

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ – УТИЛИЗАТОРЫ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАВШЕГО СУШИЛЬНОГО АГЕНТА

А.Г. Цубанов, канд. техн. наук, доцент, А.Л. Сняжков, канд. техн. наук, доцент, И.А. Цубанов, ст. преподаватель (БГАТУ)

Аннотация

Разработана методика расчета параметров работы тепловых насосов и снижения расходов теплоты в конвективных зерносушилках при использовании тепловых насосов в качестве утилизаторов теплоты отработавшего сушильного агента.

The methodology of calculations the work characteristics of heat pumps and reducing the number of warm consumption in convection grain dryer while using the heat pumps as utilizers of used drying agent is given.

Введение

Решение задач энергосбережения во многих случаях требует применения специализированного энергосберегающего оборудования. Таким оборудованием являются тепловые насосы (ТН), которые как бы “перекачивают” теплоту с низкого температурного уровня на более высокий температурный уровень с целью ее использования для нужд тепловых потребителей. Наибольшее применение нашли парокомпрессионные ТН с приводом от электродвигателей.

ТН позволяют за счет низкопотенциальной теплоты окружающей среды, а также вторичных энергоресурсов (ВЭР) уменьшить расходы первичных топливно-энергетических ресурсов в размере до 50% и более. Они могут быть использованы в конвективных зерносушилках для снижения энергозатрат на сушку путем осушения отработавшего сушильного агента (СА) и утилизации его теплоты [1-3].

Анализ использования ТН с целью энергосбережения путем осушения отработавшего СА в конвективных зерносушилках показал, что в этом случае они могут использоваться при низкотемпературной сушке зерна и семян [4]. При этом разность поступлений и расходов теплоты в сушильной камере должна находиться в допустимых пределах, а энергетические и температурные параметры работы ТН однозначно определяются тепловым режимом сушки.

Представляется целесообразным исследовать применение ТН как утилизаторов теплоты отработавшего СА с целью расширения области использования ТН в конвективных зерносушилках.

В связи с этим в данной работе поставлены следующие задачи:

- определить эффективность применения ТН как утилизаторов теплоты отра-

ботавшего СА для снижения энергозатрат на сушку;

- разработать методику расчета энергетических и температурных параметров работы ТН при утилизации теплоты отработавшего СА.

Основная часть

В исследуемой схеме использования ТН в качестве утилизатора теплоты (рис.1) отработавший СА поступает в испаритель И теплового насоса, где отдает теплоту рабочему веществу (хладону). После этого он сбрасывается в атмосферу.

Пары рабочего вещества сжимаются в компрессоре КМ и направляются в конденсатор К. В процессе конденсации паров рабочего вещества происходит предварительный нагрев наружного воздуха НВ за счет теплоты, переданной рабочему веществу в испарителе, и работы, затраченной на привод ТН.

Окончательный нагрев НВ до требуемой температуры происходит в нагревателе Н. Приготовленный СА подается в сушильную камеру СК для сушки продукта (зерна или семян).

После конденсатора конденсат рабочего вещества направляется в терморегулирующий вентиль (регулятор давления) ТРВ, а затем поступает в испаритель.

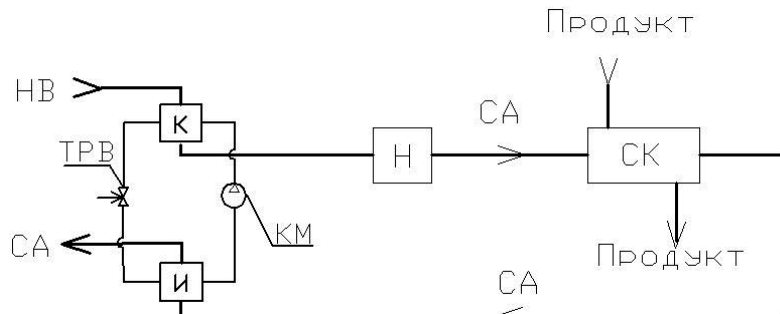


Рис. 1. Принципиальная схема зерносушилки с тепловым насосом

Для анализа процессов приготовления и использования СА, принимаем следующие допущения:

- рассматриваемые процессы являются стационарными;
- нагревателем является теплогенератор, в котором воздух нагревается за счет теплоты сжигаемого топлива;
- в качестве СА используется нагретый наружный воздух;
- под массой СА будем подразумевать массу сухой его части, принимая ее равной массе всего влажного воздуха;
- относительная влажность воздуха на выходе испарителя равна 100%.

На рис. 2 показаны процессы изменения тепловлажностного состояния СА:

- 0 – 4 – нагрев воздуха в конденсаторе ТН;
- 4 – 1 – нагрев воздуха в теплогенераторе;
- 1 – 2 – увлажнение СА в сушильной камере;
- 2 – 3 – утилизация теплоты отработавшего СА в

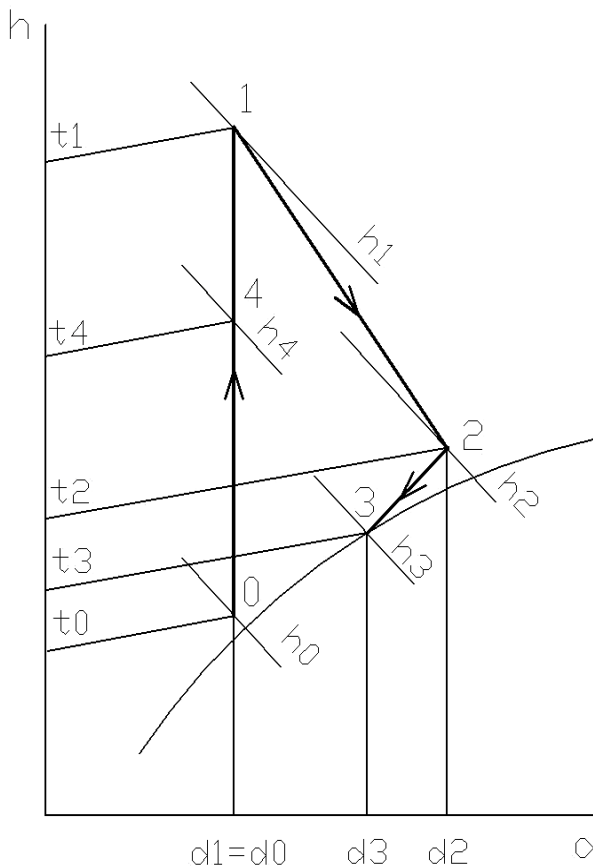


Рисунок 2. Процессы изменения состояния сушильного агента

испарителе ТН.

Соответственно приняты обозначения:

- характерных состояний воздуха и сушильного агента: 0 и 4 – наружный воздух на входе и выходе конденсатора ТН; 1 – приготовленный СА на входе в

сушильную камеру; 2 и 3 – отработавший СА на выходе из сушильной камеры и на выходе испарителя ТН;

- параметров сушильного агента (воздуха): d – влагосодержание, г/кг; h – энтальпия, кДж/кг; ϕ – относительная влажность, %; t – температура, °С.

Индексы при параметрах означают номера характерных точек.

Связь между параметрами воздуха отображает зависимость [5]:

$$h = 1,01t + (2500 + 1,88t) \frac{d}{1000}. \quad (1)$$

Исходными данными к расчету изменения тепловлажностного состояния СА (воздуха) являются:

- температуры СА на входе и выходе сушильной камеры: t_1 и t_2 , °С;
- параметры наружного воздуха: температура t_0 , °С; влагосодержание d_0 , г/кг и энтальпия h_0 , кДж/кг;
- разность поступлений и расходов теплоты в сушильной камере Δ , кДж/кг, отнесенная к 1 кг испаренной влаги.

Основным параметром при рассмотрении процессов, происходящих с сушильным агентом и наружным воздухом в ТН, является коэффициент преобразования. Коэффициент преобразования представляет собой энергетический параметр, численно равный отношению полученной в конденсаторе теплоты к затраченной на привод компрессора работе. В то же время он зависит от температур конденсации и испарения рабочего вещества (хладона), от вида и свойств рабочего вещества и от параметров работы компрессора [6,7].

Для заданного рабочего вещества коэффициент преобразования оказывается однозначной функцией разности температур конденсации и испарения [6]. При этом существенно упрощается анализ работы ТН и оказывается возможным, зная температуры отработавшего СА и наружного воздуха, определить необходимые температуры испарения и конденсации, а затем и коэффициент преобразования. Нельзя задаваться значением коэффициента преобразования, не определив требуемые температуры испарения и конденсации рабочего вещества (хладона) ТН.

Для расчета коэффициента преобразования в интервале температур конденсации от 30 до 80 °С при разности температур конденсации и испарения в пределах от 20 до 70 °С для хладонов R12 и R22, наиболее освоенных и широко используемых, авторами публикации предложена зависимость:

$$\mu = 240 (\delta t_{\text{ТН}})^{-1,1}, \quad (2)$$

где $\delta t_{\text{ТН}}$ – разность температур конденсации и испарения, °С.

Предложенная зависимость удовлетворительно согласуется с данными работ [4, 6-9].

Разность температур конденсации и испарения:

$$\delta t_{\text{ТН}} = t_4 - t_3 + \delta t_1 + \delta t_2,$$

где δt_1 и δt_2 – наименьшие температурные напоры в конденсаторе и испарителе, их значения допустимо принимать в пределах от 5 до 10 °С.

В дальнейшем при расчетах были использованы значения: $\delta t_1 = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\delta t_2 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Уменьшение температурных напоров сопровождается повышением энергоэффективности работы ТН и ухудшением условий теплообмена в конденсаторе и испарителе. В результате увеличиваются требуемые площади поверхности теплообмена и металлоемкость ТН.

Рассматривая тепловые процессы, происходящие в ТН и зерносушилках, воспользуемся основными положениями теории их тепловых расчетов [1, 3, 5, 10, 11]. В условиях принятой стационарности процессов допустимо ограничиться алгебраическими уравнениями для теплового расчета ТН и зерносушилок.

При расчете потребления теплоты и энергии зерносушилками следует использовать удельные расходы сушильного агента, теплоты и энергии, отнесенных к 1 кг влаги, испаренной из влажного продукта в процессе сушки. Такие показатели наглядно характеризуют затраты энергии на сушку и достаточно объективно отражают энергетическую экономичность зерносушилок.

Удельный расход теплоты, кДж/кг из расчета на 1 кг испаренной влаги при традиционной сушке вычисляется по формуле [4]:

$$q_T = \frac{A(t_1 - t_0)}{(t_1 - t_2)\eta_T}, \quad (3)$$

где A – параметр, характеризующий процесс сушки, кДж/кг;

η_T – КПД теплогенератора.

При этом параметр A определяется формулой:

$$A = 2500 + 1,88t_2 - \Delta.$$

Для расчета удельного расхода теплоты, кДж/кг, в случае использования ТН для утилизации теплоты отработавшего СА, авторами публикации предложено уравнение:

$$q_{TH} = \frac{A}{t_1 - t_2} \left(\frac{t_1 - t_4}{\eta_T} + \frac{t_4 - t_0}{\mu\eta_e\eta_{эс}} \right), \quad (4)$$

где η_e и $\eta_{эс}$ – КПД тепловой электростанции и коэффициент потерь в электросетях.

Удельный расход теплоты по уравнению (4) определен с учетом затрат теплоты топлива тепловой электростанцией на производство электрической энергии, потребляемой ТН.

Из уравнений (3) и (4) находим относительную экономию теплоты:

$$B = \frac{t_4 - t_0}{t_1 - t_0} \left(1 - \frac{\eta_T}{\mu\eta_e\eta_{эс}} \right). \quad (5)$$

Приняв $\eta_T = 0,91$, $\eta_e = 0,35$ и $\eta_{эс} = 0,95$, находим, что экономия теплоты достигается при коэффициенте преобразования $\mu > 2,74$.

Полученные зависимости характеризуют основные показатели энергоэффективности применения ТН и представляют несложные по своей структуре уравнения. Однако расчет показателей энергоэффективности использования ТН осложняется тем, что зави-

симости содержат две неизвестные величины: коэффициент преобразования μ и температуру воздуха t_4 на выходе конденсатора ТН.

Эти две величины зависят друг от друга, и только одна из них может быть принята с учетом условий работы ТН в конвективных зерносушилках. Следует принимать температуру t_4 при выполнении условия $t_1 \geq t_4 > t_0$. Но при этом значении температуры t_4 нельзя рассчитать по уравнению (2) коэффициент преобразования, т.к. неизвестной является температура СА t_3 на выходе испарителя ТН.

Зависимость между температурой t_4 и коэффициентом преобразования μ устанавливаются исходя из рассмотрения процессов, происходящих с воздухом и отработавшим СА в конденсаторе и испарителе ТН.

Преобразование энергии в ходе процессов, протекающих в конденсаторе и испарителе ТН, характеризуется следующими уравнениями:

$$l_{км} = q_k - q_n, \quad (6)$$

где $l_{км}$ – удельный расход электрической (механической) энергии на привод компрессора, кДж/кг;

q_k и q_n – удельные расходы теплоты в конденсаторе и испарителе ТН, кДж/кг.

$$l_{км} = \mu q_k; \quad (7)$$

$$q_k = A \frac{t_4 - t_0}{t_1 - t_2}; \quad (8)$$

$$q_n = (h_2 - h_3)l, \quad (9)$$

где h_2 и h_3 – энтальпия СА на входе и выходе испарителя ТН, кДж/кг;

l – удельный расход СА из расчета на 1 кг испаренной влаги, кг/кг;

$$l = 1000/(d_2 - d_1).$$

Разность влагосодержания СА при его увлажнении в процессе сушки определяется уравнением [12]:

$$d_2 - d_1 = (1010 + 1,88 d_1)(t_1 - t_2)/A. \quad (10)$$

Исходя из вышеприведенных уравнений, находим зависимость, отображающую взаимосвязь между температурами t_4 и t_3 и коэффициентом преобразования μ :

$$240 \left(1 - c \frac{h_2 - h_3}{t_4 - t_0} \right) = (\delta t_{TH})^{1,1}, \quad (11)$$

где введен параметр c , кг $^\circ\text{C}$ /кДж:

$$c = \frac{1000}{1010 + 1,88 d_1}.$$

Значение энтальпии h_2 определяют по уравнению (1), подставляя в него температуру t_2 и влагосодержание d_2 . При нахождении величины d_2 используют разность влагосодержания по формуле (10).

С целью упрощения расчетов и анализа исследуемых процессов авторами предложена зависимость для расчета энтальпии СА на выходе испарителя:

$$h_3 = 18,4 + 0,18 t_3^{1,8}.$$

При этом были использованы табличные данные энтальпии насыщенного влажного воздуха при давлении 100 кПа и температурах от 10 до 30 °С [13]. Погрешность данной зависимости не превышает 0,8%.

Решение уравнения (11) было представлено в виде зависимости:

$$t_4 = a + b\mu^{-1}, \quad (12)$$

где a и b – коэффициенты, значения которых были определены при обобщении результатов решения вышеприведенной системы уравнений.

Задаваясь коэффициентом преобразования ТН, который должен быть не меньше вышеприведенного значения, равного 2,74, определяют по уравнению (12) температуру t_4 , а затем по уравнению (2) температуру t_3 . После этого рассчитывают удельные расходы теплоты и относительно экономно теплоты по формулам (3), (4) и (5).

Были рассмотрены следующие варианты использования ТН для утилизации теплоты отработавшего СА в конвективных зерносушилках:

1 – сушка продовольственного зерна пшеницы при параметрах: $t_1 = 120$ °С, $t_2 = 42$ °С, $\Delta = -1450$ кДж/кг;

2 – сушка семенного зерна пшеницы при параметрах: $t_1 = 70$ °С, $t_2 = 35$ °С, $\Delta = -1100$ кДж/кг;

3 – сушка семян рапса при $t_1 = 60$ °С, $t_2 = 30$ °С, $\Delta = -1100$ кДж/кг.

С целью анализа влияния значения Δ на экономию теплоты и топлива были исследованы разновидности варианта 2: соответственно 2а и 2б, в которых принимались значения $\Delta = -1500$ кДж/кг и $\Delta = -800$ кДж/кг.

Параметры теплового режима сушки были определены согласно нормам и рекомендациям по расчету конвективных зерносушилок [5, 10].

Температура наружного воздуха принята равной 5°С, т.е. такой же, при которой даны отраслевые нормы расхода условного топлива в конвективных зерносушилках [5,10]. При этой температуре наружного воздуха его влагосодержание $d_0 = 4,4$ г/кг.

Значения коэффициентов в уравнении (12) для указанных режимов работы зерносушилок приведены в табл. 1.

Результаты расчета удельных расходов теплоты по формуле (4) для сушки семенного зерна (вар. 2)

приведены ниже в зависимости от коэффициента преобразования:

μ	2,74	3	4	5	6
$q_{тн}, \text{кДж/кг}$	7470	6970	6050	5770	5700
μ	6,37	7	8	9	10
$q_{тн}, \text{кДж/кг}$	5695	5705	5740	5780	5830

Значение $q_{тн}$ при $\mu = 2,74$ характеризует удельный расход теплоты при отсутствии ТН.

С увеличением коэффициента преобразования μ наблюдается вначале резкое уменьшение удельных расходов теплоты, а затем это уменьшение замедляется и сменяется некоторым увеличением удельных расходов теплоты. Существует минимум удельного расхода теплоты при вполне определенном значении коэффициента преобразования. Для рассматриваемого варианта это значение равно 6,38.

Анализ уравнения (4) с учетом подстановки температуры t_4 по формуле (12) позволяет установить значение коэффициента преобразования, при котором достигается минимальный удельный расход теплоты:

$$\mu_0 = \frac{2k_3 b}{b - k_3(a - t_0)}, \quad (13)$$

где k_3 – параметр, характеризующий использование теплоты топлива при производстве тепловой и электрической энергии.

$$k_3 = \frac{\eta_T}{\eta_e \eta_{эс}}.$$

Таблица 1. Коэффициенты a и b в уравнении (12)

Обозначения коэффициентов	Номера вариантов				
	1	2	2а	2б	3
a	18	11,7	11,2	12,05	10
b	136,5	130,5	129,8	131,4	126,8

Выбор коэффициента преобразования должен производиться при условии $\mu \geq \mu_0$ на основе технико-экономического обоснования.

При этом следует учесть, что увеличение коэф-

Таблица 2. Расчет энергосбережения при коэффициенте преобразования μ_0

Обозначения параметров	Номер формулы	Номера вариантов				
		1	2	2а	2б	3
μ_0	(13)	7,41	6,38	6,31	6,42	6,14
$t_4, \text{°С}$	(12)	36,4	32,15	31,8	32,5	30,6
$t_3, \text{°С}$	(2)	24,8	17,1	16,5	17,6	14,7
$q_k, \text{кДж/кг}$	(8)	1625	2840	3115	2645	3125
$q_{и}, \text{кДж/кг}$	(9)	1405	2395	2620	2232	2615
$l_{км}, \text{кДж/кг}$	(6)	220	445	495	413	510
μ_0	(7)	7,39	6,38	6,29	6,41	6,13
$q_T, \text{кДж/кг}$	(3)	6530	7480	8300	6870	7365
$q_{тн}, \text{кДж/кг}$	(4)	5410	5695	6365	5200	5465
$B, \%$	(5)	17,2	23,9	23,3	24,3	25,8

коэффициента преобразования сопровождается снижением капитальных затрат из-за уменьшения требуемой теплопроизводительности ТН и увеличением эксплуатационных расходов из-за некоторого увеличения расходов теплоты.

Предлагаемая методика была использована для расчета параметров работы ТН и наибольшей экономии теплоты при коэффициенте преобразования μ_0 (табл.2). Выполняя расчеты, пользовались значениями показателей эффективности: $\eta_T=0,91$; $\eta_e=0,35$ и $\eta_{sc}=0,95$. Коэффициенты a и b принимали согласно табл. 1.

Данные табл. 1 и 2 позволяют заключить, что величина Δ не оказывает заметного влияния на параметры СА на выходе конденсатора и испарителя ТН. Значения коэффициентов a и b практически одинаковы в вариантах 2, 2а и 2б. В связи с этим, относительная экономия теплоты в этих вариантах практически не зависит от значения Δ . Однако это значение Δ входит в состав параметра А и согласно уравнению (4), существенно влияет на расходы теплоты на сушку.

С целью проверки правильности выполняемых расчетов был определен коэффициент преобразования из системы уравнений (6), (7), (8) и (9) с учетом рассчитанных значений температур t_4 и t_3 . Результаты расчетов по формулам (13) и (7) практически одинаковы. Проведенная проверка расчетов коэффициента преобразования подтверждает достоверность предложенной методики.

Объем реальной экономии теплоты зависит от параметров работы ТН, продолжительности работы зерносушилок и теплового режима сушки, а также от КПД тепловой электростанции и теплогенератора.

Повышение КПД тепловой электростанции сопровождается увеличением экономии теплоты при эксплуатации ТН.

Современные тепловые электростанции оборудуют парогазовыми установками. Для таких электростанций можно принять $\eta_e=0,51$.

Удельные расходы теплоты в этом случае при сушке семенного зерна (вар. 2) изменяются в зависимости от коэффициента преобразования следующим образом:

μ	2	2,5	3	4	4,16
$q_{ТН}, \text{кДж/к}$	6970	5790	5320	5077	5075
μ	5	6	7	8	10
$q_{ТН}, \text{кДж/к}$	5115	5230	5340	5440	5630

При этом достигается максимальная экономия теплоты в размере 32%.

Эффективность применения ТН во многом определяется соотношением цен на электрическую и тепловую энергию. Происходящий рост цен на потребляемое топливо сопровождается увеличением экономического эффекта при использовании ТН.

Выводы

Расчет параметров работы ТН и расходов теплоты следует производить согласно предложенной ме-

тодике, основанной на теории теплового расчета зерносушилок и ТН. При этом необходимо учитывать температурный режим работы ТН.

Использование ТН как утилизаторов теплоты отработавшего СА обеспечивает снижение расходов теплоты в конвективных зерносушилках на 17-26%.

Повышение КПД тепловых электростанций, снижение себестоимости электрической энергии и увеличение цен на топливо способствуют широкому применению ТН в конвективных зерносушилках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Данилов, О.Л. Экономия энергии при тепловой сушке / О.Л. Данилов, Б.И. Леончик. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 136 с.
2. Рей, Д. Тепловые насосы/ Д. Рей, Д. Макмайкл. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
3. Янговский, Е.И. Промышленные тепловые насосы/ Е.И. Янговский, Л.А. Левин. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128 с.
4. Цубанов, А.Г. К вопросу энергосбережения в конвективных зерносушилках / А.Г. Цубанов, А.Л. Синяков, И.А.Цубанов // Агропанорама, №3, 2009. – С. 22-27.
5. Жидко, В.И. Зерносушение и зерносушилки/ В.И. Жидко, В.А. Резчиков, В.С. Уколов. – М.: Колос, 1982. – 239с.
6. Быков, А.В. Холодильные машины и тепловые насосы. (Повышение эффективности) / А.В. Быков, И.М. Калнинь, А.С. Крузе. – М.: Агропромиздат, 1988. – 287 с.
7. Холодильные машины: справочник/ А.И. Азаров [и др.]; под ред. А.В. Быкова. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224с.
8. Везиришвили, О.Ш. Энергосберегающие теплонасосные системы тепло- и хладоснабжения / О.Ш.Везиришвили, Н.В.Меладзе. – М.: Изд-во МЭИ, 1994. – 160 с.
9. Молочко, А.Ф. Об эффективности тепловых насосных установок (ТНУ)/ А.Ф. Молочко // Энергоэффективность, №2, 2009. – С.22-24.
10. Малин, Н.И. Справочник по сушке зерна/ Н.И. Малин. – М.: Агропромиздат, 1986. – 159 с.
11. Справочник по теплоснабжению сельского хозяйства/ Л.С. Герасимович [и др.]; под общ. ред. Л.С. Герасимовича. – Мн.: Ураджай, 1993. – 368 с.
12. Синяков, А.Л. Энергосбережение в конвективных зерносушилках путем рециркуляции сушильного агента /А.Л. Синяков, И.А.Цубанов // Агропанорама, №5, 2009. – С.40-44.
13. Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности/ Г.Н.Данилова [и др.]; под общ. ред. Г.Н. Даниловой. – М.: Агропромиздат, 1986. – 288 с.