильных установок это можно легко осуществить, если в качестве сушильного агента применять отходящие газы каких-либо тепловых агрегатов.

Теплонасосные установки, как известно, применялись в промышленности от случая к случаю. Между тем, их широкое применение в качестве генератора теплоты может внести, на наш взгляд, значительный вклад в дело улучшения использования энергии для нагрева потоков до температуры 50÷60 °С. Преимущество теплового насоса заключается в потреблении сравнительно малого количества электроэнергии по отношению к получаемой в нем тепловой энергии.

Тепловой насос (ТН) работает по циклу обратного кругового процесса. Основное отличие ТН от холодильной машины заключается в различии параметров протекающих процессов. ТН (рис. 1а) включает в себя компрессор I, конденсатор II, регулирующий вентиль III, испаритель IV. Пары рабочего вещества (хладагента), циркулирующего в тепловом насосе, нагреваются при сжатии в компрессоре I и направляются в конденсатор II. Здесь перегретый пар охлаждается до состояния насыщения и конденсируется. Теплота конденсации отводится

и используется для нагревания воздуха, являющегося сушильным агентом. Рабочее вещество, сконденсированное в аппарате II, дросселируется в регулирующем вентиле III и подается в испаритель IV, где кипит при температуре, близкой к температуре окружающей среды. Пары рабочего вещества, образующиеся при кипении, всасываются компрессором.

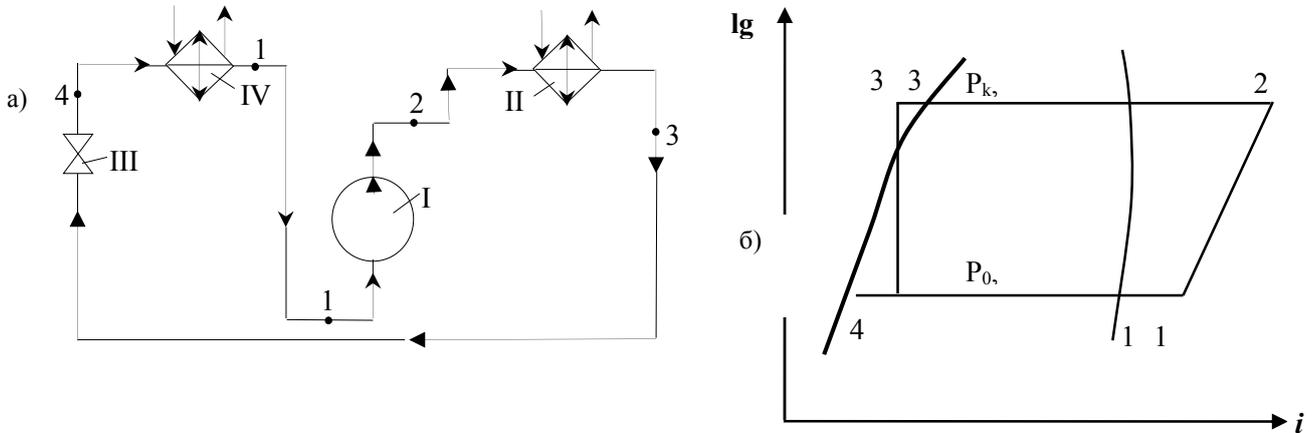


Рис. 1. Схема цикла ТН (а) и построение процесса цикла ТН в тепловой диаграмме (б)

Построение процессов, протекающих в ТН, показано на рис. 1б, где 1-1' – изобарный перегрев рабочего вещества на всасывание в компрессор; 1'-2 – сжатие рабочего вещества; 2-3 – конденсация рабочего вещества в конденсаторе при постоянном давлении; 3-4 – изэнтропийное расширение рабочего вещества в регулирующем вентиле; 4-1 – изобарное кипение рабочего вещества в испарителе ТН.

При этом затраченным теплом нужно также считать $C_p(t_1 - t_0)$, где t_1 – температура сушильного агента поступающего в сушильную камеру и t_0 – температура окружающей среды.

Тогда при всех условиях к.п.д. сушильной камеры представится в виде

$$\eta_{эн} = \frac{r(d_2 - d_1)}{C_p(t_1 - t_0) \cdot 1000} \quad (11)$$

Для теплонасосной сушильной установки с электроприводом требуется учесть потери электроэнергии, то для этого используется выражение для электрического к.п.д.

$$\eta_{эл} = \frac{C_p(t_1 - t_0)}{B_{эл} \cdot Q_H^p} \quad (12)$$

где $B_{эл}$ – удельный расход электроэнергии на 1 кг сухого воздуха;

Q_H^p – теплота испарения свободной воды

$$B_{эл} = \frac{B}{L}$$

где B и L – часовой расход электроэнергии и сухого сушильного агента.

Если значение произведения $C_p(t_1 - t_0)$ из (6) подставить в (5), то получим:

$$\eta_{эн} = \frac{r(d_2 - d_1)}{\eta_{эл} \cdot B_{эл} \cdot Q_H^p \cdot 1000}$$

тогда к.п.д. всей установки

$$\eta_{эн.у} = \eta_{эн} \cdot \eta_{эл} = \frac{r(d_2 - d_1)}{B_{эл} \cdot Q_H^p \cdot 1000} \quad \text{или} \quad \eta_{эн.у} = \frac{r(d_2 - d_1)L}{B_{эл} \cdot Q_H^p \cdot 1000} \quad (13)$$

Если подставить

$$L = \frac{U}{d_2 - d_1}, \quad (U - \text{количество испаренной влаги, кг/час})$$

в (7), то можем получить

$$\eta_{эн.у} = \frac{rU}{B_{эл} \cdot Q_n^p \cdot 1000}.$$

Литература:

1. Чумак И.Г. и др. Холодильные установки. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 344с.
2. Гинзбург А.С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 528 с.
3. Бродянский В.М и др. Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздан, 1988.-288 с.
4. Тауасаров Ш.У. Разработка и расчет высокоэффективных теплонаносных сушильных установок с сушилкой кипящего слоя: автореф. дис. канд. техн. наук.- Шымкент, 2005.
5. Гинзбург А.С. Сушка пищевых продуктов.–М.: Пищепромиздат, 1966.–683 с.
6. Верба М.И. Теория сушки.–М.: Энергия, 1960.– 170 с.
7. Гинзбург А.С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов.–М.: Пищевая промышленность, 1973.– 528 с.