

**КОЛИЧЕСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ КОНФИГУРАЦИИ  
КОЭФФИЦИЕНТА ЭФФЕКТИВНОСТИ И ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ  
ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА  
ПРИ ОТОПЛЕНИИ МАЛОЭТАЖНЫХ ТЕКСТИЛЬНЫХ СТРОЕНИЙ**

**QUANTITATIVE ANALYSIS OF THE CONFIGURATION OF COEFFICIENT  
OF EFFICIENCY AND HEAT CAPACITY  
OF AIR HEAT PUMP IN HEATING LOW-RISE BUILDINGS TEXTILE**

*Р.М. АЛОЯН, В.Н. ФЕДОСЕЕВ, И.А. ЗАЙЦЕВА, Н.В. ВИНОГРАДОВА*  
*R.M. ALOYAN, V.N. FEDOSEEV, I.A. ZAYTSEVA, N.V. VINOGRADOVA*

(Ивановский государственный политехнический университет)  
(Ivanovo State Polytechnical University)  
E-mail: 4932421318@mail.@mail.ru

*В статье предложен способ расчета коэффициента эффективности, учитывающий мощность не только потребляемой воздушным тепловым насосом электроэнергии, но и величину мощности низкопотенциального источника энергии в виде рассеянного тепла окружающего воздуха. Бестопливные энергетические установки – концентраторы рассеянной тепловой энергии окружающей среды при правильном с ними обращении и размещении по поверхности Земли будут более экологичными, чем аналогичные установки, черпающие энергию из земли, воды. Возможно, установки, извлекающие энергию из воздуха, получатся более громоздкими, чем аналогичные для морской, речной воды или земли, но зато использование воздуха в качестве рабочего тела возможно практически в любой точке земного шара. Воздух после охлаждения в рабочем цикле будет сразу же возвращаться в атмосферу, компенсируя отобранное у него тепло за счет энергии солнечного излучения. Авторский подход к обоснованию расчета реального коэффициента эффективности, отличного от идеального, доказывает, что разница, получаемая между выходной тепловой мощностью воздушного теплового насоса и его потребляемой электрической мощностью, есть не что иное, как количество рассеянной тепловой энергии окружающего воздуха.*

*The article suggests a method of calculating the efficiency factor, taking into account the power not only consumed by the air heat pump electricity, but also the power of a low-grade energy source in the form of heat dissipated ambient air. Non-fuel power plants-concentrators of ambient scattered thermal energy with proper handling and placement on the surface of the Earth will be more environmentally friendly than similar plants, drawing energy from the earth, water. Perhaps the installation that extracts energy from the air, are more cumbersome than the equivalent for sea, river water or land, but the use of air as the working fluid it is possible practically in any point of the globe. The air, after cooling in the working cycle, will immediately return to the atmosphere, compensating the selected heat due to the energy of solar radiation. The author's approach to the substantiation of the calculation of the real coefficient of efficiency different from the ideal proves that the difference between the output thermal power of the air heat pump and its consumed electric power is something other than the amount of scattered thermal energy of the ambient air.*

**Ключевые слова:** воздушный тепловой насос, коэффициент эффективности, источник низкопотенциального тепла, энергия рассеянного тепла, вентилятор, испаритель, конденсатор, компрессор, производительность.

**Keywords:** air heat pump, efficiency coefficient, low-grade heat source, dissipated heat energy, fan, evaporator, condenser, compressor, production.

Воздушные тепловые насосы (ВТН) – как технология, позволяющая частично вытеснить органическое топливо и обеспечить теплоснабжение с минимальными затратами первичной энергии, находятся сегодня в центре внимания отечественных исследований [1].

В нашем случае ВТН – как экологически чистая система – позволяет получать тепло для отопления и горячего водоснабжения автономных малоэтажных текстильных строений за счет использования низкопотенциальных источников и переноса его тепла к теплоносителю с более высокой температурой, то есть за счет атмосферного воздуха, внутри которого хаотически присутствует "рассеянное" тепло. Вопрос только в том, сколько этого "полезного" тепла в воздухе и как его собрать?

Воздушный тепловой насос типа "воздух - вода" состоит из контура (испаритель, конденсатор и компрессор), по которому циркулирует фреон.

В испарителе создаются условия для преобразования фреона в газообразное со-

стояние, а именно мощный вентилятор обдувает вытягивающим воздухом испаритель, поглощая при этом тепло из окружающей среды.

При определенной температуре конфигурация источника отбора тепла через вентилятор, концентрируя и уплотняя высвободившуюся долю "рассеянного" тепла, получает режим, соответствующий рабочей температуре кипения фреона.

Как вариант будем считать: имеем площадь строения  $S_{пл}=100 \text{ м}^2$ , типовой ВТН марки Meeting, тепловая мощность 7 кВт (A20/W35), потребляемая мощность 1,84 кВт, COP (КПД) – 3,8. Техническая характеристика представлена на рис. 1 (зависимость показателя эффективности

$$COP = f \left[ 20 / \left( \frac{35}{55} \right) \right]$$

и тепловой мощности ВТН от температуры воздуха и температуры теплоносителя (воды); точки на графике: [1,0 (1,84)] обозначают величину COP и (P, кВт); линии: а – температура теплоносителя 35°C; b – температура теплоносителя 55°C) и в табл. 1.

Таблица 1

№ п/п	Температура наружного воздуха, $t_{н.в}$	COP	Тепловая мощность $Q_{тепл.}$ мощность, кВт·ч	Температура наружного воздуха, $t_{н.в}$	COP	Тепловая мощность $Q_{тепл.}$ мощность, кВт·ч
При температуре теплоносителя (воды) 55°C				При температуре теплоносителя (воды) 35°C		
1	-25	1,0	1,84	-25	1,28	2,35
2	-20	1,14	2,10	-20	1,56	2,86
3	-15	1,28	2,35	-15	1,84	3,37
4	-10	1,40	2,60	-10	1,98	3,63
5	-5	1,56	2,86	-5	2,12	3,88
6	0	1,84	3,37	0	2,40	4,39
7	5	1,98	3,63	5	2,96	5,41
8	10	2,12	3,88	10	3,24	5,92
9	15	2,40	4,39	15	3,52	6,43
10	20	2,54	4,65	20	3,80	6,94
11	25	2,68	4,90	25	4,08	7,45

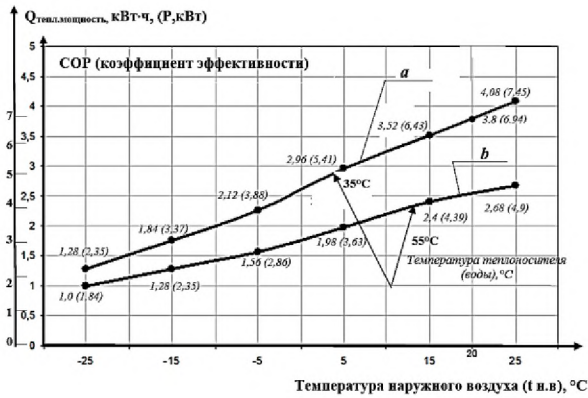


Рис. 1

Далее вентилятор с площадью воздухозабора  $S = 0,5 \text{ м}^2$  пропускает через себя примерно 500; 700; 800 м<sup>3</sup> воздуха в час, генерирует и уплотняет высвобождающуюся долю тепловой энергии с учетом сопутствующих характеристик воздуха при конкретной температуре подачи его на испаритель до температуры кипения фреона и выше.

Известно [2], что с понижением температуры воздушного потока техническая характеристика ВТН, а следовательно,  $P_{\text{тепл. мощн}}$  и COP, понижаются достаточно быстро. В идеальном случае, исходя из данных воздушного теплового насоса с тепловой мощностью 7 кВт и потребляемой мощности 1,8 кВт, становится очевидным, что COP приближается к 4, то есть  $\text{COP} = P_{\text{вых. мощн.}} / P_{\text{потр.}} = 7/1,8 = 4$ . Тогда требует пояснения появившаяся разница, или то, за счет какого источника энергии она появляется:  $7 - 1,8 = 5,2 \text{ кВт}$ . Попробуем рассчитать, какое количество тепловой энергии содержится в окружающем нас воздухе при конкретных температурах 5; 10; 15; 20°C по формуле:

$$E = V \rho c \Delta t, \text{ кВт}\cdot\text{ч.}$$

Масса воздуха, умноженная на его теплоемкость и умноженная на разницу начальной и конечной температуры  $\Delta t$ , где  $V$  – объем пропущенного вентилятором воздуха, м<sup>3</sup>;  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho = 1,28 \text{ кг/м}^3$ ;  $c$  – теплоемкость воздуха, кДж/кг·°C,  $c = 1,0 \text{ кДж/кг}\cdot\text{°C}$ ;  $m = \rho \cdot V$  – масса воздуха, кг;  $\Delta t$  – разность начальной

и конечной температуры воздуха, поступающего на вентилятор, °C.

Принимаем условия, что:

- расчет приблизительный;
- изменение теплоемкости воздуха при изменении температуры не учитываем.

Учитываем, что  $1 \text{ кДж} = 0,278 \text{ Вт}\cdot\text{ч}$ .

Вытяжной вентилятор с объемом:  $V = 500 \text{ м}^3$ ;  $V = 700 \text{ м}^3$ ;  $V = 800 \text{ м}^3$ .

Тогда:

1)  $V = 500 \text{ м}^3$

Тогда  $E_1 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1$ , при  $\Delta t_1 = 1^\circ\text{C}$ ;

$$E_1 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1 = 500 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 1 = 640 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 0,18 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \rightarrow P_1 = 0,18 \text{ кВт};$$

$E_2 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_2$ , при  $\Delta t_2 = 5^\circ\text{C}$ ,

$$E_2 = 500 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 5 = 3200 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 0,9 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \rightarrow P_1 = 0,9 \text{ кВт};$$

$E_3 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_3$ , при  $\Delta t_3 = 10^\circ\text{C}$ ;

$$E_3 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t = 500 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 10 = 6400 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 1,8 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \rightarrow P_1 = 1,8 \text{ кВт};$$

$E_4 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_4$ , при  $\Delta t_4 = 15^\circ\text{C}$ ;

$$E_4 = 500 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 15 = 9600 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 2,6 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \rightarrow P_1 = 2,6 \text{ кВт};$$

$E_5 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_5$ , при  $\Delta t_5 = 20^\circ\text{C}$ ;

$$E_5 = 500 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 20 = 12800 \text{ кДж} \cdot 0,278 = 3,6 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \rightarrow P_1 = 3,6 \text{ кВт}.$$

Таким же образом рассчитаем количество и мощность тепловой энергии в окружающем нас воздухе при вытяжном вентиляторе в 700 м<sup>3</sup> и 800 м<sup>3</sup> воздуха при данном диапазоне температур.

2)  $V = 700 \text{ м}^3$

$E_1 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1$ , при  $\Delta t_1 = 1^\circ\text{C}$ ;

$$E_1 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1 = 700 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 1 = 896 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 0,25 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_1 = 0,25 \text{ кВт};$$

$E_2 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_2$ , при  $\Delta t_2 = 5^\circ\text{C}$ ;

$$E_2 = 700 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 5 = 4480 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 1,25 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2 = 1,25 \text{ кВт};$$

$E_3 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_3$ , при  $\Delta t_3 = 10^\circ\text{C}$ ;

$$E_3 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t = 700 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 10 = 8960 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 2,5 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2 = 2,5 \text{ кВт};$$

$E_4 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_4$ , при  $\Delta t_4 = 15^\circ\text{C}$ ;

$$E_4 = 700 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 15 = 13440 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 3,74 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2 = 3,74 \text{ кВт};$$

$E_5 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_5$ , при  $\Delta t_5 = 20^\circ\text{C}$ ;

$$E_5 = 700 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 20 = 17920 \text{ кДж} \cdot 0,278 = 5,0 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2 = 5,0 \text{ кВт};$$

3)  $V = 800 \text{ м}^3$

$E_1 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1$ , при  $\Delta t_1 = 1^\circ\text{C}$ ;

$$E_1 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_1 = 800 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 1 = 1024 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 0,285 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_1 = 0,285;$$

$$E_2 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_2, \text{ при } \Delta t_2 = 5^\circ\text{C};$$

$$E_2 = 800 \cdot 1,28 \cdot 1,5 = 5120 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 1,425 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2 = 1,425 \text{ кВт};$$

$$E_3 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_3, \text{ при } \Delta t_3 = 10^\circ;$$

$$E_3 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t = 800 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 10 = 10240 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 2,85 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2 = 2,85 \text{ кВт};$$

$$E_4 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_4, \text{ при } \Delta t_4 = 15^\circ\text{C};$$

$$E_4 = 800 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 15 = 15360 \text{ кДж} \cdot 0,278 \approx 4,27 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2 = 4,27 \text{ кВт};$$

$$E_5 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_5, \text{ при } \Delta t_5 = 20^\circ\text{C};$$

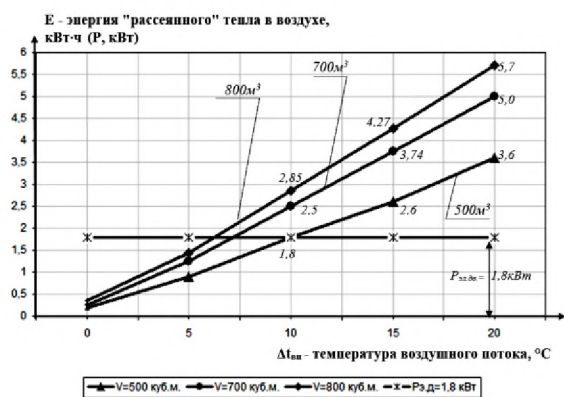
$$E_5 = 800 \cdot 1,28 \cdot 1 \cdot 20 = 20480 \text{ кДж} \cdot 0,278 = 5,695 \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \rightarrow P_2 = 5,695 \text{ кВт};$$

Сведем расчеты при данном диапазоне температур в табл. 2.

По результатам табл. 2 строим кривые (рис. 2) изменения энергии (мощности) рассеянного тепла в зависимости от температуры воздушного потока при наличии вытяжного вентилятора производительностью 500; 700; 800 м<sup>3</sup>.

Таблица 2

№ п/п	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	Е, кДж	Е, кВт·ч	Р, кВт
$V = 500 \text{ м}^3, \rho = 1,28 \text{ кг/м}^3, c = 1,0 \text{ кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}, 1 \text{ кДж} = 0,278 \text{ Вт}\cdot\text{ч}$				
1	0	640	0,18	0,18
2	5	3200	0,9	0,9
3	10	6400	1,8	1,8
4	15	9600	2,6	2,6
5	20	12800	3,6	3,6
$V = 700 \text{ м}^3, \rho = 1,28 \text{ кг/м}^3, c = 1,0 \text{ кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}, 1 \text{ кДж} = 0,278 \text{ Вт}\cdot\text{ч}$				
6	0	896	0,25	0,25
7	5	4480	1,25	1,25
8	10	8960	2,5	2,5
9	15	13440	3,74	3,74
10	20	17920	5,0	5,0
$V = 800 \text{ м}^3, \rho = 1,28 \text{ кг/м}^3, c = 1,0 \text{ кДж/кг}\cdot^\circ\text{C}, 1 \text{ кДж} = 0,278 \text{ Вт}\cdot\text{ч}$				
11	0	1024	0,285	0,285
12	5	5120	1,425	1,425
13	10	10240	2,85	2,85
14	15	15360	4,27	4,27
15	20	20480	5,695	5,695



Отразим на рис. 2 с помощью графиков потребляемую мощность  $P_{эл.дв.}$ , которая питает компрессор ВТН и является постоянной величиной в течение времени изменения воздушного потока.

Просуммируем графически ординаты этих двух графиков  $P_{т.м}f(t)$  и  $P_{эл.дв}f(t)$  и фиксируем результирующие точки (табл. 3, рис. 3 – график зависимости  $(P_{тепл.мощн} + P_{эл.дв}) f(t)$  от температуры воздушного потока).

Таблица 3

$\Delta t_{\text{возд.потока}}, ^\circ\text{C}$	1	5	10	15	20
$P_{эл.дв} = 1,8 \text{ кВт} - \text{const}$					
$E_1 + P_{эл.дв.}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \text{ при } V = 500 \text{ м}^3$	1,98	2,7	3,6	4,4	5,4
$E_2 + P_{эл.дв.}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \text{ при } V = 700 \text{ м}^3$	2,05	3,05	4,3	5,54	6,8
$E_3 + P_{эл.дв.}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \text{ при } V = 800 \text{ м}^3$	2,085	3,225	4,65	6,07	7,5

Примечание. Е, кВт·ч – энергия рассеянного тепла, или  $P_{рас.мощн.}$ , кВт;  $\Delta t_{\text{возд.потока}}, ^\circ\text{C}$  – температура подачи воздуха на испаритель ВТН.

В координатах ( $P_{\text{рас.мощн}} + P_{\text{эл.дв}}$ ) от температуры воздушного потока  $t_{\text{в.п}}$ , то есть  $(P_{\text{тепл.мощн}} + P_{\text{эл.дв}}) f(t)$ , строим получаемые по этим точкам кривые. Сравним кривую "а" и кривую "в" на рис. 1 с графиками рис. 3. Наблюдаем почти полное соответствие этих технических характеристик в том и другом случае.

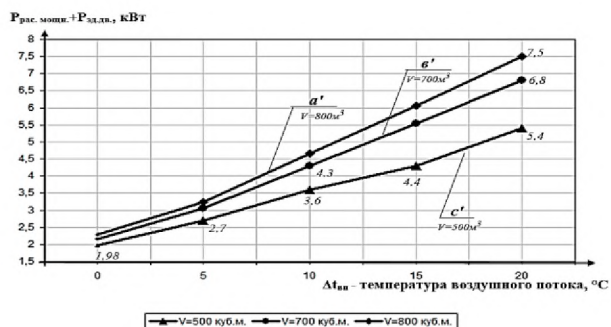


Рис. 3

Напрашивается вывод, что подбирая вентилятор по объему вытяжки (в данном случае  $V=700 \text{ м}^3$ ), мы тем самым учитываем величину второго низкопотенциального источника энергии (кроме электрического) в виде теплого рассеянного воздуха.

Становится очевидным, что ВТН потребляет энергии (электроэнергии) меньше, чем производит тепла на величину энергии "рассеянного" тепла окружающего воздуха. В реальных условиях изменяющегося климата и температуры внутри помещения "оперативно" учитывать и вычислять величину этой энергии весьма затруднительно и некорректно. Поэтому при сложившейся практике применяемые расчеты по COP (коэффициенту эффективности) не учитывают именно этот второй источник низкопотенциального тепла в виде "рассеянного" тепла в воздухе. Но по существующей информации в литературе используют три вида COP – идеальный, расчетный, реальный.

1. Идеальный COP – вычисляется с помощью построения термодинамических диаграмм  $i - \lg P$  (удельная энтальпия – давление).

2. Расчетный  $COP = P_{\text{тепл.мощн}}/P_{\text{эл.дв}}$ .

3. Реальный  $COP = P_{\text{потребителя}}/(P_{\text{эл.сеть}} + P_{\text{источник рас. тепла}})$ .

Поэтому во избежание путаницы на практике остановились на коэффициенте эффективности (COP – расчетный), кото-

рый показывает, во сколько раз в среднем тепловая энергия, переданная потребителю больше количества работы, необходимой для переноса тепла от низкопотенциального источника, в среднем имея в виду мощность электроэнергии, необходимой для работы компрессора.

В целом совершенство теплонасосных систем и коэффициента эффективности COP также дополнительно зависит от многих сопутствующих параметров, таких как мощность компрессора, качества производства комплектующих теплового насоса и необратимых энергетических потерь.

## ВЫВОДЫ

Окружающий нас воздух обдувает контур испарителя с фреоном. Фреон, при взаимодействии с воздухом превращаясь в газ, сжимается компрессором и нагревается до  $35...55^\circ\text{C}$ . Таким образом, это теплонасосное устройство черпает энергию из воздуха, земли, воды. В реальных условиях получаемый коэффициент преобразования (эффективности) может быть меньше, так как идеальных воздушных тепловых насосов не бывает. Степень отклонения расчетного коэффициента эффективности от идеального и реального коэффициента всегда будет зависеть от внешних (сторонних) ситуаций.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Алоян С.М., Зайцева И.А., Виноградова Н.В. Возможный диапазон работы воздушного теплового насоса в отопительный период // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2017, №4. С.272...275.

2. Технический паспорт воздушного теплового насоса марки Meeting - 7кВт.

## REFERENCES

1. Alojjan R.M., Fedoseev V.N., Alojjan S.M., Zajceva I.A., Vinogradova N.V. Vozmozhnyj diapazon raboty vozdušnogo teplovogo nasosa v otopitel'nyj period // Izv. vuzov. Tehnologija tekstil'noj promyshlennosti. – 2017, №4. S.272...275.

2. Tehnicheskij pasport vozdušnogo teplovogo nasosa marki Meeting - 7kVt.

Рекомендована кафедрой организации производства и городского хозяйства. Поступила 25.10.17.