

ИЗСЛЕДВАНЕ ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ТЕРМОПОМПЕНА СИСТЕМА „ВОДА-ВОДА“

Пламен Пенчев

ТУ-Габрово, Факултет „МУ“, Катедра „Енергийна Техника“, 5300 Габрово, България

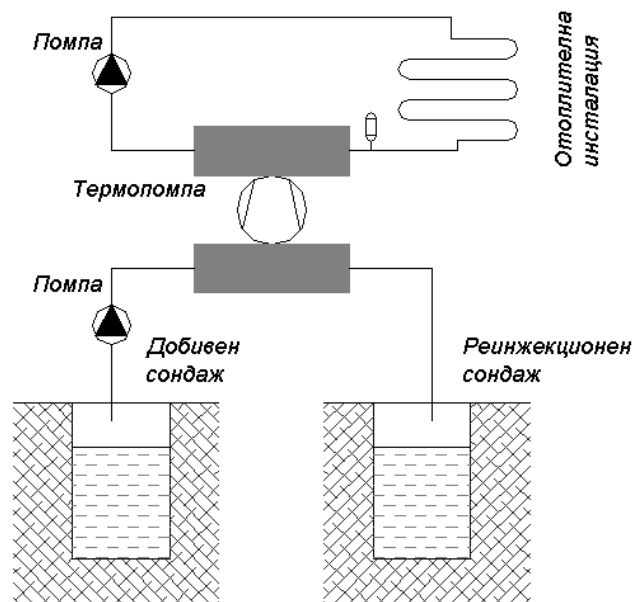
e-mail: penchev_p@abv.bg

ВЪВЕДЕНИЕ

Термопомпата вода-вода, черпи топлинна енергия от подпочвените води с помощта на два кладенеца. След това получената топлинна енергия може да се използва за отопление или топла вода. Термопомпите вода-вода са най-ефективните термопомпи за отопление. Докато термопомпите с въздушен източник изтеглят околния въздух с вентилатор, а термопомпите със земен източник използват геотермална енергия чрез сондажи или повърхностни колектори, термопомпите вода-вода ползват подземни резервоари за подпочвени води за извличане на топлина.

Подпочвените води, намиращи се на дълбочина 20 и повече метра, са с относително постоянна температура, варираща в границите 10-13°C и променящи температурата си с до 1°C лято/зима в зависимост от типа и структурата на почвените слоеве. Тази благоприятна възможност е довела до разработване на технически решения, с помощта на които се постига добър баланс по отношение оптимално използване на електрическата енергия за отоплителни нужди. На фигура (1) са показани основните компоненти и принципът на работа на термопомпа „вода-вода“.

Системата се състои от термопомпа, състояща се от компресор, кондензатор, изпарител и дроселиращ вентил, а основните елементи на останалата система са филтър за кладенчовата вода, помпа към отоплителната инсталация и консуматори, в случая водни конвектори.



Фиг.1 Принципна схема на термопомпа „вода-вода“ Kreider, J. F., Curtiss, P. S. & Rabl, A. (2010)

ТЕОРЕТИЧНА ПОСТАНОВКА

Системата трябва да удовлетворява изискването на Първия закон на термодинамиката

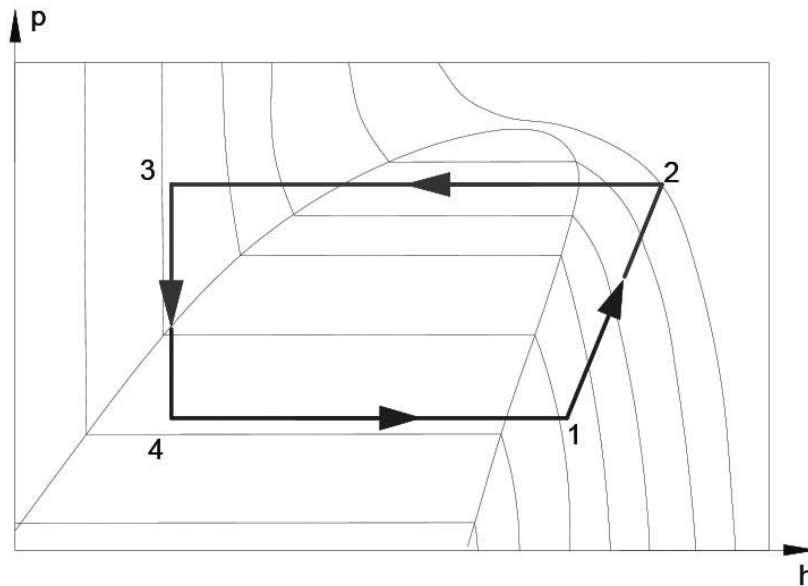
$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_o + P_{in}, W, \quad (1)$$

където $\dot{Q}_c$, W - обща топлинна мощност на кондензатора,

$\dot{Q}_o$, W - обща топлинна мощност на изпарителя,

P_{in} , W - консумирана мощност от компресора

На фигура (2) е показан термодинамичният цикъл на термопомпена система изобразен в $p-h$ диаграма.



Фиг.2 Термодинамичен цикъл на термопомпена система, където: 1-2 - изоентропно сгъстяване; 2-3 – изобарна кондензация; 3-4 – изоентропно регулиране; 4-5 – изобарно изпарение, Eicker, U. (2014)

При изоентропно сгъстяване 1-2, мощността на компресора се изразява от

$$P_{in} = \dot{m}_R(h_2 - h_1), W. \quad (2)$$

Специфичната работа на компресора

$$w_{in} = P_{in} / \dot{m}_R = h_2 - h_1, J/kg, \quad (3)$$

където $\dot{m}_R$ - масов разход на хладилния агент, kg/s

h_1 – специфична енталпия на хладилния агент преди компресора, J/kg

h_2 – специфична енталпия на хладилния агент след компресора, J/kg

Компресорът нагнетява хладилния агент до високо налягане, по време на което, вътрешната енергия и температура на газа се повишават.

Изоентропното сгъстяване не може да бъде достигнато при реалните процеси, тъй като вътрешното триене на флуида, както и загубата на топлина към околната среда не могат да се сведят до нула,

При изобарната кондензация - процес 2-3, топлинната енергия се разсейва към околната среда, чрез кондензирането на хладилния агент. Пълната топлинна мощност на кондензатора, се изразява с уравнението

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_R (h_3 - h_2), W \quad (4)$$

Специфичната топлина на кондензация

$$q_c = \dot{Q}_c / \dot{m}_R = h_3 - h_2, J / kg \quad (5)$$

където h_3 – специфична енталпия на хладилния агент след кондензатора, J/kg

h_2 – специфична енталпия на хладилния агент преди кондензатора, J/kg

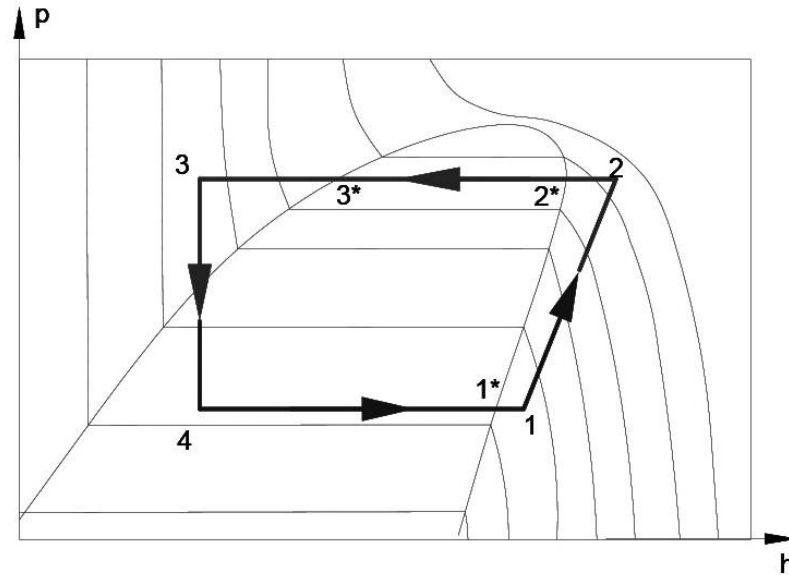
Нагнетеният прегрял хладилен агент навлиза в кондензатора с температура t_2 и налягане p_2 и преминава през три състояния:

- Зона на топлинна дисипация – освободеният топлинен поток се абсорбира или от околната среда или от охлаждащ флуид. В тази зона хладилния агент се охлажда, докато достигне точката на оросяване – тази зона обхваща от (5-15)% от целият пренос на топлина от кондензатора.
- Зоната на кондензация обхваща около (85-90)% от целият пренос на топлина на кондензатора.
- В зоната на преохлаждане, останалият кондезиран хладилен агент е супер охладен до температура около $5^{\circ}C$. Преохлаждането гарантира, че няма да постъпят балончета в дроселиращия клапан, повишава капацитета на изпарителя и подобрява коефициента на преобразуване на цикъла.

За да бъде възможно да реализира абсорбиращият топлинен поток е необходимо повърхностната температура на кондензатора да е по-висока от тази на нагриваната среда.

Фигура (3) показва процесът на кондензация в $p-h$ диграма. Линия 2-2* показва зоната на дисипация на топлина, линия 2*-3 показва зоната на кондензация, линия 3*-3 показва зоната на преохлаждане.

Топлинната мощност на кондензатора зависи от топлообменната площ, коефициента на топлопреминаване и температурната разлика, ур (6).



Фиг.3 Процес на кондензация, Eicker, U. (2014)

$$\dot{Q}_c = AU\Delta T_m, W \quad (6)$$

където: A – площ на кондезатора, m^2 ;

U – коефициент на топлопреминаване, W/m^2K

ΔT_m – средно-логаритмична температурна разлика, K

Напълно кондензиращият хладилен агент трябва да постъпи в изпарителя при ниско налягане. Това се постига, чрез изоенталпийна промяна на състоянието при дроселиране – състояние 3-4.

Изоенталпийно означава, че не се обменя нито топлина, нито работа с околната среда. В реалните процеси, ентропията нараства, когато енергията се разсейва по време на процеса на дроселиране, тъй като някаква определена част от хладилния агент се изпарява. Стойността на тази част може да се определи от p - h диаграмата. Тя съдържа линии, които показват постоянно паросъдържание x в мокрената парна площ. Това основно зависи от температурата на изпарение и преохлаждането на хладилния агент в кондезатора.

Течният хладилен агент постъпва в изпарителя, където започва кипене – състояние 4-1. Топлинната енергия се взема от заобикалящата околна среда или друга топлинна среда. Пълната топлинна мощност на изпарителя се определя от:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_R(h_1 - h_4), W \quad (6)$$

Специфичната топлина на изпарение

$$q_o = \dot{Q}_o / \dot{m}_R = h_1 - h_4, J/kg \quad (7)$$

където h_4 – специфична енталпия на хладилния агент преди изпарителя, J/kg

h_1 – специфична енталпия на хладилния агент след изпарителя, J/kg

За сравняване ефективността на термопомпите се използва коефициент на преобразуване, който се определя като отношение между топлинната мощност на кондензатора и мощността от работата на компресора.

$$\varepsilon = \dot{Q}_c / P_{in} = h_2 - h_3 / h_2 - h_1 \quad (8)$$

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ РЕЗУЛТАТИ

Експерименталната установка е разположена в жилище в гр. Стара Загора. Системата работи с фреон R32. Къщата е масивна тухлена постройка, изолирана с 20 см. каменна вата. Използват се два кладенеца на разстояние 10 метра един от друг, с цел да не се смесват входящите и изходящите кладенчови води. Дълбочината на сондажите е 30 метра. Замереният дебит на подземните реки е $5.3 \text{ m}^3/\text{h}$. Измерената температура на водата през периода 06.11.2022г – 08.12.2023г варира от 11 до 13°C . За външния фреонов кръг и вътрешния воден кръг е използван спирален топлообменен апарат с максимална топлинна мощност 9 kW . Топлообменният апарат е разработка на фирма Aqua Systems Inc.(2024) и показан на фигура (4).



Фиг. 4. Общ вид на фреоновия топлообменен апарат

Водата (1) постъпва през горните две тръби и се турбулизира, благодарение както на вътрешното оребрение на тръбите, така и на спираловидното и движение. Студеният хладилен агент (2) постъпва през долната тръба и облива външно спиралните тръби, които също са оребрени и преминава между тях и стените на топлообменника (5). Интензифицираната повърхност на тръбите осигурява 3.7 пъти по-голяма площ от тази при гладки тръби. Когато течният хладилен агент (4) абсорбира топлината от водния кръг, той започва да кипи и напуска апарата като газ. Охладената вода (6) напуска през долната част на топлообменника.

В системата е предвиден буферен съд с вместимост 500л. Отоплителната инсталация е разработена с вентилаторни конвектори с вградени термостати, поддържащи постоянна температура от 24°C в помещенията. Измерването на температурата на входа и изхода на водния кръг става чрез дигитални термометри. Дебитът на помпите се определя чрез дебитометри. Измерването на консумацията на електрическа енергия става посредством електромери, монтирани на компресора и на помпите. Измерването на получената топлинна енергия става посредством топломери, монтирани на входящите и изходящите линии.

Резултатите от измерването са показани в таблица 1.

Табл.1. Резултати от замерването на коефициента на преобразуване на термопомпа „вода-вода“.

Температура вътрешен кръг вода		Температура външен кръг вода		Ел консумация	Ел консумация	Показания на топломер	Консумира на дневна ел енергия	COP за 24 часа
Входяща	Изходяща	Канална изходяща	Канална входяща	Термопомпа	Водни помпи	Произведена енергия		
С	С	С	С	kWh	kWh	kWh	kWh	
44	41	16	12	2201	2204	12271		
45	42	16	12	2217	2210	12383	22	5.09
42	40	16	12	2240	2219	12488	32	3.28
42	40	16	12	2249	2222	12542	12	4.50
45	42	16	11	2268	2228	12628	25	3.44
45	43	16	13	2291	2245	12762	40	3.35
45	43	16	13	2312	2258	12883	34	3.56
48	45	16	12	2336	2266	13010	32	3.97
47	44	16	12	2367	2276	13143	41	3.24
43	41	16	12	2390	2284	13321	31	5.74
44	42	16	12	2414	2292	13474	32	4.78
47	44	16	11	2443	2300	13630	37	4.22
47	44	16	11	2465	2309	13761	31	4.23
47	44	16	11	2493	2319	13891	38	3.42
47	44	16	11	2512	2327	13992	27	3.74
47	44	16	11	2535	2336	14127	32	4.22
48	45	16	11	2561	2345	14273	35	4,17
48	45	16	11	2588	2355	14415	37	3.84
48	45	16	11	2624	2371	14595	52	3.46
44	40	16	11	2652	2383	14755	40	4.00
48	44	16	11	2671	2391	14872	27	4.33
48	44	16	11	2688	2399	14962	25	3,60

Табл.1 продължение. Резултати от замерването на коефициента на преобразуване на термопомпа „вода-вода“.

Температура вътрешен кръг вода		Температура външен кръг вода		Ел консумация	Ел консумация	Показания на топломер	Консумира на дневна ел енергия	COP за 24 часа
Входяща	Изходяща	Канална изходяща	Канална входяща	Термопомпа	Водни помпи	Произведена енергия		
48	44	16	11	2707	2407	15062	27	3.70
48	44	16	11	2728	2415	15167	29	3.62
48	44	16	11	2762	2426	15316	45	3.31
48	44	16	11	2790	2437	15462	39	3.74
50	44	16	11	2830	1231	15651	29	2.93
50	44	16	11	2854	1240	15756	33	3.18
50	44	16	11	2880	1250	15873	36	3.25
48	43	16	11	2895	1257	15966	22	4.23
46	41	16	11	2916	1267	16100	31	4.32

ИЗВОДИ

Както се вижда от резултатите, коефициентът на трансформация COP е висок и варира от стойности от 2.93 до 5.09. Той зависи основно от температурите на входящата канална (кладенчова вода), и подобреният топлообмен, в следствие на използването на топлообменни апарати с интензификация на топлообмена.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kreider, J. F., Curtiss, P. S. & Rabl, A. (2010) *Heating and Cooling of Buildings: Design for Efficiency*. Revised Second Edition. Mechanical and Aerospace Engineering Series). Boca Raton, CRC Press.
2. Eicker, U. (2014) *Energy Efficient Buildings with Solar and Geothermal Resources*. Chichester, Wiley.
3. Hadorn, J. C. (ed.) (2015) *Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings*. 2nd Edition. Berlin, Ernst & Sohn.
4. Althouse, A. D., Turnquist, C. H., Bracciano, A. F., Bracciano, D. C. & Bracciano, G. M. (2013) *Modern Refrigeration and Air Conditioning*. 19th Edition. Goodheart-Willcox.
5. <https://aquasystemsinc.com/>, (2024)