

## ФАКУЛТЕТ МАШИНОСТРОЕНЕ И УРЕДОСТРОЕНЕ КАТЕДРА "МЕХАНИКА"

## **ДИСЕРТАЦИЯ**

на Емил Тошков Тошков

за придобиване на образователна научна степен "ДОКТОР"

## на тема: "Изследване на хибридна система със земно базирана термопомпа и слънчеви колектори"

Научни ръководители:

- 1. доц. д-р Ал. Георгиев
- 2. доц. д-р Р. Попов

Пловдив, 2015 г.

## СЪДЪРЖАНИЕ

СЪДЪРЖАНИЕ2	2
СПИСЪК НА ИЗПОЛЗВАНИТЕ СЪКРАЩЕНИЯ5	5
ОСНОВНИ УСЛОВНИ ОБОЗНАЧЕНИЯ	5
ОСНОВНИ ИНДЕКСИ	3
ВЪВЕДЕНИЕ1	0
<u>I ГЛАВА.</u> ОБОСНОВКА И ПОСТАНОВКА НА ИЗСЛЕДВАНИЯТА12	2
1.1.ЛИТЕРАТУРЕН ОБЗОР НА ЗЕМНО БАЗИРАНИ ТЕРМОПОМПИ12	2
1.1.1. ТЕРМОПОМПЕНИ СИСТЕМИ13	3
1.1.2. СИСТЕМИ ЗА РАЗПРЕДЕЛЕНИЕ НА ТОПЛИНАТА13	3
1.1.3. ЗЕМНО СВЪРЗВАНЕ1-	4
1.1.4. ИЗБОР НА ФЛУИД КАТО ТОПЛОНОСИТЕЛ20	)
1.1.5. ТРЪБИ ИЗПОЛЗВАНИ ЗА ЗТО20	)
1.1.6.ОПРЕДЕЛЯНЕ ТОПЛИННИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАЗЕМЯТА20	)
ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 1.124	1
1.2.ЛИТЕРАТУРЕН ОБЗОР НА ХИБРИДНИ ЗЕМНО БАЗИРАНИ	
ТЕРМОПОМПИ (ХЗБТП) И СИСТЕМИ ЗА ОТОПЛЕНИЕ И	
ОХЛАЖДАНЕ25	5
ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 1.231	l
1.3. ОБЗОР НА МОДЕЛИ И ПРОГРАМИ ЗА ПРОЕКТИРАНЕ НА ЗЕМНС	)
БАЗИРАНИ ТЕРМОПОМПИ И СИСТЕМИ3	1
1.3.1. ТОПЛОПРОВОДНОСТ ИЗВЪН ТОПЛООБМЕННИКА (ТО)32	2
1.3.2. ТОПЛОПРОВОДНОСТ ВЪТРЕ В ТО3	б
1.3.3. ОБЗОР НА КОМПЮТЪРНИТЕ ПРОГРАМИ ЗА СИМУЛАЦИЯ И	
ПРОЕКТИРАНЕ НА ВТО И СИСТЕМИ30	0
ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 1.342	2
1.4. ОСНОВНА ЦЕЛ И ЗАДАЧИ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД42	2
<u>II ГЛАВА.</u> ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА ХИБРИДНА	
СИСТЕМА СЪС ЗЕМНО БАЗИРАНА ТЕРМОПОМПА И СЛЪНЧЕВИ	
КОЛЕКТОРИ44	4

2.1. МЕТОДИКА ЗА ИЗПИТВАНЕ НА ХИБРИДНА ОТОПЛИТЕЛНА	
СИСТЕМА СЪС ЗЕМНО БАЗИРАНА ТЕРМОПОМПА И СЛЪНЧЕВИ	
КОЛЕКТОРИ	-44
2.1.1. ЦЕЛ НА ИЗПИТВАНЕТО	-44
2.1.2. УСЛОВИЯ НА ИЗПИТВАНЕТО	-44
2.1.3. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТ	-45
2.1.4. ИЗМЕРВАНИ ВЕЛИЧИНИ	49
2.1.5. УСЛОВИЯ И РЕЖИМИ НА ИЗПИТВАНЕ	-51
2.1.6. ОБРАБОТКА НА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИТЕ РЕЗУЛТАТИ	-51
2.1.7. ТОЧНОСТ НА ИЗМЕРВАНИТЕ ВЕЛИЧИНИ	-52
2.2. ИЗГРАЖДАНЕ НА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ХИБРИДНА	
ИНСТАЛАЦИЯ ЗБТП – СЛЪНЧЕВИ КОЛЕКТОРИ	-52
2.2.1. ИЗГРАЖДАНЕ НА ВЕРТИКАЛНИТЕ ТОПЛООБМЕННИЦИ	-54
2.2.2. ХИДРОГЕОЛОЖКИ УСЛОВИЯ В РАЙОНА НА НАПРАВЕНИТІ	Е
СОНДАЖИ	-56
2.2.3. СЛЪНЧЕВАТА ЧАСТ ОТ ИНСТАЛАЦИЯТА	57
2.2.4. ХИДРАВЛИЧНАТА ЧАСТ НА СИСТЕМАТА	-58
2.2.5. ИЗМЕРВАТЕЛНА СИСТЕМА НА ИНСТАЛАЦИЯТА	-61
ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 2.2	-63
2.3. КОНСТРУКЦИЯ НА МОБИЛНА ЛАБОРАТОРИЯ ЗА ОПРЕДЕЛЯ!	HE
НА ТОПЛИННИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ЗЕМЯТА	64
ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 2.3	-66
2.4. ПРОВЕЖДАНЕ НА ЕКСПЕРИМЕНТИ ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ	
ТОПЛИННИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ЗЕМЯТА (ОТХ) ОКОЛО	
ИЗГРАДЕНИТЕ ВТО	67
ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 2.4	-72
2.5. РЕЖИМИ НА РАБОТА НА ХИБРИДНАТА ИНСТАЛАЦИЯ	-72
2.5.1. РЕЖИМ 1 - ЗАРЕЖДАНЕ НА ВОДНИТЕ РЕЗЕРВОАРИ	
(АКУМУЛАТОРИ) С ТОПЛИННА ЕНЕРГИЯ ОТ (СК)	74
2.5.2. РЕЖИМ 2 - ЗАРЕЖДАНЕ НА ВТО С ТОПЛИННА ЕНЕРГИЯ	-86
2.5.3. РЕЖИМ 3 - ПРЯКО СЛЪНЧЕВО ОТОПЛЕНИЕ	101
2.5.4. РЕЖИМ 4 - ОТОПЛЕНИЕ ЧРЕЗ ЗЕМНО БАЗИРАНА	
ТЕРМОПОМПА	110

2.5.5. РЕЖИМ 5 - ОТОПЛЕНИЕ ЧРЕЗ СЛЪНЧЕВО БАЗИРАНА
ТЕРМОПОМПА (СБТП)135
<u>III ГЛАВА.</u> ЧИСЛЕНО СИМУЛИРАНЕ НА ХИБРИДНА СИСТЕМА СЪС
ЗЕМНО БАЗИРАНА ТЕРМОПОМПА И СЛЪНЧЕВИ КОЛЕКТОРИ147
3.1. СИМУЛАЦИИ НА РЕЖИМ 2 – ЗАРЕЖДАНЕ НА ВТО С
ТОПЛИННА ЕНЕРГИЯ147
3.2. СИМУЛАЦИИ НА РЕЖИМ 4 – ОТОПЛЕНИЕ СЪС ЗБТП
(РАЗРЕЖДАНЕ НА ВТО)153
3.3. СИМУЛАЦИИ НА КОМБИНИРАН РЕЖИМ – ОТОПЛЕНИЕ СЪС
ЗБТП (РАЗРЕЖДАНЕ НА ВТО) И ЗАРЕЖДАНЕТО МУ С ЕНЕРГИЯ ОТ
СК ПРЕЗ НЕОТОПЛИТЕЛНИЯ СЕЗОН158
ИЗВОДИ ОТ ГЛАВА III-ТА161
<u>IV ГЛАВА.</u> ИКОНОМИЧЕСКИ АНАЛИЗ НА ХИБРИДНА СИСТЕМА
СЪС ЗБТП И СЛЪНЧЕВИ КОЛЕКТОРИ162
ИЗВОДИ ОТ ГЛАВА 4164
ЗАКЛЮЧЕНИЕ165
<b>БИБЛИОГРАФИЯ</b> 167
СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ НА АВТОРА ПО ТЕМАТА177
СПРАВКА ЗА ПРИНОСИТЕ НА ДИСЕРТАЦИЯТА177

### СПИСЪК НА ИЗПОЛЗВАНИТЕ СЪКРАЩЕНИЯ

- БГВ битово горещо водоснабдяване;
- ВЕИ възобновяеми енергийни източници;
- ВТЕА вертикален топлоенергиен акумулатор;
- ВТО вертикален топлообменник;
- ДИЕ допълнителен източник на енергия;
- ЗБТП земно базирана термопомпа;
- ЗТО земен топлообменник;
- КЕЕ коефициент на енергийна ефективност;
- КПД коефициент на полезно действие;
- КТ коефициент на трансформация;
- ОС околна серда;
- ОТХ определяне на топлинните характеристики;
- П помпа;
- ПЕ полиетилен;
- ПЕВН полиетилен високо налягане;
- ПК персонален компютър;
- ПТЕА подземен топлоенергиен акумулатор;
- СК слънчев колектор;
- СБТП слънчево базирана термопомпа;
- СФИ сезонен фактор на изпълнение;
- Т датчик за температура;
- ТО топлообменник;
- ТП термопомпа;
- ТХЗ топлинни характеристики на земята;
- ХЗБТП хибридна земно базирана термопомпа;
- EED Earth Energy Designer;
- TRNSYS -Transient System Simulation Tool.

### ОСНОВНИ УСЛОВНИ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a – температуропроводност, m<sup>2</sup>/s;

A – повърхнина, m<sup>2</sup>;

- *а<sub>i</sub>* стойност на отделното измерване;
- $\bar{a}$  средна стойност на n измервания;
- Δа абсолютна грешка на измерването;

 $\Delta a_i$  – абсолютна грешка на отделното измерване;

c – специфичен топлинен капацитет, J/kg.K;

*С* - обемен топлинен капацитет, J/m<sup>3</sup>.K;

*H* – дълбочина, m;

I – интензитет, W/m<sup>2</sup>;

- k<sub>т</sub> коефициент на трансформация;
- т брой на периодите на активност;
- m масов дебит, kg/s;
- *n* брой на проведените измервания; брой на периоди;
- N електрическа мощност, W;
- *p* броя на периодите на активност на ДИЕ;

*q* – брой на периодите (циклите) на включване на термопомпата;

 $q_E$  - специфичната енергия, приложена или абсорбирана, W;

Q – топлинна енергия, J;

 $\dot{Q}$  – топлинен поток (мощност), W;

*r* - радиус, m;

 $r_b$  – радиус на ТО;

- Re число на Рейнолдс;
- $r_p$  ефективен радиус, m;
- $R_p$  съпротивление на ВТО, mK/W;
- $R_s$  топлинното съпротивление на земятата, mK/W;

S – чувствителност на пиранометъра, mV/W/m<sup>2</sup>;

 $\Delta \bar{S}$  – средноквадратична грешка на резултата от серията измервания;

t – температура, °С;

 $t_{\alpha}$  – коефициент на Стюдънт;

- *T<sub>f</sub>* средната температура на циркулиращия флуид в тръбата, К;
- $T_{\rm s}$  несмутената температура на земята, К;
- $\Delta t$  температурна разлика, К;
- U напрежение, V;
- v скорост, m/s;
- V обем, m<sup>3</sup>;
- $\delta$  деклинация;
- *ү* Ойлеровата константа равна на 0,5772;
- δ абсолютна грешка на измервателен уред;
- $\Delta \tau$  период време, s;
- ε относителна грешка;
- η коефициент на енергийна ефективност;
- v кинематичен вискозитет,  $m^2/s$ ;
- $\varphi$  географската ширина;
- $\lambda$  коефициент на топлопроводност, W/mK;
- $\rho$  плътност,kg/m<sup>3</sup>;
- $\tau$  време, s;
- $\tau_s$  стационарно време, s;

#### ОСНОВНИ ИНДЕКСИ

- -- среден;
- ′- входящ;
- " изходящ;
- 0 начален;
- 2-2001 воден резервоар;
- 2-3 от 2001 към 3001резервоар;
- 2-ск от 2001 резервоар към слънчевия колектор;
- 3-3001 воден резервоар;
- 3-2 от 3001 към 2001 резервоар;
- 3-вто от 3001резервоар към вертикалния топлообменник;
- 3-и от 3001 резервоар към изпарителя;
- 3-кв от 3001резервоар къмконвектора;

а – акумулатор;

- аб абсорбер;
- ам амортизационни;
- б буфер;
- вто вертикален топлообменник;

год – годишно;

ДИЕ – допълнителен източник на енергия;

др – други;

- е отведена;
- ел електрически;
- заг загуби;
- зап запасена;
- запл заплати;
- и изпарител;
- изр изразходван;
- ин инжектиран;
- инс инсталация;
- к кондензатор;
- кв конвектор;

конв – конвекторен двигател;

кр – краен;

нач – начален;

о – отоплителен;

ос – околна среда;

отп – отпусната;

п – потребление;

пир – пиранометър;

с – система;

ск – слънчев колектор;

соб – собствена;

ср – средно;

ст – стаен;

т – трансформация;

те – топлинна единица;

тп – термопомпа;

тп – термопомпа;

 $\phi - \phi$ луид;

*b* – вертикален топлообменник;

f – поле;

l – за единица дължина;

тах – максимален;

min – минимален;

*p* – при постоянно налягане;

*s* – земя;

 $\alpha$  – статистическа сигурност.

## въведение

Рационалното използване на горивно-енергийните ресурси днес е една от най-важните глобални задачи пред човечеството, успешното решаване на която, ще има решаващо значение за по-нататъшното развитие на световното общество и съхранение на неговата среда за обитаване. Едни от най-перспективните пътища за решаване на тези задачи е използването на възобновяеми енергийни източници (ВЕИ) за топлоснабдяване на жилищни и административни сгради и съоръжения, тяхната климатизация и снабдяване с битова гореща вода (БГВ). Основното преимущество на тези енергопреобразуващи технологии е значителната икономия на енергия за отопление и климатизация, а също и постигането на екологичен ефект и повишаването степента на автономност на тези системи. В бъдеще тези технологии ще играят все по-нарастваща роля за създаване на подобра среда за обитаване, предвид ограничения ресурс от изкопаеми горива и нарастващата им цена.

Освен наизкопаеми горива земната кора е богата и на топлинна енергия – така наречената геотермална енергия, която е с много по-ниско ниво на топлинна емисия и е природосъобразна. Геотермалната енергия се използва главно по три начини – производство на електроенергия, директно отопление и индиректно отопление чрез земно базирани термопомпи (ЗБТП), като тези методи използват съответни високо, средно и нискотемпературни ресурси. Оползотворяването на тази енергия при ниски температури e относително просто, защото необходимите дълбочини са малки, термопомпите отнемат нискотемпературна топлинна енергия и повишават температурата до необходимите за потребителя нива. По този начин земята представлява неограничен акумулатор на ниско потенциална топлинна енергия, която се отнема от там чрез т. нар. земни топлообменници (Ground Heat Exchangers). През последните години интересът е насочен основно към вертикалните топлообменници (BTO) като най-перспективни.

Системите, използващи земни топлообменници са вече широко разпространени в развитите страни по света – САЩ, Канада, Северна и

Централна Европа, Япония и други, за отопление и климатизация на сгради и заснабдяване с БГВ. Голямо преимущество на системите с вертикални топлообменници (ВТО) е, че те не се влияят от температурата на околния въздух и слънчевата радиация, тъй-като работят в дълбочини под 15÷20m, под т. нар. неутрална зона, където температурата на земята е постоянна. Така се минимизират дневни и сезонни колебания на температурата и това обуславя високия коефициент на енергийна ефективност на системите с ВТО в сравнение с използването на въздух или вода. Освен това, земните топлообменници могат да се използват и за акумулиране на топлинна енергия в тях по време на работата им през различни сезони и според нуждите на консуматора.

Земно базираните термопомпени системи за отопление и климатизация на жилищни и административни сгради предлагат редица преимущества пред конвенционалните: една система за охлаждане и отопление, почти без поддръжка – няма движещи се части, безопасна, чиста екологически, автоматизирана, дълговечна – за период от повече от 30 години, ниски експлоатационни разходи, по-ефективна, безшумна, не замърсява околната среда. Ефективното съчетание на слънчеви колектори (СК) със земно базирани термопомпи (ЗБТП) ще подобри работата на системите за отопление на сгради, ще доведе до още по-ниска консумация на електроенергия, снижаване наначалните разходи за изграждане на топлообменниците чрез намаляване на тяхната дължина, повишаване коефициента на енергийна ефективност и преодоляване на проблеми с евентуално топлинно обедняване на земята около ВТО. Това прави тези хибридни системи перспективни и привлекателни с широко приложение за обществени и жилищни сгради.

Настоящият труд е насочен към изследването на хибридна система слънчеви колектори – термопомпа - вертикални топлообменници при различни режими на експлоатация според сезона и нуждите от отопление.

## <u>I Глава</u>. ОБОСНОВКА И ПОСТАНОВКА НА ИЗСЛЕДВАНИЯТА

#### 1.1.Литературен обзор на земно базирани термопомпи (ЗБТП)

Освен изкопаеми горива земната кора съдържа и обилни количества топлинна енергия, оползотворяването на която е задача на геотермалните енергийни системи, които имат по-ниски въглеродни емисии OT конвенционалните. Геотермалната енергия се използва по три начина: производство на електроенергия, пряко отопление и индиректно чрез земно базирани термопомпи (ЗБТП) [138]. Тези процеси използват съответно високо, средно и нискотемпературни ресурси. Високо и средно температурните ресурси са продукт на топлинни потоци от разтопеното ядро на Земята, които се събират във води и скали. Нискотемпературните ресурси са с температури близки до тези на околната среда и се свързват слънчевата енергия, попадаща върху земната повърхност със И заобикалящия въздух. Нискотемпературните ресурси са в изобилие и могат да бъдат оползотворени на повечето места по света. Термопомпи (ТП) биха могли да извлекат нискотемпературната топлинна енергия и да повишат температурата до необходимата за практиката. ЗБТП предлагат значителни предимства, екологични И икономически, при отоплението И климатизацията на жилищни помещения.

Ще разгледаме земно базираните термопомпи и системи, развитие им през последните години. Термопомпите доставят топлина ефективно, икономично и с ниски въглеродни емисии [33]. ТП пренасят топлинната енергия от ниско до по-високотемпературна среда. Техният продукт е полезна топлина с температура, подходяща да поддържа среда за обитаване в жилищните помещения [107]. Те пренасят повече енергия, отколкото консумират при работа [1,76].

Земно базираните термопомпи (ЗБТП) включват следните системи:

 Термопомпа – пренася топлина между земната повърхност и сградата;

- Земно свързване отнема топлината от земята посредством топлообменна верига към ТП;
- ▶ Система за разпределение на топлината вътре в сградата [104,20].

#### 1.1.1. ТЕРМОПОМПЕНИ СИСТЕМИ.

Термопомпата използва при работа електроенергия за захранване на компресора, работният флуид обикновено е хладилен агент. ЗБТП придвижва топлинна енергия между земята и отопляемото пространство. Главните компоненти в ТП са: компресор, дросел вентил, реверсивен клапан и два топлообменника [19,20].

Много от системите включват и охлаждащ режим, който отнема топлинна енергия от обитаемото пространство и пренася към земята, използва се реверсивна клапа. Топлобменниците са в обратен ред – топлобменникът на земната връзка става кондензатор, а този в сградата – изпарител [75,76,137].

Енергийната ефективност на такава система се оценява като отношение на получената на изхода енергия към тази на входа за компресора. Термопомпите доставят повече топлинна енергия на изхода, отколкото подадената на входа електроенергия – въвежда се коефициент на трансформация (КТ), който зависи от устройството на земната връзка, размерите на системата, топлинните характеристики на земята (ТХЗ), дълбочината на разполагане и местния климат [118]. Средният КТ за целия оперативен период се нарича сезонен фактор на изпълнение (СФИ).

#### 1.1.2. СИСТЕМИ ЗА РАЗПРЕДЕЛЕНИЕ НА ТОПЛИНАТА.

Системата за разпределение придвижва топлината, получена от ЗБТП, към обитаемото пространство. Системите вода-въздух пренасят топлинната енергия от земята към въздуха, който се ползва като преносна среда вътре в помещението, докато системите вода-вода използват вода или друг флуид като средство за пренос на топлина. Най-широко разпространените ЗБТП в Северна Америка са вода-въздух, където въздушна серпентина, загрявана от кондензатора на термопомпата подгрява преминаващия през нея въздух, който се подава към

помещението по съществуващите вентилационни тръби [21]. При системите вода-вода (хидронни) топлинната енергия се разпределя в сградата, използвайки вода като топлоносител, която циркулира в жилищните помещения и доставя топлина чрез подово лъчево отопление, радиатори и локални въздушни серпентини. Тези системи използват пониски температури и са разпространени главно в Европа [40,121].

#### 1.1.3. ЗЕМНО СВЪРЗВАНЕ.

ЗБТП използват земята като топлинен източник, за разлика от въздушните ТП, които ползват заобикалящия ни въздух, показващ големи разлики в температурата през денонощието и през годината [91]. На дневна база температурата на земята варира много на дълбочини по-плитки от 0,8m. Разликата е по-изразена на сезонна база, отколкото на дневна [101]. При нарастване на дълбочината крайните зимни и летни температури се сливат като дълбочината зависи от много фактори: слънцегреенето, снежната покривка, температурата на въздуха, валежите и топлинните характеристики на земята. На практика на дълбочина под 17m температурата на земята остава постоянна [44,117,88], (фиг.1.1).



Фиг. 1.1. Графика на разпределение на температурата в земята по дълбочина [117].

ЗБТП използват почти постоянните температури на земята, които са повисоки от тези на околния въздух през зимата и по-студени през лятото, остават близки до тези вътре в сградите. Когато има широки разлики между температурите вътре и вън, както е при ТП с въздушен източник, повече енергия се изисква, за да се поддържа същата температура в помещенията, снижава се съществено КТ. Земната връзка или земният топлообменник (ЗТО) се състои от набор от тръби, които пренасят флуид между ТП и земята. Съществуват два типа конструкции на земни връзки:

#### А. ДВОЕН КОНТУР.

Конфигурацията с двоен контур е най-разпространената система за земна връзка. Топлината преминава към хладилния агент посредством топлообменник от вода или антифриз, който циркулира по тръбите между ТП и земята. Стандартно се използват тръби от полиетилен високо налягане (HDPE) или полипропилен с диаметри от 20 ÷ 40mm.

#### Системи със затворен контур.

В затворените системи топлоносителят е в затворен циркулационен контур и няма пряк контакт със земята, топлобменът се осъществява чрез материала на тръбите. Съществуват четири вида топлообменни системи:



Фиг. 1.2. Схема на ЗТО – вертикален [141].

#### Вертикални затворени контури.

Вертикалните затворени системи се състоят от вертикално ориентирани топлообменни тръби (фиг.1.2). Пробиват се сондажни отвори в земята обикновено на дълбочини 40÷75m за жилищни сгради и до 150m за индустриални приложения. Двойки тръби свързани накрая с U-образен конектор са поставени в сондажа. За да се усили топлобмена, пространството между тръбите и сондажния отвор се запълва със замазка чрез напомпване. Диаметърът на сондажния отвор е в граници 100÷180mm, а разстоянието между отворите е типично 5÷6m, за да се предотврати евентуално влияние между тях. Използва се разпределителна система осигуричваща равномерен поток при наличие на много ВТО. Голямото предимство на вертикалната система е малко място за инсталиране, ценно за ограничени площи [141,142]. По-малко е и въздействието върху ландшафта при сондирането. Полагайки тръбите дълбоко в земята, където годишната температура е постоянна, предполага устойчив и постоянен КТ на ТП и редуциране дължината на контура. Основният недостатък са високите разходи за сондиране (фиг.1.3).



Фиг. 1.3. Система с вертикален затворен контур [40].

Според разположението на тръбите вътре във ВТО, те се делят на три вида: двойна U-образна тръба, единична U-образна тръба и коаксиална тръба. Хоризонтални затворени контури.

Хоризонталните затворени контури се прилагат при наличие на достатъчно площ, земният контур лежи хоризонтално на дълбочина до 2m в обратно запълнени траншеи (фиг.1.4). Прилаганите конфигурации са: базов контур, последователни и паралелни контури. Хоризонталната система е по-евтина от вертикалната, поради по-ниските разходи за прокопаване на траншеите. Поради плиткото разполагане на хоризонталните контури имаме взаимодействие между земята и околния въздух - вариации на дневните и годишни температури, което се отразява на ефективността на системата.



Фиг. 1.4. Система с хоризонтален затворен контур – базов [40].

Другите фактори, които оказват влияние на топлообмена, са валежите, снега, насажденията и засенчването на терена [95,117]. Изисква се поголяма дължина и употребата на антифриз за предпазване от замръзване <u>Спирален затворен контур</u>.

Разположението на спиралните контури е подобно на хоризонталните – хоризонтално ориентирани в плитки траншеи, но тръбите са кръгови контури (фиг.1.5). Изискват по-малко място, но и по-голяма дължина на тръбите при зададен товар [15,37]. Основното предимство е, че се изисква по-малко място и се използват различни изкопни техники, довеждащи до понижени разходи [91]. Недостатъците са – лош топлообмен, голяма необходима площ, а също и по-големи изисквания към помпената система, дължащо се на по голямата дължина на тръбите.



Фиг. 1.5. Система със спирален затворен контур [104].

#### Затворена езерна система.

Затворената езерна система, която е най-малко разпространена, представлява спирален контур потопен във вода. Тръбните контури са закачени на рамка и потопени чрез бетонни котви. Рамката типично се разполага на 23÷48сm от дъното на езерото, за да има конвективен обмен около тръбите. Контурът е на поне 2m от водната повърхност, така се осигурява достатъчно водна маса и се гарантира, че няма да замръзне [31]. Реките не са добро място – теченията биха могли да нанесат щети на

съоръженията [95]. Предимство на езерните контури е, че изискват попо-добрите топлообменни малко дължина на тръбите, заради [104,111]. характеристики, както и липсата изкопи Недостатък е изискването за достатъчно голяма водна площ и други неудобства. Отворени контурни системи.

Отворените системи за топлообмен взаимодействат пряко с земята използват местни води като среда за пряк топлобмен. Водата се изпомпва и преминава през топлообменника на термопомпата, после се връща обратно в източника (фиг.1.6). Отворените системи се използват за големи потребители – до 10MW, например хотели и офисни комплекси [117,94]. Водата се изпомпва от сондажен източник до водния хоризонт, преминава през топлообменника на ТП и се връща обратно. Тези системи имат високи изисквания към помпената мощност, но имат по-ниски начални разходи. Топлообменникът между контура и термопомпата е подложен на корозия, така че водата трябва да има неутрална химия, особено желязо [95,126].



Фиг. 1.6. Система с отворен контур [104].

#### Б. КОНФИГУРАЦИЯ С ЕДИНИЧЕН КОНТУР.

При системата с единичен контур или директна система за топлообмен, работният флуид на термопомпата циркулира през ЗТО (фиг.1.7). Земният контур става изпарител на ТП [104]. Системата с единичен котур изключва циркулационна помпа и разчита на по-мощен компресор –увеличава се КТ. Тези конфигурации могат да се инсталират в хоризонтални траншеи или вертикално, във влажни пясъчни почви. Използват се медни тръби, които имат висок коефициент на топлопроводност. Директните топлообменни системи са херметически затворени и изискват висока надеждност. Недостатък е, че се нуждаят от повече хладилен агент [104]. Въпреки недостатъците тези системи печелят популярност в някои страни (Франция и Австрия), където се разработват инсталации с директни изпарители и кондензатори, свързани с подовите отопления на жилищата [125,104].



Фиг. 1.7. Система с единичен контур (пряка система) [104].

Различните видове ЗТО са систематизирани в таблицата с техните характеристики (табл.1.1):

Табл. 1.1. Видове ЗТО – характеристики,	предимства и недостатъци.
---	---------------------------

Тип на контура	Характеристики	Предимства	Недостатъци
Вертикален	Минимално	Възможност за	Висока стойност
затворен	въздействие	сезонно	за инсталиране.
контур	върху терена;	съхранение на	
	Не се изисква	енергия;	
	специално	Висок	
	сондажно	топлообменен	
	оборудване.	капацитет.	
Хоризонтален	Необходимост от	Топлинното	Не е подходящо
затворен	специално	зареждане се	за съхранение на
контур	оборудване за	осъществява	топлина;
	инсталиране.	естествено от	Изисква много
		Слънцето.	повече дължина
			на тръбите.
Отворен контур	Специално	Възможност за	Изисква голям
	внимание е	сезонно	водоносен слой за
	необходимо за	съхранение на	термично
	избягване	енергия;	презареждане;

	замърсяването на	Лесна	Възможна
	водите.	инсталация.	корозия.
Директен обмен	Изисква влажни	Подобрен КТ и	Скъпи медни
	пясъчни почви за	топлообмен със	тръби;
	ефективна	земята.	Възможна
	работа.		корозия.

#### 1.1.4. ИЗБОР НА ФЛУИД КАТО ТОПЛОНОСИТЕЛ.

Няколко опции са възможни за земния контур при ЗБТП. Идеалният флуид би трябвало да не е скъп, екологичен, с добри преносни качества и малък вискозитет. Обикновено се използва разтвор вода/антифриз, за да се избегне замръзването, или чиста вода. В САЩ пък са разпространени алкохолни разтвори, докато в Европа и Канада са по-популярни гликолови разтвори или само вода [112].

#### 1.1.5. ТРЪБИ ИЗПОЛЗВАНИ ЗА ЗТО.

Тръбите, които се използват най-често при геотермалните сонди са полиетиленови (ПЕ) с редица предимства пред медните, PPR и PVC [81].

#### 1.1.6. ОПРЕДЕЛЯНЕ ТОПЛИННИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ЗЕМЯТА.

Пълното изследване свойствата на земята на зададено място е от изключително значение за проектирането на оптимални геотермални инсталации. Температурата на земята е най-важен фактор, понеже разликата между нея и температурата на флуида определя топлопреноса. Топлопроводността и температуропроводността на земята също оказват дизайна ЗБТП. голямо влияние при на системи със Общото влагосъдържание на земята увеличава топлопроводността, понеже контактното съпротивление на земята намалява, когато водата замества въздуха между частиците [81]. Движението на подпочвените води пък поражда топлопренасяне чрез конвекция. Ако системата е предназначена за съхранение на топлинна енергия, теченията в подпочвените води могат да компрометират натрупването на топлина в земята.



Фиг. 1.8. Геометрия на ВТО – действителна и моделна.

За оптимално оразмеряване и симулация на ЗТО е необходимо да се определят топлинните характеристики на земята около него. Методът за определяне топлинните характеристики (OTX) (Thermal Response Test в англоезичната литература) е ефективен метод за определяне на място на топлопроводността на земята. При този тест се прилага предварително известен топлинен товар по дължина на ВТО с точно измерване на температурата и дебита на флуида. Morgensen [102] пръв е предложил концепцията и детайлен анализ на метода ОТХ и от тогава се прилага на практика [90,115,13,136]. Колкото е по-голяма топлопроводността, толкова по-интензивен е топлообмена между ВТО и земята. При зададен топлинен товар за даден набор ТО необходимата дължина на ВТО намалява с увеличението на топлопроводността на земята, a това снижава първоначалните разходи. Обзори относно историята и състоянието на тестовете ОТХ са написани от Gehlin и Sanner [51,119]. Подвижни изпитателни установки са описани от Austin, Eklöf и Gehlin [10,43].

Ще разгледаме накратко физичните основи на теста за ОТХ. Топлинното поле обгръщащо земния контур се описва с модел, който представя ВТО като линеен източник на топлина. Моделът пренебрегва подробностите на усложнената геометрия на U-образния тръбен контур и разликата в топлинните свойства на замазката и земята (фиг.1.8). Вместо това се използва топлинното съпротивление на TO като сума от съпротивленията между циркулиращия флуид и земята, (фиг.1.9).



Фиг. 1.9. Електрически аналог на модела контур/земя.

Повишението на температурата около контура се дава с:

(1.1) 
$$\Delta T(r_p, \tau) = T_p - T_s = \frac{q_E}{4\pi\lambda} \int_{\frac{r^2}{4a\tau}}^{\infty} \frac{e^{-\beta}}{\beta} d\beta = \frac{q_E}{4\pi\lambda} E\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right)$$

където  $\Delta T(r_p, \tau)$  е температурната разлика около контура във функция на радиуса на ТО  $r_p$  и времето  $\tau$ ;  $T_p$  е средната температура на стената на ТО в К;  $T_s$  е несмутена температура на земята, К;  $q_E$  е специфична приложена енергия, W/m; r - ефективен радиус, m;  $a = \lambda/\rho c$  – температуропроводността на земята, m<sup>2</sup>/s;  $\lambda$  – топлопроводност на земята, W/m.K;  $\rho$  – плътността на земята, kg/m<sup>3</sup>; c – специфичен топлинен капацитет на земята, J/kg.K;  $\tau$  – време, s. Интегралната показателна функция E за големи стойности на параметъра  $(a\tau/r^2)$  може да се представи приблизително с :

(1.2) 
$$E\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right) = ln\frac{4a\tau}{r^2} - \gamma$$

Така по-горното уравнение придобива вида при  $\tau > 5r_p^2$  /a:

(1.3) 
$$\Delta T(r_p, \tau) = q_E R_s = \frac{q_E}{4\pi\lambda} \left( ln \frac{4a\tau}{r_p^2} - \gamma \right)$$

където *R<sub>s</sub>* е топлинното съпротивление на земята, mK/W; γ – Ойлеровата константа, която е равна на 0,5772.

Температурната разлика в TO, която е между средната температура на циркулиращия флуид в тръбата  $T_f = \frac{(T_i + T_e)}{2}$  и стената на TO, се задава чрез:

$$(1.4) T_f - T_p = R_p q_E$$

където  $R_p$ , mK/W е съпротивлението на TO.

Трансформирайки уравнението за топлинното поле чрез въвеждане на съпротивлението на ТО *R*<sub>*p*</sub>, получаваме уравнението за температурната промяна между работния флуид и земята:

(1.5) 
$$\Delta T(r_p, \tau) = q_E \cdot \left(R_p + R_s\right) = q_E \left[R_p + \frac{1}{4\pi\lambda} \left(ln\frac{4a\tau}{r_p^2} - \gamma\right)\right]$$

За да се получат малки температурни разлики в ТО е необходимо топлинното съпротивление да бъде малко. Това става чрез повишаване топлопроводността на ВТО с помощта на подходящи запълващи материали (замазки) и/или увеличаване разстоянието между тръбите във вертикалния контур. За провеждане на теста наземен електрически нагревател подава топлина към циркулиращия флуид през земния контур, измерват се входните и изходните температури (фиг.1.10). По време на теста дебита на флуида и подадената мощност остават постоянни [105].



Фиг. 1.10.Схема на уредба за ОТХ.

Тестове за ОТХ с такъв тип уредби са проведени в редица страни по света. В България такава инсталация е конструирана и се използва в Техническия университет – София, филиал Пловдив от 2009 година [56].

Когато инжектираме или отвеждаме топлина в/от земята преходната температура може да се изрази чрез следното уравнение:

(1.6) 
$$T_f = \frac{\dot{Q}}{4\pi\lambda H} ln(\tau) + \left[\frac{\dot{Q}}{H} \left(\frac{1}{4\pi\lambda} \left(ln\frac{4a}{r_p^2} - \gamma\right) + R_p\right) + T_s\right]$$

където  $\dot{Q}$  е топлината мощност, W; H - дълбочината на BTO, m. Уравнението може да се опрости, като се напише в линеен вид:

(1.7)  $T_f = \alpha . \ln(\tau) + n,$ 

където: 
$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{4\pi\lambda H}$$
 и  $n = \frac{\dot{Q}}{H} \left( \frac{1}{4\pi\lambda} \left( ln \frac{4a}{r_p^2} - \gamma \right) + R_p \right) + T_s.$ 

Топлопроводността на земята се определя от уравнението за  $\alpha$  като наклон спрямо времето на  $\alpha$  в графиката на развитието на температурата на флуида от логаритъма на времето  $\tau$ :

(1.8) 
$$\lambda = \frac{\dot{Q}}{4\pi\alpha H}$$

Наклонът  $\alpha$  на интерполираната права линия от измерването е независима от съпротивлението на ВТО  $R_p$  и може да се определи действителното съпротивление, използвайки оценената топлопроводност  $\lambda$ .

Като заместим топлопроводността на земята в уравнение (1.6) получаваме еквивалентното топлинно съпротивление на ВТО:

(1.9) 
$$R_{p} = \frac{1}{q_{E}} \left( T_{f} - T_{p} \right) = \frac{1}{q_{E}} \left( T_{f} - T_{s} \right) - \frac{1}{4\pi\lambda} \left( ln(\tau) + ln\frac{4a}{r_{p}^{2}} - \gamma \right)$$

Уравнението не позволява собствена оценка на еквивалентното съпротивление на TO, защото се влияе от продължителността на теста чрез  $\ln(\tau)$ . Същевременно температуропроводността на земята *a* се представя като отношение между топлопроводността  $\lambda$  и обемния топлинен капацитет *C*, J/m<sup>3</sup>.K, който може да се определи от:

(1.10) 
$$C = \rho c = e^{\left[ln\frac{4\tau\lambda}{r_p^2} - \gamma - \frac{4\pi\lambda}{q_E}(T_f - T_s - q_E R_p)\right]}$$

където  $\rho$  и *с* са плътност и специфичен топлинен капацитет на земята, а  $R_p$  се счита за равно на 0,1 K/Wm за стандартен TO.

За определяне на минималната продължителност на теста трябва да се ползва следното:

$$\tau_{min} = \frac{5r_p^2}{a}$$

Austin [11] препоръчва минимална продължителност от 50 h, a Gehlin [50] посочва минимално време от 60 h и дори 72h. Графичният метод с опростения модел с линеен източник позволява определянето на топлопроводността на земята с точност от 0,05 W/mK и на топлинното съпротивление на TO с точност 0,005 K/Wm. Съществуват и други посложни модели за определяне топлинното съпротивление на TO [52,118, 50], например модела с цилиндричен източник, но линейният модел се прилага най-широко, поради простотата си и приемливата точност [82,114].

#### ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 1.1:

Представен е обзор на съществуващите земно базирани термопомпи разпространени в практиката, видовете земни топлообменници, техните предимства и недостатъци, системи за свързване и разпределение на топлината, отделните елементи на ЗТО и други. От направения преглед може да заключим, че като най-перспективни се отличават вертикалните земни топлообменници (ВТО), въпреки високата стойност на изграждането им понастоящем. С понижение цената на сондажите в бъдеще те ще стават все по-привлекателни за климатизация на жилищни и обществени сгради и усилията на изследователите трябва да се насочат в тази посока.

Направен е преглед на влиянието на параметрите на земята върху работата на ЗТО и на методите за определяне топлинните характеристики (ОТХ)наземята, който ще прилагаме при нашите експерименти.

# **1.2.** Литературен обзор на хибридни земно базирани термопомпи (ХЗБТП) и системи за отопление и охлаждане

Системите със ЗБТП могат да достигнат по-добра енергийна ефективност в райони, където натоварванията на сградите при отопление и охлаждане са добре балансирани средно за цялата година, поради преходното топлопренасяне в ТО за дълъг период от време. Обаче, повечето постройки при горещ или студен климат имат неуравновесени натоварвания с преобладаващ отоплителен или охладителен товар. Когато ЗБТП се използва в сгради с доминиращо охлаждане при горещ климат, повече топлина ще се отдаде на земята, отколкото ще се извлече от нея на годишна база. Топлината, която се натрупва в земята неизбежно ще повиши температурата на земята, което би довело до влошаване на ефективността. За да се поддържа висока оперативна ефективност, сградите с преобладаващ охладителен товар изискват доста по-големи по размер ТО, в сравнение с тези с балансиран товар. Аналогично, когато системата се прилага за сгради с преобладаващо отопление при студен климат, тя се нуждае от големи полета с ТО. Така високите начални разходи и необходимостта от повече площ за инсталиране на ТО ограничават до голяма степен широкото приложение на системите със ЗБТП. Алтернатива за намаляване началните разходи и едновременно подобряване ефективността е да се използва допълнително устройство за отделяне или поглъщане на топлина, което се нарича хибридна система със ЗБТП (ХЗБТП) [46,47]. Внедряването на допълнителен абсорбер/ежектор на топлина може да намали количеството, което се инжектира/отдава от земята и така да балансира натоварването на ТО, което ще доведе до

намаление на първоначалните разходи и подобрение на оперативната ефективност [9,15].

ХИБРИДНИ СИСТЕМИ СЪС ЗБТП И СЛЪНЧЕВИ КОЛЕКТОРИ.

При местата с преобладаващо отопление една ЗБТП може да причини обелняване топлинно на земята, което прогресивно понижава температурата входящия В термопомпата флуид. В на резултат ефективността на системата се понижава. Използването на допълнителен източник на топлина, например слънчеви колектори, може значително да намали размерите на ВТО и разходите за създаването им - така ЗБТП стават атрактивни [24,85]. На (фиг.1.11) е показана основната схема на хибридна система със ЗБТП и слънчеви колектори.



Фиг..1.11. Схематична диаграма на ХЗБТП система със слънчеви колектори[141].

Слънчевата енергия може да бъде включена в системата в различни конфигурации, които са паралелни и последователни. При паралелната система енергията от Слънцето се използва да захрани товара пряко. Когато входящата слънчева енергия не може да посрещне нуждите на товара, тогава термопомпата в паралел се включва, за да достави допълнителна енергия. При последователното разположение слънчевата енергия се подава чрез топлообменен контур към изпарителя на ТП. През периодите на меко време или силно слънцегреене ТП може да се елиминира и слънчевата енергия да захранва товара пряко. В тази конфигурация термопомпи с двойно захранване може да се използват, за да осигурят алтернативен източник на топлина, когато тази от Слънцето е недостатъчна. Чрез контролна система ТП с двойно захранване могат да избират източника, така че да постигнат най-висок възможен КТ [135].

Система за акумулиране на топлината може да се използва заедно със ЗБТП със слънчеви колектори. Когато ТП не се използва, слънчевата енергия се натрупва в акумулатора [134]. През периодите на малко слънцегреене акумулаторът редуцира енергийната консумация на ТП. Има възможност и за сезонно съхранение на слънчева топлинна енергия през лятото и използването ѝ през зимата. Използва се воден резервоар за акумулиране, свързан последователно между СК и изпарителя на ТП (фиг. 1.12).



Фиг..1.12. Схема с воден резервоар [121].

По този начин топлината може да се натрупва в резервоара и когато термопомпата работи в охлаждащ режим. Отделената топлина от ТП се натрупва в резервоара и може да се използва по-късно за отопление.

На (фиг.1.13) е показана схема на свързване на СК в паралел с ТП, когато слънчевата енергия директно захранва консуматора, разчитайки на ТП с източник от ВТО да работи само когато тя е недостатъчна [84,74].



Фиг. 1.13. Паралелна схема на ЗБТП със СК [121].

На (фиг.1.14) е показана схема с последователно свързване на ЗБТП със слънчеви колектори чрез контура на ВТО.



Фиг..1.14. Последователна схема на ЗБТП със СК[121].

Bernier и Shirazi [14,18,45] е предлагат нова конфигурация на ВТО с 4 тръби, която е модификация на последователно свързани ЗБТП и СК (фиг.1.15).



Фиг. 1.15. Схема с 2 U-образни тръби предложена от Bernier [102]

Чрез използването на два независими контура за СК и термопомпата тази система на практика може да избегне необходимостта от сложна контролна стратегия. Ефективността на тази система още се изследва.

Идеята, да се свърже слънчев колектор към серпентина от тръби, заровени в земята, чрез които слънчевата енергия да може да се съхранява, е била предложена за пръв път от Penrod през 1956 г. След няколко десетилетия слънчева ЗБТП е предложена от Metz [100], а напоследък се появиха доста публикации, посветени на ефективността и приложението на системи със ЗБТП. Chiasson и Yavuzturk представят системен симулационен подход за приложимостта на хибридни системи със слънчеви топлинни колектори за жилища с преобладаващи отоплителни нужди [32]. Разработеният в TRNSYS симулационен системен подход е използван за моделиране ефективността за 20-годишен период на ХЗБТП, а също и на конвенционална система за различни климатични условия. Накрая анализ на разходите за 20 годишен цикъл показва, че хибридните системи със ЗБТП са много добра перспектива за сгради с доминираща отоплителна нужда. Ві и други са провели експерименти със система, където отоплителният режим се осигурява от термопомпа на слънчева енергия и ЗБТП с вертикален спирален контур [20]. Оzgener и Нерbasli изследват ефективността на система със СЗБТП за отопление на парници с вертикални ВТО [106]. Плосък тип слънчеви колектори са инсталирани последователно в контура на ВТО [53,25,26].

Trillat-Berdal и други представят система със ЗБТП допълнена със слънчеви колектори, която е проектирана да доставя БГВ и отопление за малка постройка [131,130]. При тази система слънчевата топлина се използва приоритетно за подгряване на БГВ и за инжектиране в земята чрез ВТО само когато са покрити нуждите от БГВ. Експерименталното проучване ефективността на системата при работа показва, че топлината инжектирана в земята от слънчевите колектори е със стойност от 39,5W/m, приблизително същата като средната енергия отведена от термопомпата от земята – 40W/m. В резултат КТ на термопомпата значително нараства след завършване топлинато възстановяване на земята чрез инжектирането на слънчеви колектори е приемлив начин за балансиране товарите на ВТО при сгради с преобладаващи отоплителни нужди.

Системи със ЗБТП с резервоар за латентно съхранение на топлина са изследвани от Нап и други [63]. Хибридната отоплителна система може да прилага осем различни режими на работа според външните климатични условия чрез редуване на топлоизточниците между слънчевата топлина, почвената и латентната топлина съхранена в енергийния резервоар. Характеристиките на комплексната система са анализирани чрез числен симулационен метод. Резултатите от симулацията показват, че системата

има подобрен КТ, понеже почвената температура получава ефективно възстановяване от добавяното на слънчева топлина, а ЗБТП може да компенсира прекъсването и нестабилността на слънчевата енергия [17,133].

Моделирането на топлинното натрупване изисква процесите на топлообмен в акумулаторната подсистема да се третират като интегрирани в цялата симулационна програма, за да се оптимизира дизайна. Съществуват редица модели за ВТО, но в малко случаи те са приложени за системи със СК за оптимизиране дължината на ТО и минимизиране на разходите [96]. Използването на геотермалните системи за дълъг период, показва влошаване температурата на земята и за предотвратяване на замръзване по-ниски граници се залагат на термопомпите, което понижава КТ на системата. Изследванията показват, че прилагайки слънчев топлинен източник към земята този ефект може да се редуцира. Допълнително и сезонното акумулиране на енергия през летните месеци спомага за осигуряване на надежден топлинен източник през отоплителния сезон и повишаване ефективността на системата [29,30,97].

Хибридна система от СК и ЗБТП е анализирана през 2004 г. с програмата TRNSYS в проекта на Университета в Лунд, Швеция [86]. Цел на симулациите е било намирането предимствата на топлината от слънцето в тези комбинирани системи, както и на най-добра стратегия за тяхното проектиране и работа. При комбинирането на СК с ТП възникват възможности за повишаване на общата ефективност [80]. СК могат да дават използваема енергия при по-ниски температури в сравнение с конвенционалното използване на топлина от слънцето, най-вече поради по-добрата ефективност, дължаща се на намалените топлинни загуби, тъй като могат да се оползотворят по-ниските нива на слънцегреенето за зареждане на вертикален топлоенергиен акумулатор (BTEA) [152,139]. Може да се подобри ефективността на ТП, ако температурата на входящия в изпарителя флуид се повишава от СК. Ефективността на системата също може да се повиши, ако СК заменят работата на термопомпата през лятото.

В България до настоящия момент няма реализирани и изследвани системи със земно базирани термопомпи и хибридни с тях. Има данни

само за изследване на експериментална инсталация със слънчеви колектори и термопомпа, реализирана в ТУ-София [60], работеща в режим на слънчево базирана термопомпа. В тази публикация е представена методика за пресмятане на КЕЕ на системата като цяло и изследванията се провеждат по избран оптимален композиционен план чрез метод за оптимизиране на многофакторни обекти [3].

#### ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 1.2:

Направен е литературен обзор на т. нар. хибридни системи със ЗБТП използващи допълнителни източници на топлина. По-специално внимание е отделено на съчетаването на ЗБТП с топлинни СК, защото те доставят безплатна топлина от Слънцето. Анализирани са различните схеми на свързване на колекторите към системите и техните особености. Посочените са предимствата, които дават включването на СК за подпомагане работа на ТП, за предотвратяване топлинното обедняване на земята около ВТО и влошаване на характеристиките, за възможно сезонно акумулиране на топлинна енергия в ВТО и др.

От направения обзор може да се заключи, че липсват данни за поведението и ефективността на системи земно базирани термопомпи – слънчеви колектори в дългосрочен аспект, обхващащ четири сезона на отопление и охлаждане. Не са изследвани достатъчно, въпреки публикации напоследък, някои режими на работа на тези системи, особено при преходни сезони и при климати с почти еднакви енергийни потребности от охлаждане и отопление. Тази експерименти биха могли да се допълнят и с по-детайлно моделиране и числено симулиране на инсталации със слънчеви колектори и земно базирани термопомпи.

# **1.3.** Обзор на модели и програми за проектиране на земно базирани термопомпи и системи

Основната разлика между ЗБТП и конвенционалните системи за отопление е използването на специален топлообменник – ВТО. Разходите за изграждане на ВТО са решаващи в съревнованието на ЗБТП с останалите системи. Следователно от голямо значение е да се разработят

надеждни и усъвършенствани инструменти за оценка на термодинамичното поведение на всяка система със ЗБТП, така че тя да бъде оптимизирана в технически и икономически аспект. Основната задача на такъв анализ е да се определи температурата на топлоносителя, който циркулира в U-образната тръба и термопомпата при определени условия.

Метод за приблизителни практически правила се е прилагал отдавна [12], но той важи за специфични местни условия, където конструктивният опит се дължи на вече съществуващи инсталации. В действителност 3TO В предполагат топлинните процеси редица фактори на неопределеност, като топлинните характеристики на земята (TX3) и подземните водни течения. Предвид сложността на процеса И дълговременността му топлообмена може да се разглежда в две отделни области. Едната е земята извън ТО, където топлопроводимостта трябва да се разглежда като преходен процес. Като се знае топлинния отклик на земята, температурата на стената на ТО може да се определи във всеки момент [149]. Другата област е вътре в ТО, включвайки замазката, тръбите и циркулиращият в тях флуид. Тази област се разглежда като стационарна, полустационарна или преходна. Анализите на двете области се застъпват на стената на топлобменника (TO) [103].

#### 1.3.1. ТОПЛОПРОВОДНОСТ ИЗВЪН ТОПЛООБМЕННИКА (ТО).

Редица симулационни модели за топлопренасяне извън ТО са докладвани, повечето от тях са основани на аналитични методики или числени методи - малко от тях са базирани на съвместяването на аналитичните и числени решения, какъвто е моделът на Eskilson [44]. Модел с линеен източник на Kelvin.

Най-ранният подход за пресмятане топлинния пренос около топлообменна тръба е линейната теория на Kelvin, т. нар. безкраен линеен източник [77,78]. В теорията на Kelvin за линейния източник земята се разглежда като безкрайна среда с еднаква начална температура, в която ТО се възприема като безкраен линеен източник. Топлопренасянето по оста включително и топлинния поток през земната повърхност и през дъното на ТО се пренебрегват, процесът на топлопроводност се опростява

до едноразмерен. Според теорията на Kelvin, топлинният отговор на земята, дължащ се на постоянен топлинен поток се дава чрез:

(1.11) 
$$T(r,\tau) - t_0 = \frac{q_l}{4\pi\lambda} \int_{\frac{r^2}{4a\tau}}^{\infty} \frac{e^{-\beta}}{\beta} d\beta,$$

където *r* е отстоянието от линейния източник,  $\tau$  времето от началото на процеса, *T* е температурата на земята на разстояние *r* и време  $\tau$ ,  $t_0$  началната температура на земята,  $q_1$  е топлинната мощ за единица дължина от линейния източник,  $\lambda$  и  $\alpha$  са топлопроводност и температуропроводност на земята.

Решението на интегралния израз в уравнението може да се намери [22], като моделът може да се приложи за малки тръби в тесен обхват от няколко часа до месеци, поради допускането за безкраен линеен източник [44,89]. Доказано е, че при  $\frac{\alpha \tau}{r^2} < 20$  използването на този линеен модел може да даде съществени грешки. Този подход широко се използва с редица подобрения към него, така че да се сравнява с числените [93]. Модел на цилиндричния източник.

Решенията за цилиндричен източник при постоянен топлинен поток е разработен за пръв път от Carslaw и Jaeger [28], после уточнен от Ingersoll [77] и по-късно приложен в многобройни изследвания [79,16]. Той представлява решение за вкопана цилиндрична тръба с безкрайна дължина при гранични условия – константна температура по повърхността на тръбата или постоянна мощност на топлообмена между тръбата и земята. Моделът на цилиндричния източник е такъв, че ВТО се приема като безкраен цилиндър, обкръжен от хомогенна среда с постоянни свойства – земята. Предполага се, че топлообменът между земята и ВТО е чиста топлопроводност с идеален контакт. Основавайки се на уравнението за преходна топлопроводност със зададени гранични и начални условия, температурното разпределение в земята може да се даде в цилиндрични координати:

(1.12) 
$$-2\pi r_p k \frac{\partial t}{\partial r} = q_l \qquad r = r_p, \ \tau > 0$$
$$t - t_0 = 0, \ \tau = 0, \quad r > r_p$$

където  $r_p$  е радиусът на ТО.

Решението за цилиндричния източник е:

(1.13) 
$$t - t_0 = \frac{q_l}{k} G(z, p)$$

където  $z = \frac{a\tau}{r_p}$  и  $p = \frac{r}{r_p}$ . Изразът G(z,p) е само функция на времето и разстоянието от центъра на ТО [28]. Изразът G(z,p) е относително сложен. Някои графични резултати и таблични стойности за G(z,p) при p=1 са дадени в статии [77,79]. Приблизителен метод за пресмятане на G(z,p) е предложен от [65] и доразвит от [94].

#### Модел на Eskilson

И двата модела дотук – линейната теория на Kelvin и цилиндричния източник, пренебрегват осевото топлопренасяне по дълбочината на ТО. Значителен напредък е отбелязан от Eskilson [44], вземайки предвид крайната дължина на ТО. В този модел земята се предполага че е хомогенна с константни начални и гранични температури и капацитетите на елементите от ТО. Формулите се дават в цилиндрични координати:

(1.14) 
$$q_l(\tau) = \frac{1}{H} \int_D^{D+H} 2\pi r k \frac{\partial t}{\partial r} dz, \quad r = r_p$$

където *H* е дълбочината на TO, *D* е най-горната част на TO, която може топлинно да се пренебрегне на практика. В модела на Eskilson се използва числен метод на крайните разлики, за да се получи температурното разпределение в TO с крайна дължина. Окончателният израз за топлинния отговор на стената на TO на едностъпков топлинен импулс е функция само на  $\tau/\tau_s$  и  $r_b/H$ :

(1.15) 
$$t_b - t_0 = -\frac{q_l}{2\pi k}g\left(\frac{\tau}{\tau_s}, r_b/H\right),$$

където  $\tau_s = \frac{H^2}{9a}$  е стационарното време. По същество *g*-функцията е безразмерният температурен отговор при стената на ТО.

Друго важно достойнство на модела на Eskilson e, че се използва специално наслагване при отчитането на температурния отговор от множество TO, така общия отговор на TO във всяко време и на всякакви инжекции може да бъде определен. Недостатък на този подход е загубата на значително изчислително време и той трудно би могъл да се приложи на практика за проектиране и енергиен анализ.

#### Модел с краен линеен източник.

Основавайки се на модела на Eskilson е разработено решение за краен линеен източник, което отчита влиянието на крайната дължина на ТО и земната повърхност като граница [150,151] със следните предположения:

- Земята се разглежда като хомогенна полубезкрайна среда с постоянни топлинни характеристики;
- Границата на средата, т. е. земната повърхност поддържа константна температура τ<sub>0</sub> както началната за целия разглеждан период;
- Радиалния размер на ТО се пренебрегва, така че се апроксимира с линеен източник от границата до дълбочина *H*;
- Топлинната мощ за единица дължина от източника е постоянна от началния момент τ = 0.

Изчислителните резултати от аналитичното решение са сравнени с данни от числени решения [44], като те отлично съвпадат, когато  $\alpha \tau/r_p \ge 5$ . Решението за температурата е:

(1.16) 
$$t(r,z,\tau) - t_0 = \frac{q_l}{4\pi k} \int_0^H \left\{ \frac{erfc\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}}{2\sqrt{a\tau}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}} - \frac{erfc\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}}{2\sqrt{a\tau}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}} \right\} dh$$

От горното уравнение може да се види, че температурата на стената на TO, където  $r=r_b$  варира по време и с дълбочината на TO. Интегралът от формулата може да се сметне много по-бързо, отколкото численото решение на същата задача при полубезкрайната област [38,67].

Когато времето клони към безкрайност, температурата при модела на Kelvin също клони към безкрайност, докато температурата от модела на крайния линеен източник клони към равновесна стойност [41,67].

#### Модел с къси времеви интервали.

Тъй-като и двата модела, на Eskilson и на крайния линеен източник, пренебрегват ефекта на топлинния капацитет на TO, включвайки тръбите, циркулиращия флуид и замазката, безразмерният температурен отговор на стената на TO е валиден само за времена по-големи от  $5\frac{r_p^2}{a}$ , пресметнато от Eskilson [44]. Yavuzturk и Spitler [144] представят модел с къси времеви интервали за симулация на преходен топлообмен във ВTO [145,146].

Числените резултати се изразяват т. нар. *g*-функции. Численият модел е заложен като компонентен модул от TRNSYS развит от Klein [87].

#### 1.3.2. ТОПЛОПРОВОДНОСТ ВЪТРЕ В ТО.

Топлинното съпротивление в самия ТО оказва значително влияние върху ефективността на ВТО. Целта на анализа е да се определят входящата и изходяща температури на циркулиращия флуид в ТО при зададени температури на стените, топлинни потоци и термосъпротивление. <u>Едномерен модел.</u>

Предложен е едномерен модел за проектиране на ВТО, който възприема U-образната тръба като единична [62]. При този модел топлинният капацитет на ТО и осевият топлинен поток в замазката и стените на тръбите се пренебрегват. Този силно опростен модел е неподходящ и незадоволителен, тъй-като не може да прецени топлинното влияние между тръбите на ТО върху ефективността на ВТО.

#### <u>Двуизмерен модел.</u>

Hellstrom [65,70] разработва аналитични двуизмерни решения за топлинните съпротивления по тръбите в напречно сечение, перпендикулярно на оста на ТО. В двуизмерния модел температурата на флуида в тръбите е изразена като суперпозиция на два отделни температурни отговора, породени от топлинния поток за единица дължина  $q_1$  и  $q_2$  от двете U-образни тръби, както е показано на фигура (1.16) [147]. Ако температурата на стената на ТО  $t_b$  се приеме за референтна, температурата на флуида в тръбата може да се получи от [122]:

(1.17) 
$$t_{f1} - t_b = R_{11}q_1 + R_{12}q_2$$
$$t_{f2} - t_b = R_{12}q_1 + R_{22}q_2,$$

където  $R_{11}$  и  $R_{12}$  са топлинните съпротивления между циркулиращия флуид във всяка една от тръбите стената на TO, а  $R_{12}$  е съпротивлението между двете тръби, (фиг.1.16). Линейното преобразуване на уравнението води до:
(1.18) 
$$q_1 = \frac{t_{f_1} - t_b}{R_2^{\Delta}} + \frac{t_{f_1} - t_{f_2}}{R_{12}^{\Delta}}$$

(1.19) 
$$q_2 = \frac{t_{f2} - t_b}{R_1^{\Delta}} + \frac{t_{f2} - t_{f1}}{R_{12}^{\Delta}}$$

където  $R_1^{\Delta} = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{22} - R_{12}}, R_2^{\Delta} = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{11} - R_{12}}$  и  $R_{12}^{\Delta} = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{12}}$ .



Фиг. 1.16. Конфигурация на U-образните тръби в ТО [36].

В случай на симетрично разположение на тръбите вътре в TO, т. е. *R11=R12*. Тези съпротивления могат да се редуцират до [65]:

$$R_1^{\Delta} = R_2^{\Delta} = R_{11} + R_{22} \,\mu \, R_{12}^{\Delta} = \frac{R_{11}^2 - R_{12}^2}{R_{12}}$$

В този случай Eskilson прави следните предположения, за да опрости задачата [44]:  $t_{f1}=t_{f2}=t_f$  и  $q_1=q_2=q_f/2$ . Така топлинното съпротивление между флуида и ТО може да се определи от:

(1.20) 
$$R_{b2} = \frac{(R_{11} + R_{12})}{2}$$

Така температурата на входящия и изходящ флуид може да се изчисли. Температурите на флуида циркулиращ през различните клонове на Uобразната тръба на практика са различни. В резултат топлинното взаимодействие между клоновете на U-образната тръба е неизбежно [143]. Сравнение на аналитичните и числените модели.

Въпреки че числените модели предлагат голяма прецизност и гъвкавост, повечето от тях налагат много сложни изчисления. Освен това числените модели са неудобни за директно вграждане в програми за енергиен анализ, защото данните от симулацията се изчисляват предварително и съхраняват големи бази. Аналитичните модели пък се основават на доста предположения и опростявания. Така точността на аналитичните резултати е леко влошена заради предположението за линеен източник в средата на TO [36,129]. Необходимото време за изчисления при аналитичния модел е много по-малко, в сравнение с числените модели. Директният алгоритъм, изведен от аналитичния модел, може веднага да се интегрира в програма за проектиране или симулация. Характеристиките на числените и аналитични модели може да обобщим в следната таблица [141]:

Случай	Модел	Метод	Топлинно	Гранични
			влияние между	ефекти
			ТО	
Извън	Линеен	Безкраен	ДА	HE
ТО	източник на	линеен		
	Kelvin	източник		
	Цилиндричен	Безкраен	ДА	HE
	източник	цилиндричен		
		източник		
	Модел на	Комбинация	ДА	ДА
	Eskilson	от числени и		
		аналитични		
	Решение с	методи	ДА	ДА
	краен линеен	Аналитичен		
	източник	метод		
	Модел с къси		ДА	ДА
	времеви	Числен метод		
	интервали			
Вътре	Модел	Метод	Топлинно	Топлинен
в ТО			взаимодействие	поток по
			между тръбите	дълбочината
	Едномерен		HE	HE
	модел			
	(еквивалентни			

Табл. 1.3 Сравнение и характеристики на моделите.

тръби)		
Двуизмерен	ДА	HE
модел		
Квази-	ДА	ДА
триизмерен		

# 1.3.3.ОБЗОР НА КОМПЮТЪРНИТЕ ПРОГРАМИ ЗА СИМУЛАЦИЯ И ПРОЕКТИРАНЕ НА ВТО И СИСТЕМИ.

Стабилността и надеждността на дизайна на ВТО зависи основно възможността им да отнемат топлина от земята и да избягват излишното ѝ натрупване или загуби в нея през дълъг период от време. Добрата програма за дизайн на ЗБТП трябва да притежава висока изчислителна ефективност, която да позволява пресмятане на преходни ефекти за дълъг период. На практика има многобройни фактори на несигурност [123]. Ще разгледаме някои от типичните програми, използвани за ВТО [69,66].

#### Метод на IGSHPA.

Международната асоциация на земно-базираните термопомпи (IGSHPA) е една от първите групи, които се заемат с методи за дизайн на ЗТО [22]. Моделирането на IGSHPA се основава на теорията на линейния модел на Kelvin с някои опростяващи предположения. То може да пресметне дължината на ВТО за най-студения и най-горещ месец на годината, използвайки прости формули.

#### ИНСТРУМЕНТИ БАЗИРАНИ НА МОДЕЛ С ЛИНЕЕН ИЗТОЧНИК.

#### Програмите от Университета в Лунд – Швеция.

Най-ранните компютърни програми за оразмеряване на ЗТО са представени от изследователи от Университета Лунд в Швеция [25]. Алгоритмите на разработените програми се основават на подхода на Eskilson за крайния линеен източник, където температурния отговор на TO се преобразува в набор от безразмерни фактори, т. нар. *g*-функции [44]. Тези *g*-функции зависят от разстоянието между TO и тяхната дълбочина. Главният недостатък на програмите за инженерно приложение е

въвеждащият интерфейс. За да се направят програмите на Лунд по-лесни и с по-добър интерфейс, е разработена на същата база програмата Earth Energy Designer (EED) [68,72]. В програмата EED температурата на флуида в ТО се пресмята според месечните натоварвания за отопление и TO. охлаждане И топлинното съпротивление на Топлинните характеристики на земята, свойствата на материала на тръбите и на флуида се въвеждат в масив данни на програмата. Обаче, за случаи на изменение дълбочината и разположението на ТО, се налага да се интерполира между подходящи *g*-функции и се пресмята отношението на разстоянието на ТО и неговата дълбочина [67,117].

#### <u>Програмата GLHEPRO.</u>

Програмата GLHEPRO е разработена за проектиране на ВТО, използвани при индустриални сгради [125]. Подходът на Eskilson лежи в основата на тази програма. Методологията за проектиране е базирана на симулация, която предсказва температурния отговор на ТО на месечните натоварвания и върхови нужди за период от няколко години. Температурата на флуида вътре в тръбите на ТО се определя чрез едномерно стационарно топлинно съпротивление на ТО.

#### Програмата GeoStar.

Софтуерен пакет наречен GeoStar е разработен за дизайн и симулация на ВТО от група в Китай [148,35]. Този софтуерен пакет може да оразмерява ВТО, така че да се достигат зададените температури на флуида на входа на термопомпата за дадени. Топлопреносът в ТО при този модел се състои от два сектора: единият е процесът на топлопроводност на земята извън ТО, а другият е вътре в ТО [150]. Квази-триизмерен модел се използва за смятане на температурите на флуида [151]. Анализът на двата сектора се свързва на стената на ТО.

#### Симулационни строителни програми интегрирани с модели на ВТО.

Програмата EnergyPlus, която е популярна програма за енергийно симулиране на сгради, е разширена, за да позволи симулации на системи

със ЗБТП [48]. Заложени са модели на водни термопомпи и ВТО като се използват *g*-функциите на Eskilson.

Друга програма за енергиен анализ на сгради eQUEST и нейният симулационен механизъм DOE-2.2 са приспособени за проектиране и анализ на системи със ЗБТП [94]. Модел на ВТО, базиран пак на *g*-функции, е интегриран в програмата HVACSIM+, която е способна да моделира системи за климатизация и енергиен контрол на сгради [39].

#### <u>Програмата GchpCalc основана на цилиндричния модел.</u>

Програмата GchpCalc подпомага инженерите при дизайна на системи със ЗБТП, подробна концепция може да се намери още в [83]. Методът е базиран на оценките на Carslaw и Jaeger [28] и използва просто стационарно уравнение за топлопренасянето, за да се получи необходимата дължина на ТО. Този метод е заложен в софтуерна програма GchpCalc, която широко се прилага в САЩ за проектиране на ВЗТО.

#### ПРОГРАМИ ЗА ЧИСЛЕНО СИМУЛИРАНЕ.

Някои подходи за числено симулиранеса разработени и за областта на ЗБТП [39]. Сред тях най-представителна е TRNSYS с DST- модул разработен от Pahud и Hellstrom [73]. TRNSYS е модулен пакет за симулация на системи, при която потребителят може да опише компонентите, съставящи системата и начина, по който те си взаимодействат. Тъй-като програмата е модулна, DST - модула е прибавен лесно към съществуващите библиотеки.

Комерсиалният софтуер TRNSYS е на пазара от 1975г. и е гъвкав продукт, проектиран да симулира свойствата на преходните процеси в топлоенергийните системи [87]. Този продукт е създаден от Лабораторията по Слънчева Енергия в Медисън към Университета в Уисконсин и представлява метод за описване на всеки компонент на една енергийна система като ФОРТРАН подпрограма с входящи и изходящи данни. Понастоящем TRNSYS е внушителен инструмент за енергийна симулация разполагаща с графичен интерфейс, 80 стандартни компоненти. ОТХ може да се изследва с TRNSYS Тип 141 Вертикален Топлинен Енергиен

Акумулатор (BTEA) [124]. Тази подпрограма моделира вертикален топлообменник (взаимодействащ топлинно с земята) и сезонен акумулатор, съставен от подземни вертикални топлообменници.

Колективът от ТУ София, филиал Пловдив разполага със споменатия продукт TRNSYS, закупен по проект на МОН № ВУ-ТХ-212/06 [97]. В библиотеката на колектива е и софтуерният пакет за описание на геотермални инсталации EED (Проектиране на земна енергия).

#### ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 1.3

Направен е преглед на съществуващите софтуерни програми за проектиране на вертикални ВТО и моделиране на поведението на енергопробразуващи системи със земно базирани термопомпи за определен период от време. За нашите цели и задачи за числено симулиране на експериментите бе решено, че могат да се използват два комерсиални продукта - EED и TRNSYS. Двете програми са закупени по проекти от ТУ – София, филиал Пловдив с необходимите им модули за работа със ВТО.

## 1.4. Основна цел и задачи на дисертационния труд.

Целта на дисертационния труд е да се изследва поведението на хибридна система "земно базирана термопомпа – слънчеви колектори" при различни режими на работа за отопление.

В съответствие с поставената цел в настоящия труд следва да се решат следните задачи:

1. Създаване на експериментална инсталация, включваща земно базирана термопомпа (ЗБТП) и слънчеви колектори (СК) със следните основни елементи: слънчева инсталация с плоски селективниколектори, два вертикални топлообменници (ВТО) до 50m дълбочина, термопомпа "водавода", водни акумулатории конвектор.

2. Оборудване на системата със сензории прибори за измерване и контрол на параметрите и автоматизирано записване на данните на компютър;

3. Провеждане на опити за Определяне на топлинни характеристики (ОТХ) на земята около изградените ВТО с цел получаване на данни, необходими за числени симулации.

4. Разработване на методика за определяне на топлотехническите характеристики на хибридната отоплителна система със ЗБТП и СК при различни режими на работа според сезона и нуждите.

5. Изследване поведението и ефективността на енергопреобразуващата система при различни режими на работа – зареждане на водните резервоари с топлинна енергия от СК; зареждане на един ВТО с енергия през неотоплителен сезон (сезонно акумулиране); пряко слънчево отопление на помещение; отопление чрез ЗБТП с енергия от ВТО; отопление чрез слънчево базирана термопомпа.

6. Определяне параметрите и коефициент на енергийна ефективност (КЕЕ) на системата като цяло за съответните режими, пресмятане енергийните потоци и загуби между елементите на ѝ.

7. Провеждане на числени симулации на поведението на системата при различните режими за голям период от време – до 25 години чрез използване на комерсиалния софтуер EED (Earth Energy Designer) и сравнение на експерименталните данни с тези от числените симулации.

8. Изготвяне на технико-икономически анализ на ефективността от експлоатация на отоплителна система със ЗБТП и СК за климатичните условия на България.

# <u>II Глава</u>. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА ХИБРИДНА СИСТЕМА СЪС ЗЕМНО БАЗИРАНА ТЕРМОПОМПА И СЛЪНЧЕВИ КОЛЕКТОРИ

#### 2.1. Методика за изпитване на хибридна отоплителна система

със земно базирана термопомпа и слънчеви колектори

#### 2.1.1. Цел на изпитването.

Определяне на топлотехническите характеристики на хибридна отоплителна система със земно базирана термопомпа (ЗБТП) тип "водавода" – слънчеви колектори с течен топлоносител при различни режими на работа в зависимост от сезона и нуждите от отопление (фиг.2.1).

#### 2.1.2. Условия на изпитването.

Към всеки образец от системата, подлежащ на изпитание, трябва да бъдат посочени следните данни:

А. За плоските течностни слънчеви колектори:

- габаритни размери;
- приемна повърхност на осветената повърхност на абсорбера;
- маса на колектора;
- вид на топлоносителя и неговото количество в колектора;
- работно налягане;
- материал и маса на абсорбера;
- характеристики на материала на поглъщащото покритие на абсорбера;
- вид, дебелина и работна температура на топлинната изолация;
- материал и маса на колекторната кутия.
- Б. За термопомпата "вода-вода":
  - тип на термопомпата (ТП);
  - тип на компресора;
  - номинална мощност на компресора;
  - вид (марка) на хладилния агент;
  - номинална температура на изпарение;
  - номинална температура на кондензация;
  - номинална температура на околния въздух;
  - топлообменна повърхност на изпарителя;

- топлообменна повърхност на кондензатора;
- вид на топлоносителя в изпарителя и кондензатора;
- габаритни размери на ТП;
- тегло на ТП.
- В. За вертикалните топлообменници (ВТО):
  - тип на ВТО;
  - вид на ВТО (с един или с два контура);
  - диаметър на ВТО;
  - дълбочина на вертикалния ТО;
  - вид и състав на термичната замазка на ВТО;
  - диаметър на тръбите на ВТО;
  - размери на свързващите елементи към отвеждащите тръби;
  - наличие и разположение на температурни сензори по дълбочина;
  - топлопроводност и термично съпротивление на ВТО;
  - литографски строеж на земята около BTO;
  - вид и материал на топлинната изолация на шахтата на ВТО.
- Г. За допълнителния източник на енергия (ДИЕ):
  - тип на ДИЕ (електрически нагревател);
  - номинална мощност на ДИЕ;
  - захранващо напрежение;
  - възможност за регулиране и управление по мощност на ДИЕ.

#### 2.1.3. Теоретична част

#### А. Коефициент на полезно действие (КПД) на слънчев колектор:

КПД на слънчевия колектор се определя като отношение на пълния топлинен поток, отведен от слънчевия колектор  $\dot{Q}_{ck}$ , W към пълното количество слънчева енергия, попаднало върху цялата повърхност на слънчевия колектор за единица време [9,42]:

(2.1) 
$$\kappa \Pi \mathcal{A}_{CK} = \frac{\dot{Q}_{CK}}{A_{ab} \cdot I_{CK}} .$$

Спечелено количество топлина от слънцето за единица време се определя по следната формула:

(2.2) 
$$\dot{Q}_{c\kappa} = \dot{m}_{c\kappa} \cdot c_{p\phi} \cdot \left(t_{c\kappa}'' - t_{c\kappa}'\right),$$

където:  $\dot{m}_{c\kappa}$  - масовият дебит на флуида през слънчевия колектор, kg/s;

 $c_{p\phi}$  - специфичен топлинен капацитет на флуида при p = const., J/kgK;  $t'_{CK}$  - входяща температура на флуида в слънчевия колектор, °C;  $t'_{CK}$  - изходяща температура на флуида от слънчевия колектор, °C;  $A_{ab}$  - повърхнина на абсорбера, m<sup>2</sup>;

 $I_{ck}$  - интензитет на сумарната слънчева радиация върху равнината на слънчевия колектор, W/m<sup>2</sup>.

#### Б. Коефициентна трансформация (КТ) на ТП:

Коефициентът на трансформация на термопомпата се определя като отношение на кондензаторната мощност  $\dot{Q}_k$ , W към консумираната електрическа мощност  $N_{\text{тп.}}W$  [2,60]:

$$(2.3) k_{\rm T} = \frac{\dot{Q}_k}{N_{\rm TH}}$$

Кондензаторната мощност се определя по следната формула:

(2.4) 
$$\dot{Q}_{\kappa} = \dot{m}_{\kappa} \cdot c_{p\kappa} \cdot \left(t_{\kappa}'' - t_{\kappa}'\right),$$

където:

 $\dot{m}_{\rm K}$  – масов дебит на топлоносителя през кондензатора, kg/s;

*c*<sub>*pк*</sub> – специфичен топлинен капацитет на топлоносителя в кондензатора при постоянно налягане, J/kgK;

 $t'_{\kappa}$  – входяща температура на топлоносителя в кондензатора, °C;

 $t_{\kappa}^{"}$  – изходяща температура на топлоносителя от кондензатора, °С.

# В. Коефициент на полезно действие на вертикалния топлообменник (ВТО):

ВТО е едновременно подземен топлообменник и акумулатор на топлина със своята ефективност. КПД на вертикалния земен топлообменник се определя като отношение на отведената топлинна енергия от ВТО към инжектираната в него за даден период от време (на годишна или сезонна база) [108]:

където:  $Q_e$  – отведена топлинна енергия от ВТО, J;

 $Q_{\rm ин}$  – инжектирана във ВТО топлинна енергия за даден период, J.

Ако температурата в земния акумулатор се възстанови до началните си стойности след даден период на експлоатация, то КПД на земния акумулатор се представя още с :

(2.6) 
$$\eta_{\rm BTO} = \frac{Q_e}{Q_e + Q_{3\rm ar}} = 1 - \frac{Q_{3\rm ar}}{Q_{\rm uH}}$$

където:  $Q_{3ar}$  - загубите на енергия за периода на съхранение, J, като енергийният баланс се задава по следния начин:  $Q_{\mu\mu} = Q_e + Q_{3ar}$ .

## Г. Коефициенти на енергийна ефективност (КЕЕ) на хибридната система при различните ѝ режими на работа:

1. Режим на зареждане на водните акумулатори с топлинна енергия от слънчевите колектори:

В този режим коефициентът на енергийна ефективност на системата се определя като отношение на съхранената топлинна енергия в акумулаторите към попадналата слънчева енергия върху повърхнината на СК плюс консумираната мощност на циркулационните помпи за периода на изпитание:

(2.7) 
$$\eta_{c1} = \frac{m_a c_p (t_{\rm KP} - t_{\rm HAY})}{\sum_{i=1}^n \int_0^{\tau_i} (I_{\rm CK} A_{\rm CK} + N_{\rm CK}) d\tau + \int_0^{\tau_{\rm KP}} N_{2-3} d\tau}.$$

2. Режим на зареждане на вертикалните топлообменници (ВТО) с топлинна енергия от СК:

В този режим коефициентът на енергийна ефективност на системата се определя като отношение на усвоената топлинна енергия от ВТО към попадналата слънчева енергия върху СК и консумираната мощност на циркулационните помпи за периода на изпитание:

(2.8) 
$$\eta_{c2} = \frac{\int_{0}^{\tau_{KP}} \dot{m}_{BTO} c_{p} \cdot (t_{BTO}^{'} - t_{BTO}^{''}) d\tau}{\sum_{i=1}^{n} \int_{0}^{\tau_{i}} (I_{CK} \cdot A_{CK} + N_{CK}) d\tau + \int_{0}^{\tau_{KP}} N_{2-3} d\tau + \int_{0}^{\tau_{KP}} N_{BTO} d\tau}$$

#### 3. Режим на пряко слънчево отопление:

В този режим коефициентът на енергийна ефективност на системата се изчислява като отношение на подадената към въздушния конвектор топлинна енергия отнесена към попадналата слънчева енергия върху СК и консумираната мощност на циркулационните помпи за периода на изпитание:

(2.9) 
$$\eta_{c3} = \frac{\int_{0}^{\tau_{\rm KP}} \dot{m}_{\rm KB} \cdot c_{p} \cdot (t_{\rm KB} - t_{\rm KB}^{"}) d\tau}{\sum_{i=1}^{n} \int_{0}^{\tau_{i}} (I_{\rm CK} \cdot A_{\rm CK} + N_{\rm CK}) d\tau + \int_{0}^{\tau_{\rm KP}} (N_{2-3} + N_{\rm KB}) d\tau}$$

4. Режим на отопление със земно базирана термопомпа (ЗБТП):

В този режим коефициентът на ефективност на системата се определя като отношение на подадената към въздушния конвектор топлинна енергия отнесена към енергията, отведена от ВТО и консумираните мощности на ТП и циркулационните помпи за периода им на работа:

(2.10) 
$$\eta_{c4} = \frac{\int_{0}^{\tau_{KP}} \dot{m}_{KB}.c_{p}.(\dot{t}_{KB}-t_{KB}^{"})d\tau}{\int_{0}^{\tau_{KP}} N_{KB}.d\tau + \sum_{j=1}^{m} \int_{0}^{\tau_{j}} \{\dot{m}_{BTO}.c_{p}(\dot{t}_{BTO}^{"}-t_{BTO}^{'}) + N_{BTO}\}d\tau + \sum_{k=1}^{m} \int_{0}^{\tau_{k}} N_{T\Pi}.d\tau}$$
  
5. Режим на отопление със слънчево базирана термопомпа (СБТП):

При този режим коефициентът на енергийна ефективност на системата се дефинира като отношение на подадената към въздушния конвектор топлинна енергия отнесена към попадналата слънчева енергия върху СК и консумираната мощност на термопомпата и циркулационните помпи за периода им на работа:

(2.11)

$$\eta_{\rm c5} = \frac{\int_0^{\tau_{\rm KP}} \dot{m}_{\rm KB} \cdot c_p \cdot (\dot{t}_{\rm KB} - \dot{t}_{\rm KB}) d\tau}{\sum_{i=1}^n \int_0^{\tau_i} (I_{\rm CK} \cdot A_{\rm CK} + N_{\rm CK}) d\tau + \sum_{l=0}^p \int_0^{\tau_l} N_{\rm AMe} d\tau + \int_0^{\tau_{\rm KP}} (N_{2-3} + N_{\rm KB} + N_{\rm H}) d\tau + \sum_{f=0}^q \int_0^{\tau_f} N_{\rm TII} d\tau}$$

където:

 $m_a$ е обща маса на водата в акумулаторите, kg;

 $c_p$  – среденмасов специфичен топлинен капацитет на водата, J/kgK;

 $t_{\rm kp}$  и  $t_{\rm hav}$  - крайна и начална достигнати температури на водата в акумулатора, °C;

 $I_{ck}$ – интензитет на сумарната слънчева радиация, измерена в равнината на СК, W/m<sup>2</sup>;

 $A_{ck}$  – площ на абсорбера на СК, m<sup>2</sup>;

*n* – брой на периодите на активност на циркулационната помпа в слънчевия кръг,-;

 $\tau_i$  - времетраене на *i*- тия период на работа на помпата в слънчевия кръг, s;  $N_{c\kappa}$  и  $N_{2-3}$ - средна стойност на консумираната мощност от помпата в слънчевия кръг и моментна стойност на консумираната мощност в кръга между 2001 и 3001 водни акумулатори, W;

 $\tau$  – време (нулева стойност в началото на експеримента), s;

 $\Delta \tau$  - промеждутък от време между две последователни измервания, s;

 $\tau_{\rm \kappa p}$  – време в края на експеримента, s;

 $\dot{m}_{\rm вто}$  – средна стойност на масовия дебит на флуидапрез BTO, kg/s;

 $t_{\rm BTO}'$ и  $t_{\rm BTO}'$ - температури на водата на входа и изхода на ВТО, °С.

 $N_{\rm BTO}$  – моментна стойност на консумираната мощност на помпата в кръга на ВТО, W;

 $\dot{m}_{\rm KB}$  - средна стойност на масовият дебит на водата през конвектора, kg/s;

 $t'_{\rm KB}$  и  $t'_{\rm KB}$  - входяща и изходяща температури на водата през конвектора, °C;

 $N_{\rm kB}$  — моментна стойност на консумираната мощност на помпата във водния кръг на конвектора, W;

*m*– брой на периодите на активност на термопомпата и циркулационната помпа през ВТО в режим на ЗБТП;

 $\tau_j$  – времетраенето на *j* – тия период на работа на помпата през BTO, s;

 $\tau_k$  – времетраенето на *k*-тия период на работа на термопомпата, s;

 $N_{\text{тп}}$  - моментна стойност на консумираната мощност на термопомпата за периода ѝ на работа, W;

 $\tau_l$ - времетраенето на *l*-тия период от работата на ДИЕ (ел. нагревател), s;

*p* – броя на периодите на активност на ДИЕ;

*N*<sub>и</sub> – моментна стойност на консумираната мощност на циркулационната помпа през изпарителя на ТП, W;

*q* – брой на периодите (циклите) на включване на термопомпата в режим на СБТП;

 $\tau_f$ - времетраенето *f*-тия период от работата на TП, s;

*N*<sub>дие</sub> - консумирана мощност от ДИЕ (ел. нагревател), W.

### 2.1.4. Измервани величини

В процеса на изпитание се измерват непосредствено следните величини:

А. Температури:

- температура на околната среда  $t_{oc}$ , °С;
- стайна температура в лабораторията  $t_{\rm ct}$ , °C;
- входяща температура на флуида в СК  $t'_{cK}$ , °С;
- изходяща температура на флуида от СК  $t_{c\kappa}^{"}$ , °С;

- входяща температура на флуида в 2001 от СК *t*'<sub>2-ск</sub>, °С;
- изходяща температура на флуида от 2001 към СК *t*"<sub>2-ск</sub>, °С;
- входяща температура на флуида в 2001 съд от 3001 t '2-3, °С;
- изходяща температура на флуида от 2001 към 3001 *t*"<sub>2-3</sub>, °С;
- входяща температура на флуида в 3001 съд от 2001 t'<sub>3-2</sub>, °С;
- изходяща температура на флуида от 3001 към 2001 *t*"<sub>3-2</sub>, °С ;
- входяща температура на флуида във ВТО *t* '<sub>вто</sub>, °С ;
- изходяща температура на флуида от ВТО *t* "вто, °С;
- входяща температура на флуида в конвектора *t* 'кв. °С ;
- изходяща температура на флуида от конвектора  $t''_{KB}$ , °С;
- входяща температура на флуида в изпарителя на ТП *t*'<sub>и</sub>, °С ;
- изходяща температура на флуида от изпарителя на ТП *t*<sup>"</sup><sub>и</sub>, °С ;
- входяща температура на флуида в кондензатора на ТП t'к, °С ;
- изходяща температура на флуида от кондензатора на ТП  $t''_{\kappa}$ , °С;
- входяща температура на флуида в 1501 буфер *t*'<sub>6</sub>, °С ;
- изходяща температура на флуида от 1501 буфер  $t''_{6}$ , °С;
- температурите по дълбочина на ВТО на 1,10,20,30,40,50 m съответно *t*<sub>вто1м</sub>, *t*<sub>вто10м</sub>, *t*<sub>вто20м</sub>, *t*<sub>вто30м</sub>, *t*<sub>вто40м</sub> и *t*<sub>вто50м</sub>, °С.

#### Б. Дебити:

- масов дебит на флуида в слънчевия колектор  $\dot{m}_{c\kappa}$ , kg/s;
- масов дебит на флуида между 2001 и 3001 съдове  $\dot{m}_{2-3}$ , kg/s;
- масов дебит на флуида във водния кръг на конвектора  $\dot{m}_{\rm KB}$ , kg/s;
- масов дебит на флуида през ВТО  $\dot{m}_{\rm BTO}$ , kg/s.
- масов дебит на флуида през изпарителя на термопомпата  $\dot{m}_{\mu}$ , kg/s

В. Интензитет на сумарната слънчева радиация върху равнината на слънчевия колектор I<sub>ск</sub>, W/m<sup>2</sup>;

Г. Моментна (номинална) електрическа мощност:

- на помпата в слънчевия кръг *N*<sub>ск</sub>, W;
- на помпата в контура между 2001и 3001 резервоари  $N_{2-3}$ , W;
- на помпата във водния кръг на конвектора *N*<sub>кв</sub> ,W;
- на помпата осигуряваща циркулацията през ВТО *N*<sub>вто</sub>, W;
- на термопомпата в работен период  $N_{\rm TII}$ , W;
- на допълнителния източник на енергия (ДИЕ) *N*<sub>дие</sub>, W.

#### 2.1.5. Условия и режими на изпитване

- Изпитанията се провеждат в квазистационарни условия;
- Измерването на величините в дадения режим се провежда едновременно на всяка 1 минута в измерванияинтервал;
- Изпитваните колектори се ориентират на юг към Слънцето и се установяват с ъгъл на наклон към хоризонта равен на φ-δ, където φ е географската ширина и δ е деклинацията [57,123];
- По време на измервания интервал е задължително да се изпълнят следните условия:
  - масовите дебити на флуида през колектора  $\dot{m}_{ck}$ , изпарителя  $\dot{m}_{u}$  и кондензатора  $\dot{m}_{k}$ , трябва да се поддържат с точност ± 5%;
  - измерваните температури трябва да се поддържат с точност ± 1°C;
  - грешката на монтажа на слънчевия колектор по отношение на ъгъла на наклон към хоризонта не трябва да превишава ± 2°;
  - изменението на измерваните електрически мощности на клемите на електромоторите не трябва да превишава ± 5%;

#### 2.1.6. Обработка на експерименталните резултати

Средноинтегралните, за *п*-минутния интервал на измерване, температури се определят по следния израз:

(2.12) 
$$\bar{t} = \left(\frac{t_1 + t_n}{2} + \sum_{i=2}^{n-1} t_i\right) \cdot \frac{\Delta \tau}{\tau}$$

където:  $t_1$ и са  $t_n$  съответно стойности на температурите, получени при първо и последно измерване на *n*-минутен период на измерване, °C;  $t_i$  – стойност на температурата, получена при междинни измервания, °C;  $\Delta \tau = 1 \ min$ – интервал от време между две последователни измервания;  $\tau = n$  – продължителност на един период на измерване, min;

Средно интегралната, за *n*-минутния интервал на измерване стойност на интензитета на сумарната слънчева радиация върху колектора, се определя аналогично:

(2.13) 
$$\overline{I_{c\kappa}} = \left(\frac{I_{c\kappa 1} + I_{c\kappa n}}{2} + \sum_{i=2}^{n-1} I_i\right) \cdot \frac{\Delta \tau}{\tau}$$

Средно интегралната, за *n*-минутния интервал на измерване стойност на масовия дебит на флуида, се определя аналогично:

(2.14) 
$$\overline{\dot{m}} = \left(\frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_n}{2} + \sum_{i=2}^{n-1} \dot{m}_i\right) \cdot \frac{\Delta \tau}{\tau}$$

Средно интегралните, за *п*-минутния интервал на измерване стойности на електрическите мощности, се определят аналогично:

(2.15) 
$$\overline{N} = \left(\frac{N_1 + N_n}{2} + \sum_{i=2}^{n-1} N_i\right) \cdot \frac{\Delta \tau}{\tau}$$

#### 2.1.7. Точност на измерваните величини

А. Допустими отклонения на пряко измерваните величини:

- интензитетът на сумарната слънчева радиация да се измерва с точност ± 2%;

- температурите трябва да се измерват с точност ± 3%;

- масовият дебит на флуида трябва да се измерва с точност ± 2%;
- измерването на електрическите мощности трябва да е с точност ± 5%.

Б. Допустими отклонения на косвено измерваните величини:

- кондензаторната мощност на термопомпата трябва да се измерва с точност ± 6%;
- пълният полезен топлинен поток, отведен от колектора, трябва да се измерва с точност ± 6%;
- КПД на колектора трябва да се измерва с точност ± 6%;
- Коефициентът на трансфоемация (КТ) на термопомпата трябва да се измерва с точност ± 6%;
- КЕЕ на системата при различните режими на работа трябва да се измерва с точност ± 6%.

## <u>2.2. Изграждане на експериментална хибридна инсталация ЗБТП</u> <u>– слънчеви колектори</u>

За осъществяване на изследванията на територията на ТУ-София, филиал Пловдив бе изградена експериментална хибридна инсталация със земно базирана термопомпа (ЗБТП) и слънчеви колектори.

Инсталацията се състои от следните главни части:

 Два вертикални топлообменника (ВТО), разположени на терен до лабораторията (извън сградата на филиала);

- Слънчеви колектори (СК), монтирани на покривното пространство над лабораторията;
- Хидравлична част термопомпа (ТП), съдове, циркулационни помпи, конвектор, вентили и други части, разположени в лабораторията;
- Измервателни прибори и система за събиране на данни и логирането им на персонален компютър (ПК), разположени в лабораторията.

Схемата на хибридната инсталация е показана на (фиг.2.1):



Фиг. 2.1. Обща схема на хибридната инсталация

На (фиг.2.2) е показван общ изглед на частта от инсталацията в лабораторията:



Фиг. 2.2. Общ изглед на инсталацията в лабораторията.

#### 2.2.1. ИЗГРАЖДАНЕ НА ВЕРТИКАЛНИТЕ ТОПЛООБМЕННИЦИ (ВТО).

Два сондажа за ВТО бяха извършени на територията на Технически Университет – София, филиал Пловдив. Сондажите бяха извършени в корпус 2 (42°08'22" N, 24°46'22" E), който е на около 3km източно от центъра на града. Местоположението дава възможност за отчитане разпространението на топлината при липса на термично влияние (двата сондажа са на разстояние 13m един от друг). Содажите бяха проведени с модерна машина за сондиране MDT – Италия, модел MC 200B (производство 2009 г.) (фиг.2.3).

Пробитите отвори са с дълбочина 51m и диаметър 165mm. При сондирането се използваха твърдосплавни инструменти – боркорона. При пробиването се поставят и метални тръби през 2m, които предпазват сондажа от обрушване. Като промивна течност се използва разтвор на бентонит в точно определено съотношение, който охлажда инструментите и оформя плътна хидравлична преграда около сондираната зона. При пробиването на отвора беше извършено и проучване на литоложкия строеж (точка 2.2).



Фиг.2.3. Осъществяване на сондажа с МС 200В.

След завършване на сондажната работа започна монтирането на Uобразните тръби. Свързването им се осъществява чрез заваряване с две колена в единия край, като здравината на съединенията се проверява чрез напълване на U-образната тръба с вода под налягане – хидравличен тест при 9 atm налягане. Тръбите се поставят с помощта на тежест в сондажа и със специално носещо устройство, на което предварително се навиват тръбите, оформени вече като U-тръба и напълнени с вода под налягане. В двата отвора бяха поставени 2 различни U-тръби - в единия отвор единична U-тръба, а в другия - двойна U-тръба. Температурата в системата няма да надвишава 40°С - затова бяха избрани тръби РЕ 100, изработени от неомрежен полиетилен с висока плътност HDPE с диаметър 32mm [113].

Към тръбите са вградени термосъпротивления тип Pt100, клас B с 3 извода от фирма "Комеко"- Пловдив (общо 6 бр.), като са монтирани през 10m - на 1m, 10m, 20m, 30m, 40m и 50m. Предназначението им е да измерват температурата по дълбочина във вертикалния топлообменник.

Запълването и на двата сондажа бе извършено с циментов разтвор, притежаващ водоциментов фактор 0,5. Това е варовиков Портланд-цимент СЕМ II/ B-LL 32,5 по БДС ЕН 197-1. За сондажа с 2 U-образни тръби е изразходено 1250kg цимент, а за този с 1 U-образна тръба - около 1500kg. За по-добро обслужване и защита двата отвора бяха завършени под формата на бетонна шахта (всяка от които около 0,5m под повърхността на

земята), избягвайки така евентуално замръзване през зимата. На (фиг.2.4) е показан крайният вид на двойната U-образна тръба, а на (фиг.2.5) - крайния вид на единичната U-образна тръба.



Фиг.2.4. Краен вид на двойната Фиг.2.5. Краен вид на единичната U-тръба. U-тръба.

Шахтите са покрити с метални капаци и по подземни траншеи са подведени тръбни връзки до сградата на 2-ри корпус и от там през стените и аспирационен отвор до 4-тия етаж, където е разположена експерименталната лаборатория.

## <u>2.2.2. ХИДРОГЕОЛОЖКИ УСЛОВИЯ В РАЙОНА НА НАПРАВЕНИТЕ</u> <u>СОНДАЖИ</u>

Литоложкият строеж в района на двата нови вертикални земни топлообменници е както следва:

<u>При двойна U-образна тръба:</u>

От 0,0 до 0,4m – почвено-песъклив пласт;

От 0,4 до 2,0т – техногенен насип;

От 2,0 до 9,4т – глина и песъчлива глина;

От 9,4 до 29,0m – пясъци, дребнозърнести, чисти;

От 29,0 до 31,0m – разнозърнести чакъли с песъчлив запълнител;

От 31,0 до 50,0m – пясъци, разнозърнести, чисти.

<u>При единична U-образна тръба:</u>

От 0,0 до 0,4т – почвено-песъчлив пласт;

От 0,4 до 2,0т – техногенен насип;

От 2,0 до 9,4т – глина и песъчлива глина;

От 9,4 до 50,0m – пясъци, разнозърнести, чисти.

Литоложкият строеж на земята около ВТО е типичен за този район на град Пловдив и предвид данните за топлинните характеристики предпоставя ефективен топлообмен между циркулиращия флуид и земята.

### 2.2.3. СЛЪНЧЕВАТА ЧАСТ ОТ ИНСТАЛАЦИЯТА

Лабораторията, в която е разположена основната част от инсталацията, се намира на четвъртия етаж от втори корпус на ТУ - София, филиал-Пловдив, непосредствено под покривното пространство с цел улеснен достъп. Слънчевите колектори се помещава на покрива над лабораторията. Тази част от инсталацията се състои от (фиг.2.6):

1. Слънчеви колектори – монтирани са 3 броя плоски селективни слънчеви колектори PK Select "Sunsystem"  $2,15m^2$  в паралелна схема със следните технически характеристики: меден абсорбер; коефицент на поглъщане - 95%; отражателна способност - 5%. Колекторите са насочени на юг и са под наклон  $42^{\circ} \pm 2^{\circ}$ .

2. Соларен терморегулатор SolarGuard TSF със следните характеристики:

- режим: "Диференциален Термостат"
- следене на 3 температури;.
- управление на ел.нагревател и циркулационна помпа;

3. Еднощрангова слънчева помпена станция WILO-SOLAR 20/6, която съдържа следното:

- помпа Wilo-Solar 20/6;
- термометри;
- дебитомер с гравитационен възвратен клапан;
- предпазен клапан 6 bar;
- високотемпературен манометър 0  $\div$ 6 bar с вентил.



Фиг.2.6. Схема на слънчевата част от инсталацията [128]. СК – слънчеви колектори, ПС – помпена система, МРС – разширителен съд, ОВ – обезвъздушители, ТР – терморегулатор, СБ – слънчев бойлер.

4. Слънчев бойлер SB V S2 "Sunsystem" – 200 1 (2 серпентини, малка и голяма) със следните параметри :

- максимална работна температура: 95 °C;
- изолация: пенополиуретан с плътност 40kg/m<sup>3</sup> и дебелина 50mm;
- серпентини: стоманена тръба ST 37,2 с площ 0,7 и 0,9m<sup>2</sup>;
- ел. нагревател: 3 / 230V/ с изнесен отвън терморегулатор.
- 5. Мембранен разширителен съд 12 l.

6. Гъвкави неръждаеми тръби с топлинна изолация "AEROFLEX".

7. Аварийно захранване (UPS, инвертор) "Протон - MC" 100W/ 7,5Ah.

#### 2.2.4. ХИДРАВЛИЧНАТА ЧАСТ НА СИСТЕМАТА

Инсталацията в лабораторията се състои от:

1. Воден резервоар от неръждаема стомана с обем 300 1 – служи за натрупване на топлинна енергия от слънчевите колектори с температура до 75°С, която може да се използва директно към консуматора, изпарителя на термопомпата или за инжектиране във ВТО. Резервоарът има 3 входа и изхода, както и 5ст топлинна изолация от стъклена вата и алуминиево

фолио с коефициент на топлопроводност  $\lambda = 0.04$  W/mK с двойна дебелина (10cm) в горната част.

2. Буферен съд 150 l PS 150 "Sunsystem" – служи за буфер за топла или студена вода в кондензаторния кръг на термопомпата. Той има 5ст топлоизолация от полиуретан.

3. Конвектор Sabiana Carisma CRC, Италия, с воден кръг – служи за имитиране на полезен товар и разтоварване на системата. Конвекторът е с тристепенен вентилатор с мощност до 65W с дебит на въздух до 680m<sup>3</sup>/h.

4. Водни помпи DAB – Италия. Монтирани са три вида центорфужни водни помпи: за контурите на двата BTO DAB JET 82M с Active Driver 1.1M за поддържане на постоянно налягане осигуряващи дебит до 3m<sup>3</sup>/h; за контура между 2001 и 3001 водни резервоари и за инжектиране на топлинна енергия във BTO са монтирани помпи с мокър ротор DAB VA 35/130 с максимален дебит до 2,5m<sup>3</sup>/h; за контура към конвектора е монтирана помпа DAB EVOPLUS 110/180 XM с прецизно електронно управление на честотата. Всички помпи са екипирани с водни филтри.

5. Разширителен съд с вместимост 15 1 от пластмаса за изравняване налягането в системата с атмосферното и допълване с вода при нужда.

6. Кранове: освен ръчни сферични кранове в инсталацията са монтирани и 8 броя еднопътни управляеми вентили Herz TS 90, Швейцария, с термоглави на 220V, служещи за хидравлично превключване на системата в различните режими на работа. Монтиран е също и трипътен вентили VMBT4, Италия, с пропорционална задвижка MVT57 към него за инжектиране на гореща вода в контура на ВТО и ограничаване на температурното ниво до 40°C с цел предпазване на тръбите от полиетилен.

7. Пластинчат топлообменник GEA тип GBS-100М-20, Германия, с топлообменна повърхност от 0,3m<sup>2</sup> и мощност 40kW. Предназначението на топлообменника е да доставя топлинна енергия директно до 300 1 воден резервоар от слънчевите колектори като се байпасира 200 1 бойлер при необходимост.

8. Тръби: - всички водни връзки в лабораторията са осъществени с тръби Climatherm на Aquatherm, Германия, ф32 или 1" фитинги с термоизолация "Aeroflex" тръбна и лентова с 5÷9mm дебелина.

9. Термопомпен агрегат - монтирана е реверсивна термопомпа "Маха", Италия, модел HWW-A/WP 15 тип вода-вода със следните характеристики:

- компресор един ротационен 220V еднофазен;
- фреон 0,5kg R410A;
- количество на маслото 0,4kg;
- максимална консумирана електрическа мощност 1,2 kW;
- отоплителен капацитет 5,9kW номинално;
- охладителен капацитет 4,6kW номинално;
- тегло 77kg.

Термопомпата се управлява и настройва с вграден микропроцесорен контролер Energy ST 500, Eliwell, Италия, с цифров дисплей. На (фиг.2.7) е дадена схема на устройството на термопомпата:



Фиг. 2.7. Схема на устройството на термопомпата [99].

MC – компресор; RCV – 4 пътен вентил; PD – диференциален пресостат; VS – соленоиден вентил; VP – пресостатен вентил; CW – кондензатор; EW – изпарител;
 ST1,2,3 – температурни сонди; CV – еднопътни вентили; VT – разширителни вентили;
 FD – двупосочен филтър; SF – индикатор за влага/течност; SPH – пресостат високо налягане; SPL – пресостат ниско налягане.

#### 2.2.5. ИЗМЕРВАТЕЛНА СИСТЕМА НА ИНСТАЛАЦИЯТА

Величините, които се измерват и контролират при работата на системата в различните режими са следните: температури, дебити,

електрическа мощност и обща електрическа консумация, интензитет на слънчевата радиация. За целта се използват съответните сензори, измервателни прибори и система за събиране и запис на данни през определен период от време на ПК (логиране).

Сензори:

За измерване на температурата на всеки вход и изход на компонентите на инсталацията (слънчев колектор, 200 1 бойлер, 300 1 резервоар, термопомпа, 150 1 буфер, ВТО, конвектор – 26 броя) както и тези на стаята и околната среда (вътрешна и външна) са пригодени термосъпротивления Pt100, клас А, Полша, поставени в медни вложки и монтирани в Т-образни полипропиленови муфи ф32, така че да се позиционират по средата на сечението на тръбите (фиг.2.8).

Датчиците са калибровани във вода с топящ се лед като се подбират с толеранс  $\pm 0,06\Omega$ , който е стандартен за клас А терморезистори. Това осигурява точност на измерваните температури от  $\pm 0,1^{\circ}$ С в диапазона 0 $\div$ 50°С. Температурите по дълбочина на ВТО се измерват с 12 броя капсулирани датчици Рt100 клас В, производство на фирма "Комеко" – Пловдив, осигуряващи точност от  $\pm 0,15^{\circ}$ С.



Фиг. 2.8. Температурен сензор Pt100 в медна вложка.

За измерване на дебита се използват импулсни водомери БЕЛ 90, 6 броя към всяка една помпа с цифров изход с максимален дебит 2,5m³/h и точност от ±2%. Чрез измерване на импулсите от цифрови броячи за определен период се пресмята дебита през тях, като се има предвид, че 1 импулс = 101 според паспортите на приборите. Всички импулсни водомери са закупени и монтирани през последните две години, така че са във валиден срок на калибровка.

Измервателни прибори:

- > За измерване на температурите са монтирани 3 броя 8-канални програмируеми индикатори ТС800 производство на фирма "Комеко" с интерфейс RS485 за връзка с компютър [34]. Каналите са настроени за измерване на сигнал (съпротивление) от терморезистори Pt100 диапазона  $-100^{\circ}C \div 200^{\circ}C.$ двупроводникова схема В Всички корекционни съпротивления на датчиците са измерени с точност  $\pm 0.05\Omega$  и въведени в приборите. Температурите се индицират на дисплея с точност до втория знак след запетаята. Два от каналите са настроени за измерване на напрежения в диапазона 0÷15mV за сигнали от прибори за измерване на слънчева радиация – пиранометър или пирхелиометър с точност  $1\mu V$ .
- За измерване на дебита са монтирани 5 броя цифрови универсални програмируеми броячи на импулси производство на фирма "Комеко" СТ 34. С тях се измерва дебита от всяка една водна помпа чрез сумирането на импулсите за определен перод от време. Приборите имат двуредов дисплей и RS485 интерфейс за връзка с ПК.
- За измерване интегралната слънчева радиация е монтиран до слънчевите колектори в тяхната плоскост пиранометър Кірр & Zonen СМР 6, Холандия с кратки характеристики: спектрален диапазон -285÷2800nm; чувствителност – 12,55µV/W/m<sup>2</sup>; видимо поле - 180°; максимална радиация – 2000W/m<sup>2</sup>.



Фиг.2.9. Пиранометъра в равнината на СК.

На (фиг.2.9) е показано разположението на пиранометъра до слънчевите колектори. Напрежението от пиранометъра се измерва от TC800 на напрежителен канал с точност от 1µV.

≫ За измерване на електрическата мощност от консуматорите (водни помпи, термопомпа, нагревател на бойлер, конвектор) се използва ватметър EL-EPM02FHQ с точност на измерване ±0,5W и максимална мощност 3600W. Приборът няма интерфейс за ПК, но дава възможност да се мери моментална и максимална мощност, а също и консумираната енергия в kWh за определен период от време. Собствената консумирана мощност на прибора е <0,5W.</p>

#### Система за събиране и логиране на данни:

Създадена е мрежа за събиране на данни използвайки RS485 интерфейса на измерителните прибори TC800 и CT34 и запис на ПК [109]. Използаван е USB – RS485 интерфейсен адаптор производство на фирма "Комеко" за връзка с компютър по FTD кабел. На ПК данните се логират с помощта на специален софтуер "Polymonitor" на същата фирма, която позволява запис през желан времеви интервал от 1s до 60min под формата на Excel-файл с до 65000 записа. Получените файлове могат да се обработват в среда на Excel или с друга програма.

#### ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 2.2:

В процеса на работата бяха изградени два ВТО с дълбочина 50,5m.:

- ✓ един ВТО с единична U образна тръба с диаметър 32mm;
- ✓ втори ВТО с двойна U образна тръба с диаметър 32mm;
- ✓ вградени са във всеки ВТО по 6 броя температури сензори Рt100;
- ✓ оформени са около ВТО бетонови шахти с топлоизолация;
- ✓ изведени са връзки с тръби с диаметър 32mm и 40mm до лабораторията, изолирани с топлоизолация AEROFLEX.

Изградена е топлинна слънчева инсталация от три плоски СК в паралелна схема, които могат да осигурят до 6kW топлинна мощност за захранване на термопомпата, вертикалните ТО или пряко към консуматор.

Инсталацията е оборудвана с буферен 2001 съд и е окомплектована с необходимите устройства за надеждна автономна работа.

Изградена е експериментална отоплителна система с широки възможности за работа в различни режими в зависимост от сезонните нужди. Създадени са условия за превключване между различните режими на работа. Отоплителната мощност на ТП отговаря на възможностите за отдаване на топлина от ВТО с разчет от около 50W на линеен метър.

Хибридната система е оборудвана с необходимите сензори и съвременни прибори за измерване и контрол на нужните величини – температура, дебит, интензитет на слънчевата радиация и електрическа мощност. Създадена е мрежа чрез интерфейс RS485 за събиране и запис на информацията на ПК с цел последващата ѝ обработка

# **2.3.** Конструкция на мобилна лаборатория за Определяне на топлинните характеристики на земята (ОТХ)

Проучването на подповърхностните характеристики на земния слой е от изключителна важност при проектирането на системи със ЗБТП, тяхното оразмеряване и симулиране, както и на подземни топлинни акумулатори с вертикални топлообменници (ВТО). Най-широко разпространение е придобил методът за определяне топлинните характеристики на земята (ОТХ) (TRT). Основните параметри, които се определят по този метод са топлопроводността и топлинното съпротивление на земните формирования.

За нуждите на настоящата работа, прилагайки метода ОТХ за изградените два ВТО, бе използвана конструираната по-рано изградена мобилна инсталация за ОТХ на земята от колектив начело с Ал. Георгиев при ТУ-София, филиал – Пловдив [58,132,54]. Схемата на оборудването на тази уредба е дадена на (фиг.2.10) [59]:



Фиг. 2.10. Инсталацията за провеждане на ОТХ (принципна схема) [96].

Основни компоненти на мобилната инсталация за ОТХ са:

1. Проточен електрокотел - състои се от котелно тяло и управляващо табло, поместени в метален кожух. Осигурява регулируема мощност до 6kW и е снабден с управляваща схема с релета, предпазители, термостат и авариен минимален пресостат.

2. Топломер MEGATRON2, SIEMENS - за следене и отчитане на консумираната топлинна енергия при дебити до 2,5m<sup>3</sup>/h.

3. Термоманометър - необходим за измерване на налягането и температура на топлоносителя след електрокотела, преди той да влезе в тръбата на вертикалния топлообменник.

4. Пресостат за високо налягане PM/5 "WATTS", Италия - защитен уред, предназначен е да предпази инсталацията от недопустимо повишаване на налягането в инсталацията.

5. Разширителен съд "ELBI", Италия, мембранен с вместимост 8 1 нужен за уравновесяване на малките вариации на топлоносителя от температурата.

6. Циркулационна помпа WILLO – с прецизен честотен регулатор на оборотите за точно поддържане на зададения дебит през ВТО.

7. Два температурни сензори тип РТ100 с чувствителност от  $\pm 0,5$  °C. Те са поставени в края на шланговете в специално изработени медни гнезда с

отвори, които са под ъгъл 45° и са разположени по посока на протичащият флуид.

8. Система за архивиране на данните SH700 на "СигмаТех"- Пловдив – събира и логира информацията за 12 температури на PC със специален за целта софтуер. Към дейта-логера са свързани 6 бр. двуканални температурни преобразуватели за Pt100 за измерване на температурната разлика на входа и изхода на B3TO, температурата по дълбочина, външната температура и тази в караваната.

Към готовата инсталация бяха монтирани допълнително още:

- Стабилизатор на мрежовото напрежение регулируем SVC-5000WS мощност до 5000W и отклонение от зададеното напрежение за стабилизация ±1%. С използването на стабилизирано напрежение към елкотела бе постигнато едно от главните условия за провеждане на успешен опит по ОТХ – постоянна подвеждана топлинна мощност към изследвания ВТО.
- Ротаметър за работния флуид GEMÜ, Германия с максимален дебит

   до 1000l/h и грешка при измерването под 1%. С монтирането на
   ротаметъра се постигна надеждност при отчитане на дебита през ВТО,
   което е още едно условие за провеждане нз коректен опит за ОТХ.

#### ИЗВОДИОТ ПОДГЛАВА 2.3:

Използвана е модерна мобилна инсталация за провеждане на тестове по определяне характеристики (OTX) топлинните на земята около изградените два ВТО. Направени са подобрения към инсталацията с цел гарантиране получаването на точни резултати от измерванията стабилизирана е подаваната мощност към ЗТО с точност ±1%; използван е ротаметър за визуализация на потока в системата и надеждно отчитане на дебита; променено разположение на ротационната помпа (вертикално) за пълно обезвъздушаване на системата; подобрена бе системата за събиране и запис на данни с цел избягване на температурни дрейфове и надеждно отчитане на температурните разлики. Тези подобрения допринесоха за получаването на достоверни данни при провеждане на опитите по ОТХ на земята.

## **2.4.** Провеждане на експерименти за определяне топлинните характеристики (ОТХ) на земята около изградените ВТО

Определянето топлинните характеристики (ОТХ) на земята е един от методите за намиране топлопроводността и термичното съпротивление на вертикалния земен топлообменник (ВТО). Обикновено продължителността на провеждане е от порядъка на 4 до 10 дни [118]. След изграждането на двата нови вертикални топлообменника бяха проведени тестове (по 1 във всеки един ВТО). Всеки един от тестове продължи по 7 денонощия. И при двата теста бяха измервани: температура на околната среда, температура на флуида на входа и изхода на ВТО и 6 температури на ВТО на различна дълбочина (през 10m) (фиг.2.11).



Фиг. 2.11. Мобилната инсталация за ОТХ на позиция до един от ВТО.

Данните, които са събрани от опитите за ОТХ на земята се копират в Excel – таблица от текстов Notepad файл, съдържащ средната температура на флуида (т.е. осреднената стойност на температурата между входа и изхода на U - тръбата) и входната топлина на постоянни времеви интервали. Избран е времеви интервал от 1 min и от заложените формули в таблицата се пресмятат топлопроводността на топлообменника и топлинното му съпротивление.

Опитите с двойната U-образна тръба бяха проведени в периода 03.12.11 г. до 10.12.11 г., а тези с единичната U-тръба - от 07.08.12 г. до 14.08.12 г. Следните параметри бяха поддържани по време на теста:

<u>Тест 1:</u> Начало 03.12.11г.:

- дебита на помпата - 550l/h;

- електрическа мощност на нагревателя - 2820W;

- електрическа мощност на циркулационната помпа - 100W;

- стъпка по време за измерване на температурата на земята в покой - 10 s;

- стъпка по време на измерване на останалите параметри - 1min. <u>Тест 2: Начало 07.08.12г</u>.:

- дебита на помпата - 540l/h;

- електрическа мощност на нагревателя - 2630W;

- електрическа мощност на циркулационната помпа 100W;
- стъпка по време за измерване на температурата в покой 10 s;
- стъпка по време на измерване на останалите параметри 1min.

И при двата опита създаденият дебит осигурява турбулентен режим на пренос на водата като топлоносител с числа на Рейнолдс Re > 8000. Температурната разлика между входа и изхода на ВТО се отчита като се има предвид закъснението на флуида от 7min, същото важи и за подведената топлинна мощност към ВТО.

Получените резултати бяха обработени и изчислени по метода за непрекъснат линеен източник, който разглежда вертикалния топлообменник като безкраен линеен източник в хомогенна среда. Термичното съпротивление на ВТО (съпротивлението между стената на сондажа и флуида) се изчислява като R<sub>p</sub> [27,127].

Уравнението за температурното поле като функция на времето и радиуса около линейния източник при постоянна подавана мощност е [50]:

(2.16) 
$$T_f = \frac{\dot{Q}}{4\pi\lambda H} ln(\tau) + \left[\frac{\dot{Q}}{H} \left(\frac{1}{4\pi\lambda} \left(ln\frac{4a}{r_p^2} - \gamma\right) + R_p\right) + T_s\right]$$

при  $au_{min} = \frac{5r_p^2}{a},$ 

където:  $\dot{Q}$  - топлинен поток (мощност), W; H - дълбочината на ВТО, m;  $\lambda$ топлопроводност на земята, W/mK; a - температуропроводност на земята, m²/s;  $T_s$  - несмутената температура на земята, K;  $R_p$  е съпротивлението на ВТО, mK/W;  $r_p$  - ефективен радиус, m.

Горното уравнение може да бъде представено в линеен вид (2.17)  $T_f = \alpha . ln(\tau) + n$ , където $\alpha$  и n са константи.

Стойността на  $\alpha$  се определя от наклона на графиката като съпоставим температурата  $T_f$  срещу времето  $ln(\tau)$ . Стойността на  $\lambda$ , W/mK се определя от зависимостта:

(2.18) 
$$\lambda = \frac{\dot{Q}}{4\pi\alpha H}$$

Пресметнатата топлинната мощност е отразена на (фиг.2.12) (за 03.12.11) и на (фиг. 2.13) (за 07.08.12):



Фиг. 2.12. Подадена топлинна мощност (начало 03.12.11).



Фиг. 2.13. Подадена топлинна мощност (начало 07.08.12).

На (фиг.2.14) (за 03.12.11) и (фиг.2.15) (за 07.08.12) са изобразени изменението на средната температура на флуида във ВТО и температурата на околната среда във функция на времето.



Фиг. 2.14. Средната температура на флуида във ВТО и тази на околната среда във функция на времето (начало 03.12.11).



Фиг. 2.15. Средната температура на флуида във ВТО и тази на околната среда във функция на времето (начало 07.08.12).

Методът за непрекъснат линеен източник се базира на точното решение за големи периоди от време [61]. Така част от получените резултати може да не се взимат под внимание в изчисленията. Интервалът, който се пренебрегва може да бъде различен (колебае е се от 7 до 24 h). Този интервал е определен на 20h (с начало - 07.08.12) и на 24h (с начало -03.12.11). Увеличен изглед на този интервал и наклона на регресионната права е показан на (фиг.2.16) (начало - 03.12.11) и на (фиг. 2.17) (начало -07.08.12). Като следваме методиката, упомената по-горе, определяме топлопроводността от уравнение (2.18):



Фиг. 2.16. Средна температура на флуида във функция от логаритмичното време, изключвайки първите 24 h.



Фиг. 2.17. Средна температура на флуида във функция от логаритмичното време, изключвайки първите 20 h.

#### Начало 03.12.11:

- коефициентът  $\alpha$  = 2,7682 (регресионната зависимост от фиг.2.16);
- коефициент на топлопроводност  $-1,58 \text{ W/mK} \pm 0,02;$
- термично съпротивление 0,187 mK/W  $\pm 0,02$ .

### Начало 07.08.12:

- коефициентът  $\alpha = 2,5186$  (регресионната зависимост от фиг.2.17);
- коефициент на топлопроводност 1,65 W/mK  $\pm$ 0,02;
- термично съпротивление 0,179mK/W± 0,02.

#### ИЗВОДИ ОТ ПОДГЛАВА 2.4:

Проведени са опити по определяне топлинните характеристики (ОТХ) на земята около новоизградените вертикални ЗТО – с единична U-тръба и двойна U-тръба. Получените резултати са сходни с тези от литературата за подобни почви и литографски строеж [49]. Прецизните резултати за коефициент на топлопроводност и топлинно съпротивление са в основата на всички по-нататъшни изчисления с цел проектиране и моделиране на ВТО и системи със земно базирани термопомпи и слънчеви колектори.

#### 2.5. Режими на работа на хибридната инсталация

Създадената система има широки възможности за работа в различни режими според сезона и потребностите за отопление. Тези режими осигуряват гъвкавост и универсалност на системата с цел ефективност и ниски експлоатационни разходи и са обект на настоящето изследване.

**Режим 1:** <u>Зареждане на водните резервоари с топлинна енергия от</u> <u>слънчевите колектори (СК)</u> през деня, когато тя е налична. Този режим е подходящ освен за летния и преходните сезони, така и през ясни и меки зимни дни. Натрупаната топлинна енергия може да се използва за пряко слънчево отопление, за подпомагане работата на термопомпата (ТП) и за зареждане на ВТО през летния и преходни сезони.

**Режим 2:** <u>Зареждане на ВТО с топлинна енергия</u>, когато не е отоплителен сезон, т.е. акумулиране на топлина от СК в земята с цел предотвратяване термичното ѝ обедняване.

**Режим 3:** <u>Пряко слънчево отопление</u> – топлинната енергия от СК, натрупана във водните резервоари (акумулатори) се подава директно на консуматора (конвектора). Този режим е подходящ за преходни сезони, когато температурата на водата в резервоара е над 30 °C.

Режим 4: <u>Отопление чрез ЗБТП</u> – термопомпата работи на отопление, като топлината към изпарителя идва от ВТО (единичен или двоен). Този режим се ползва изключително през зимата, когато не са налични други източници на топлина.

Режим 5: Отопление чрез слънчево базирана термопомпа (СБТП) като източник на топлина за термопомпата е топлинната енергия, натрупана от
СК във водния акумулатор. Този режим е подходящ за кратки периоди през преходните сезони, когато температурата на водата в резервоарите е под 30°С, т.е. не може да се осъществи пряко отопление.

Може да се избира кой ВТО да работи при отопление с термопомпата, а също и кой от тях да се зарежда с топлинна енергия. Инсталацията има още възможност да зарежда единия ВТО и едновременно да работи ТП с другия и обратно. Друга възможност е също така осъществяване на режим на охлаждане през лятото с реверсивната термопомпа, като ВТО тогава е свързан към кондензатора. Режимът на охлаждане и работата с двойния ВТО не са обект на настоящите изследвания [79,84]. Основните параметри, които се измерват и контролират при различните работни режими, както и работещите помпи са дадени в (табл. 2.1):

N°	Работен	Помпи в	Контролирани	Контролирани	Измерване
	режим	действие	температури	дебити	на сл.
					радиация
1	Натрупване	П1, П2	T1, T2, T3, T4	Д1, Д2	да
	на енергия от				
	СК в				
	резервоарите				
2	Зареждане на	П1,	T1, T2, T3, T4,T6,	Д1, Д2, Д3	да
	BTO c	П2,П3	T7,T10,T11,T12,T13		
	енергия от СК				
3	Пряко сл.	П1, П2,	T1, T2, T3, T4, T8,	Д1, Д2, Д6	да
	отопление	П6	T9, T19, T20		
4	Отопление	П5, П6	Т8,Т9,Т10,Т11,Т12,	Д5, Д6	не
	със ЗБТП		T13,T14, T15,T16,		
			T18, T19, T20		
5	Отопление	П1, П2,	T1, T2, T3, T4, T6,	Д1, Д2, Д3, Д5	да
	със слънчево	П3, П5	T7, T8, T9, T14,		
	базирана		T15,T16, T18, T19,		
	термопомпа		T20		
	(СБТП)				

Табл.2.1. Измервани параметри при различните режими.

През периода 09.2014г.÷ 01.2015г. бяха проведени изпитания на изградената хибридна система слънчеви колектори - земно базирана термопомпа (СК-ЗБТП) при посочените по-горе режими на работа. Изведени са основните експериментални данни от изпитанията, посочени са основните зависимости и са изчислени параметрите съгласно избраните методики. Представени са опростените схеми за всеки изследван режим и енергийния баланс на системите, както и са анализирани грешките при измерване и изчисление на конкретните величини. Направени са и съответните изводи след всеки един режим.

# 2.5.1. <u>Режим 1 - зареждане на водните резервоари (акумулатори) с</u> топлинна енергия от слънчевите колектори (СК)

<u>Задача на режима</u>: натрупване на топлинна енергия във водните акумулатори на инсталацията (по-късно тя може да се ползва за зареждане на ВТО, за подпомагане работата на термопомпата като топлинен източник или при пряко слънчево отопление).

<u>Осъществимост на режима</u>: при наличие на достатъчно слънчева радиация през летния и преходни сезони, както и при ясни зимни дни с умерени температури.

<u>Опростена схема на инсталацията</u> работеща в този режим е дадена на (фиг. 2.18):



Фиг. 2.18. Работна схема на хибридната инсталация в режим 1.

Условия на провеждане на изследването:

- ✓ Период на провеждане 02.09÷05.09. 2014г.;
- ✓ Продължителност  $\tau$  = 3 денонощия или 4349 min;
- ✓ Работещи помпи:

- П<sub>2-3</sub> (между 200 l и 300 l водни резервоари), която прехвърля вода между резервоарите, работи непрекъснато и изравнява температурата ѝ (няма стратификация);

- П<sub>ск</sub> помпата в кръга на СК, която се управлява от автоматиката на соларния термостат, тя включва помпата само когато разликата между температурите на изхода на колекторите и на водата в 200 1 е повече от 10+2°С, измерена от неговите температурни датчици;

- Работен флуид в слънчевия кръг вода;
- ✓ Начална температура на водата в съдовете 25,75°С измерена по датчик Т<sub>3-2</sub>";
- ✓ Количество на водата в резервоарите (акумулаторите) общо 500 l;
- ✓ Наклон на трите СК в паралелна схема  $42^{\circ} \pm 2^{\circ}$ ;
- ✓ Обща площ на 3-те СК 6,45m<sup>2</sup>;
- ✓ Разположение на пиранометъра в равнината на слънчевите колектори [4];
- ✓ Интервал от време за запис на данните  $\Delta \tau = 1$  min.

Измервани величини:

- ➤ Температури: вход/ изход СК -t'<sub>ск</sub>, °С и t"<sub>ск</sub>, °С ; изход/ вход от 200 1 към СК t"<sub>2-ск</sub>, °С и t'<sub>2-ск</sub>, °С ; вход/ изход от 2001 към 3001 съд t'<sub>2-3</sub>, °C и t"<sub>2-3</sub>, °C; вход/ изход от 3001 към 2001 съд t'<sub>3-2</sub>, °C и t"<sub>3-2</sub>, °C; температура на околната среда (външна) t<sub>oc</sub>, °C ; стайна температура в лабораторията t<sub>ст</sub>, °C. Температурите се измерват пряко от приборите TC800 на дисплея му и на ПК в софтуера "Ploymonitor".
- ≻ Дебити: на помпата от слънчевия кръг П<sub>ск</sub> ṁ<sub>ск</sub>, kg/s; на помпата между 200 1 и 300 1 съдове П<sub>2-3</sub> ṁ<sub>2-3</sub>, kg/s.

Дебитите се измерват от цифровите броячи СТЗ4 от натрупаните импулси от импулсните водомери за даден период. Строи се графика на imp/min в Excel и от линейната регресионна крива се определя коефициента на пропорционалност равен на дебита в l/min.

Интензитет на интегралната слънчева радиация: – *I*<sub>ск</sub>, W/m<sup>2</sup>. От изхода на пиранометъра се измерва изходното напрежение *U*<sub>пир</sub>, mV, след което се пресмятаинтензитета по следната формула:

$$I_{\rm CK} = \frac{U_{\rm пир}}{S}$$

където:  $S = 12,55 \ \mu\text{V/W/m^2} = 0,01255 \ \text{mV/W/m^2}$  е чувствителността на прибора (от паспорта за калибровка на пиранометъра).

- ➢ Електрическа мощност (моментна): на помпи П<sub>ск</sub> и П<sub>2-3</sub> N<sub>ск</sub>, W иN<sub>2-3</sub>, W от дисплея на ватметъра EL-EPM02FHQ (без логиране на ПК) като се вземе предвид собствената му консумирана мощност N<sub>соб</sub>= 0,5W.
- Електрическа консумация (интегрална), натрупана за периода на изпитанието  $\tau$ , s: на помпи П<sub>ск</sub> и П<sub>2-3</sub>  $Q_{\Pi c \kappa}$ , kJ и  $Q_{\Pi 2-3}$ , kJ от дисплея на ватметъра EL-EPM02FHQ в kWh (без логиране на ПК). От стойността се изважда собствената консумация на прибора  $Q_{co6}$ , kJ =  $N_{co6}$ , W×  $\tau$ , s.

Измервателните уреди са проверени, настроени и тарирани непосредствено преди измерванията с цел получаване на максимално достоверни резултати.

<u>Резултати</u>:

 ✓ Определени са масовите дебити на флуидапрез помпите П<sub>ск</sub> и П<sub>2-3</sub> - *m*<sub>cк</sub>, kg/s и *m*<sub>2-3</sub>, kg/s като се има предвид активността на помпата на слънчевия кръг от линейните регресионни криви на зависимостта преброени импулси – време, min.

Пресметнатиса масови дебити:  $\dot{m}_{c\kappa} = 0,0753$ kg/s и  $\dot{m}_{2-3} = 0,20357$  kg/s. При всички изчисления са взети предвид осреднените термодинамични параметри на водата в разглежданите температурни интервали – плътност  $\rho$ , kg/m<sup>3</sup>; специфичен топлинен капацитет  $c_p$ , J/kgK и кинематичен вискозитет v, m<sup>2</sup>/s от източника [7]. Скоростта на флуида през слънчевия кръг на системата е v = 22,7 m/s при число на Рейнолдс  $Re = \frac{v.d}{v} = 10050$ , което гарантира турбулентно течение за добро топлопренасяне. Закъснението е  $t_{3ak}$  = 1min при отчитане на температурната разлика през слънчевия колектор.

- Представени са графики на:
  - интензитета на слънчевата радиация *I*<sub>ск</sub>,W/m<sup>2</sup>, попаднала върху СК за периода на изпитание на (фиг. 2.19);
  - интензитета на слънчевата радиация с отчитане на периодите на включване на помпата в кръга на СК П<sub>ск</sub> (фиг.2.20);
  - на стайната температура *t*<sub>ст</sub>, °С и на околната среда *t*<sub>ос</sub>, °С (фиг.2.21).
- ✓ Измерени са и са осреднени за дадения период моментните мощности на помпите П<sub>ск</sub> и П<sub>2-3</sub>, те са съответно  $N_{ck}$ = 33W и  $N_{2-3}$  = 38W съгласно формула (2.15) от методиката.



Фиг. 2.19. Интензитет на слънчевата радиация върху слънчевия колектор – реална.



Фиг. 2.20. Интензитет на слънчевата радиация върху слънчевия колектор с отчитане на периодите на включване на помпата в кръга.



Фиг. 2.21. Стайна температура и температура на околната среда от времето, h.

- ✓ Измерени са електрическите консумации (интегрални) на помпите  $\Pi_{c\kappa}$ и  $\Pi_{2-3} - Q_{\Pi c\kappa}$  kJ и  $Q_{\Pi 2-3}$ , kJ за периода на опита с отчитане на собствената консумация на ватметрите и на автоматиката на слънчевия кръг, те са съответно  $Q_{\Pi c\kappa} = 1270$ kJ и  $Q_{\Pi 2-3} = 10310$ kJ. Точността на измерените електрически консумации се определя главно от вариациите на мрежовото напрежение в лабораторията, което е наблюдавано в границите на ± 2%. Отчетена е и собствената консумация на всеки един от ватметрите  $Q_{co6} = 130$ kJ за периода, както и на автоматиката на помпата в СК от 1480kJ. Измерените интегрални електрически консумации на помпите  $\Pi_{c\kappa}$  и  $\Pi_{2-3}$  от ватметрите съвпадат с изчислените от осреднените елмощности за периода на експеримента  $\tau$ , s.
- ✓ Измерени са температурите за периода на изпитанието през  $\Delta \tau = 1$ min. Всички температурни измервания на входовете и на изходите на отделните елементи от уредбата са дублирани, но съществени различия в температурите не се наблюдаваха, което се обяснява с кратките разстояния между тях и добрата тръбна топлоизолация "Aeroflex" с дебелина от 5 до 9 mm. Всички входове на тръбите са в долната част на съдовете, а изходите в горните им части – този факт и непрекъснатата работа на помпа П<sub>2-3</sub> гарантира липса на стратификация в тях (температурите са изравнени), т. е. те могат да се разглеждат като един воден акумулатор с общ обем от 500 1 (0,5m<sup>3</sup>).

Това може да се види от графиките на входните и изходни температури на 2001 и 3001 съдове, които са идентични: (фиг.2.22) и (фиг.2.23):



Фиг. 2.22. Входяща и изходяща температури на 200 l към 300 l съд.



Фиг. 2.23. Входяща и изходяща температури на 300 l към 200 l съд.

При всички последващи режими ще разглеждаме 2001 и 3001 резервоари като един воден акумулатор с вместимост от 5001.

- ✓ На (фиг.2.24) е представена графика на изменението на температурата на входа и изхода на СК от времето, min.
- ✓ Крайна достигната температура в акумулаторите е  $t_{\rm kp}$ = 44,05°С измерена по датчик  $T_{3-2}$ ″ достигнатото повишение на температурата е  $\Delta t = 18,3$ °С за периода на опита.



Фиг. 2.24. Температурите на вход/изход на слънчевия колектор за периода.

✓ Пресметната е топлинната енергия Q<sub>зап</sub> = 37999,3kJ съхранена във водните акумулатори в края на периода по формулата [6]:

(2.20) 
$$Q_{3a\pi} = \rho V_a c_p (t_{\kappa p} - t_{Hay}), J$$

където:  $\rho$  – осреднена плътностна водата за температурния интервал на опита, kg/m<sup>3</sup>;

 $c_p$  – осреднен топлинен капацитет на водата при постоянно налягане за температурния интервал на опита, J/kgK;

 $V_a$  – обем на водата в резервоарите, m<sup>3</sup>;

 $t_{\rm кр}$  и  $t_{\rm нач}$  – крайна и начална температури на водата в акумулатора, °С.

- ✓ Изчислено е спечеленото количество топлина от СК за периода на изпитанието *τ*, s: Q<sub>CK</sub> = 59150kJ, използвайки формула (2.2) от методиката.
- ✓ Пресметнат е КПД на СК, осреднен за периода на опита 56,23% съгласно формула (2.1) от методиката.
- ✓ Пресметнат е коефициентът на енергийна ефективност на системата за този режим съгласно формула (2.7) от методиката  $\eta_{c1} = 32,56\%$ .

<u>Енергийна диаграма</u>: На (фиг.2.25) е представена диаграма на енергийните потоци между елементите на системата, работеща в този режим:



Фиг. 2.25. Енергийна диаграма за режим 1.

## <u>Анализ на грешката:</u>

При осъществяване на определен брой измервания се допускат следните видове грешки: систематични, случайни и динамични.

<u>Систематични грешки</u> - причини за появяването им са винаги действащите недостатъци на измервателните средства или влияния на околната среда, конструктивни недостатъци, отклонения на реализираната от действителната функция и др. Те се отличават с непроменящсе знак, т. е само в "+" или само в "–". Избягването или поне намаляването на този вид грешки се осъществява чрез пресмятане според стойността и знака и отчитане в резултата от измерването или чрез автоматично коригиране.

<u>Случайни грешки</u> – причините за появяването им са стохастично действащи конструктивни недостатъци на измервателните средства и случайно появяващи се смущаващи фактори. За тях е характерен променящ се приблизително еднакво често знак в "+" или в "-". Отстраняването или поне намаляването на случайните грешки се осъществява посредством пресмятане с вероятностни и статистически методи и указване границите на грешката (с определена статистическа

81

сигурност) при резултата на измерването. На практика най-често прилаган метод за намаляване на случайните грешки е повишаване броя на контролните измервания и получаване на средната стойност от тях.

<u>Динамични грешки</u> – свързани са с динамичните свойства на измервателните уреди и най-често имат значение при следните случаи:

- при включване на измервателния уред (внезапно подаване на измерваната величина с крайна стойност);
- при измерване на променящи се във времето величини, ако правилната стойност трябва да се предаде веднага след подаване на входа;
- при получаване на изменения във времето на определена величина, когато правилната стойност не трябва да бъде известна едновременно с появата ѝ, но измененията във времето дори и със закъснение трябва да се предадат непроменени.

"Догонването" във времето на изходната величина след входната, което може да се наблюдава като следствие от неидеалните динамични свойства на измервателните уреди, дава като резултат допълнителни грешки на измерванията - динамични грешки.

Системните грешки се избягват с тариране на измерителното оборудване преди провеждане на изпитанията в съответствие с техническата документация и стандарти.

Динамичните грешки се избягват като се спазват следните фактори:

- измервателните апаратури са използвани в допустимите граници на работните условия на приборите;
- преди започване на отчитането отделните звена от системата и измерителните прибори работят в режим поне един час;

От горното изложение следва, че грешката която се допуска при измерване с даден уред е само случайна и се пресмята с вероятностни и статистически методи.

При изпитванията са правени два вида измервания – преки и косвени.

*Преки измервания*: - абсолютната грешка се изчислява по формулата:

(2.21)  $\Delta a = t_{\alpha}(n) \cdot \Delta \overline{S},$ 

където: Да- абсолютна грешка на измерването;

82

 $t_{\alpha}$  – коефициент на Стюдънт;

 $\alpha$  – статистическа сигурност;

*n* – брой на проведените измервания;

 $\Delta \bar{S}$  – средноквадратична грешка на резултата от серията измервания.

Средноквадратичната грешка се определя по формулата:

(2.22) 
$$\Delta \bar{S} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (\Delta a_i)^2}{n(n-1)}}$$

$$(2.23) \Delta a_i = \bar{a} - a_i$$

$$(2.24) \qquad \qquad \bar{a} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} a_i$$

където: *∆а<sub>i</sub>* – абсолютната грешка на отделното измерване;

 $\bar{a}$  – средна стойност на n измервания;

*а<sub>i</sub>* – стойност на отделното измерване;

Когато абсолютната грешка на резултата се окаже сравнима с абсолютната грешка на измервателния уред δ, тогава Δ*a* се изчислява по формулата:

(2.25) 
$$\Delta a = \sqrt{t_{\alpha}^2(n) \cdot \Delta \overline{S^2} + \left(\frac{k_{\alpha}}{3}\right)^2 \delta^2}$$

където:  $k_{\alpha} \equiv t_{\alpha}(\infty)$  и  $\delta$  – абсолютната грешка на измервателния уред.

Окончателният резултат за стойността на величината се записва във вида:

$$(2.29) a = \bar{a} \pm \Delta a$$

Когато  $\Delta a \ll \delta$ , формулата (2.29) добива вида:

Тогава относителната грешка на резултата от серията измервания є (точността на измерване на величината в проценти) се задава със следната формула:

(2.31) 
$$\varepsilon = \frac{\Delta a}{\bar{a}} \cdot 100\%$$

Косвени измервания: - при тях първо се намира  $\Delta a$  по формули (2.23 ÷ 2.31) за всички пряко измервани величини, влизащи във формулата за определяне на търсената косвено измервана величина. След това се намират абсолютната и относителната грешка и резултатът се записва във вида от формула (2.29).

Например формулите, по които се изчисляват абсолютните грешки на  $\dot{Q}_{\rm ck}$ ,  $I_{\rm ck}$  и  $\eta_{\rm ck}$ имат следния вид:

(2.32) 
$$\Delta a_{\dot{Q}_{CK}} = \sqrt{\left(t_{CK}^{"} - t_{CK}^{'}\right)^{2}} \Delta a_{\dot{m}_{CK}} + \dot{m}_{CK}^{2} \left(\Delta a_{t_{CK}}^{2} + \Delta a_{t_{CK}}^{2}\right)$$

 $(2.33) \qquad \qquad \Delta a_{I_{\rm CK}} = \Delta a_{U_{\rm \Pi M p}}$ 

(2.34) 
$$\Delta a_{\eta_{CK}} = \sqrt{\frac{\Delta a_{\dot{Q}_{CK}}^2}{I_{CK}^2} + \frac{\dot{Q}_{CK}^2 \Delta a_{I_{CK}}^2}{I_{CK}^4}}$$

За абсолютните грешки на таблични величини и константи се приема, че те са равни на нула. След това стойностите на  $\dot{Q}_{ck}$ ,  $I_{ck}$  и  $\eta_{ck}$  се записват във вида от формула (2.29), а относителната грешка се изчислява според формула (2.31).

За прието ново на статистическа сигурност  $\alpha = 0,95$  и n = 4279 ( $\infty$ ) отчитаме таблична стойност на коефициента на Стюдънт  $t_{\infty} = 2,0$  [3, 7,1]. По формулите ( $2.23 \div 2.34$ ) се намират абсолютните и относителните грешки на величините, получени при преки измервания и косвено пресметнати за всеки един режим на работа на хибридната инсталация.

Получените резултати за преките и косвените стойности на измерваните величини и грешките са представени в (табл. 2.2) и (табл. 2.3):

парам.	t' <sub>ск</sub>	<i>t"</i> ск	<i>t</i> ″ <sub>3-2</sub>	toc	t <sub>ct</sub>	<b>U</b> <sub>пир</sub>	$\dot{m}_{ m c\kappa}$	$\dot{m}_{2-3}$
дим.	°C	°C	°C	°C	°C	mV	kg/s	kg/s
ā	34,65	46,15	37,70	22,61	28,48	3,268	0,0753	0,20357
$\Delta \overline{S}$	0,037	0,037	0,037	0,037	0,037	0,001	-	-
$\Delta a$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0015	-	-
$t_{\alpha}$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	-	-
n	4279	4279	4279	4279	4279	4279	4279	4279
k <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-
ε, %	0,29%	0,22%	0,27%	0,44%	0,35%	0,046%	2,0%	2,0%
δ	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,001	0,0015	0,0041
а	34,65±	46,15 <u>+</u>	37,7±	22,61±	28,48±	3,268±	0,0753±	0,20357±
	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,002	0,0015	0,0041

Табл. 2.2. Стойности и грешки на пряко измерваните величини при режим 1.

парам.	Iск	<b>N</b> <sub>ск</sub>	<i>N</i> <sub>2-3</sub>	<b>Q</b> <sub>зап</sub>	$\dot{oldsymbol{Q}}_{ ext{ck}}$	КПДск	$oldsymbol{\eta}_{ ext{c1}}$
дим.	W/m <sup>2</sup>	W	W	kJ	W	-	-
ā	498,7	33	38	37999,3	3216	0,5623	0,3256
$\Delta \overline{S}$	-	0,53	0,54	-	-	-	-
$\Delta a$	0,5	1,52	1,6	35	31	0,006	0,003
$t_{\alpha}$	2,0	2,3	2,3	2,0	2,0	2,0	2,0
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
n	4279	9	9	4279	4279	4279	4279
k <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
ε, %	0,001%	4,6%	4,2%	0,09%	0,1%	0,9%	0,9%
δ	-	1,3	1,4	-	-	-	-
а	<b>498,7</b> ±	33±	38±	37999,3 <u>+</u>	3216±	0,5623±	0,3256±
	0, 5	1,52	1,6	35	31	0,006	0, 003

Табл. 2.3. Стойности и грешки на косвено измерваните величини при режим 1.

От двете таблици се вижда, че точността на всички измервани величини отговаря на изискванията на методиката (раздел 2.1). Поради големия брой измервания на температурата от (табл.2.2) се получава, че абсолютната грешка на отделните измервания съвпада с тази на измервателния уред и сензора Pt100.

#### <u>Изводи</u>:

1. Измерените стойности на интензитета на слънчевата радиация, попаднала върху СК превишават на моменти с около 25% нормалните стойности за Пловдив в летния период (обикновено те са до 850÷900 W/m<sup>2</sup>). Това се обяснява с наличието на сравнително високите заграждащи панели на покрива, където са разположени слънчевите колектори (около 4m). Така те играят роля на слаб концентратор, който увеличава радиацията, попаднала върху слънчевите колектори (респективно върху пиранометъра).

2. От получените резултати за температурите в двата водни резервоара (200 1 и 300 1) може да се заключи, че в тях температурите са изравнени, липсва стратификация и те могат да се разглеждат като един воден

85

акумулатор с обем от 0,5m<sup>3</sup>. Това ще се има предвид при разглеждането на другите режими на работа на системата.

3. Определените КПД на СК и КЕЕ на системата, работеща в този режим, показват, че инсталацията може да се използва ефективно за натрупване на топлинна енергия от Слънцето, с цел последващото ѝ оползотворяване за пряко слънчево отопление, отопление чрез СБТП и сезонно зареждане на вертикалните топлообменници..

# 2.5.2. Режим 2 - Зареждане на ВТО с топлинна енергия.

<u>Задача на режима</u>: акумулиране на топлина от СК във ВТО с цел предотвратяване термичното обедняване на земята при използването ѝ като източник на енергия от термопомпата за отопление.

<u>Осъществимост на режима</u>: при наличие на достатъчно слънчева радиация през преходните и главно през летния сезони, когато тя е обилна.

<u>Опростена схема на инсталацията</u> работеща в този режим е дадена на (фиг.2.26):



Фиг. 2.26. Работна схема на хибридната инсталация в режим 2.

Условия на провеждане на изследването:

- ✓ Период на провеждане 23.09 ÷ 23.10. 2014г.;
- ✓ Продължителност 1 месец или 42845min;
- ✓ Изпитван ВТО единичен;
- ✓ Работещи помпи:

- П.<sub>3</sub> (между 200 1 и 300 1 водни резервоари), която прехвърля вода между резервоарите, работи непрекъснато и изравнява температурата ѝ (изяснено по-горе при **режим 1**);

- П<sub>ск</sub> помпата в слънчевия кръг, която се управлява от автоматиката на слънчевия кръг (както при **режим 1**);

- П<sub>вто</sub> - осигуряваща циркулацията в контура на единичния ВТО и работи непрекъснато;

- Работен флуид в слънчевия кръг вода;
- ✓ Работен флуид в кръга на ВТО вода;
- ✓ Останалите параметри на СК както при **режим 1**;
- ✓ Начална температура на водата в 300 1 резервоар е t<sub>нач</sub> = 39,9°С измерена по датчик Т"<sub>3-вто</sub>;
- ✓ Количество на водата в резервоарите (акумулаторите) общо 500 l;
- ✓ Начална (не смутена) температура на земята 14,3°С измерена по отклика на ВТО в първите 11 min от циркулацията през 10s;
- ✓ Интервал от време за запис на данните на ПК  $\Delta \tau = 1$  min.

Измервани величини:

- ➤ Температури вход/изход СК  $t'_{cK}$ , °С и  $t''_{cK}$ , °С; вход/изход от 300 1 към 200 1 съд  $t'_{3-2}$ , °С и  $t''_{3-2}$ , °С; вход/изход от 300 1 съд към ВТО  $t'_{3-}$ вто, °С и  $t''_{3-BTO}$ , °С; вход/изход на ВТО  $t'_{BTO}$ , °С и  $t''_{BTO}$ , °С; температура на околната среда (външна)  $t_{oc}$ , °С; по дълбочина на ВТО на 1,10,20,30,40 и 50m  $t_{BTO1M}$ , °С,  $t_{BTO10M}$ , °С,  $t_{BTO20M}$ , °С,  $t_{BTO40M}$ , °С и  $t''_{BTO50M}$ , °С. Температурите, °С се измерват пряко от приборите ТС800 на дисплея и по мрежата на ПК в софтуера "Ploymonitor";
- Дебити: на помпата от слънчевия кръг П<sub>ск</sub> ṁ<sub>ск</sub>, kg/s; помпата между 200 1 и 300 1 съдове П<sub>2-3</sub> - ṁ<sub>2-3</sub>, kg/s, помпата П<sub>вто</sub> за кръга на ВТО - ṁ<sub>BTO</sub>, kg/s. Дебитите се измерват от цифровите броячи СТЗ4

от натрупаните импулси от импулсните водомери за даден период като 1imp = 101 преминала вода;

- ≻ Интензитет на интегралната слънчева радиация  $I_{c\kappa}$ , W/m<sup>2</sup>. От изхода на пиранометъра се измерва изходното напрежение  $U_{пир}$ ,mV, след което се пресмята интензитета  $I_{c\kappa}$ , W/m<sup>2</sup> по формула (2.19), като се има предвид константата на пиранометъра  $S = 12,55 \mu$ V/W/m<sup>2</sup>;
- ➤ Електрическа мощност (моментна): на помпи П<sub>ск</sub>, П<sub>2-3</sub> и П<sub>вто</sub> N<sub>ск</sub>, W, N<sub>2-3</sub>, W и N<sub>вто</sub>, Woт дисплея на ватметъра EL-EPM02FHQ (без логиране на ПК) като се вземе предвид собствената му консумирана мощност N<sub>соб</sub>= 0,5W;
- Електрическа консумация (интегрална), натрупана за периода на изпитанието  $\tau$ , s на помпи  $\Pi_{ck}$ ,  $\Pi_{2-3}$  и  $\Pi_{BTO}$   $Q_{\Pi ck}$ , kJ,  $Q_{\Pi 2-3}$ , kJ, и  $Q_{\Pi BTO}$ , kJ от дисплея на прибор EL-EPM02FHQ в kWh (без логиране на ПК). От стойността се изважда собствената консумация на прибора  $Q_{cof}$ , kJ =  $N_{cof}$ ,  $W \times \tau$ , s.

Непосредствено преди измерванията измервателните уреди са проверени, настроени и тарирани, с цел получаване на максимално достоверни резултати.

<u>Резултати</u>:

✓ Определени са масовите дебити на потоците през помпите  $\Pi_{c\kappa}$ ,  $\Pi_{2-3}$  и  $\Pi_{BTO}$  -  $\dot{m}_{CK}$ , kg/s,  $\dot{m}_{2-3}$ , kg/su  $\dot{m}_{BTO}$ , kg/s от линейните регресионни криви на зависимостта преброени импулси – времето, min. Има се предвид активността на помпата на слънчевия кръг  $\Pi_{c\kappa}$ , която работи само при разлика в температурите между СК и 200 1 резервоар по-голяма от 10°C+2°C и че 1imp = 10 1.

Пресметнатите масови дебити са:  $\dot{m}_{c\kappa} = 0,0730 \text{kg/s}; \dot{m}_{2-3} = 0,1930 \text{kg/s};$  $\dot{m}_{BTO} = 0,1630 \text{kg/s}.$  Скоростта на флуида през кръга на ВТО е v = 0,265 m/s = 18,9m/min при число на Рейнолдс  $Re = \frac{v.d}{v} = 9300$ , което гарантира турбулентно течение и закъснение от 10min при отчитане на температурната разлика между входа и изхода на ВТО (пътят на флуида в кръга на ВТО е 180m). При всички изчисления са взети предвид осреднените термодинамични параметри на водата в разглежданите температурни интервали – плътност  $\rho$ , kg/m<sup>3</sup>; специфичен топлинен капацитет  $c_p$ , J/kgK и кинематичен вискозитет v, m<sup>2</sup>/s както при **режим 1**.

Представени са графики на:

- интензитета на слънчевата радиация *I*<sub>ск</sub>, W/m<sup>2</sup>, попаднала върху СК за периода на изпитание (фиг.2.27);

- интензитета на слънчевата радиация *I*<sub>ск</sub>, W/m<sup>2</sup> с отчитане на периодите на включване на помпата в кръга на СК П<sub>ск</sub> (фиг.2.28);

- изменението на темп. разлика между изхода и входа на СК (фиг.2.29).



Фиг. 2.27. Интензитет на слънчевата радиация върху слънчевия колектор (реална).



Фиг. 2.28. Интензитет на слънчевата радиация върху слънчевия колектор с отчитане на периодите на включване на помпата в кръга П<sub>ск</sub>.



Фиг. 2.29. Температурна разлика на вход/изход на слънчевия колектор  $\Delta t_{cs}$ , °C.

- ✓ Изчислено е спечеленото количество топлина от СК за периода на изпитанието τ, s: Q<sub>ск</sub> = 1475359kJ, използвайки формула (2.2) от методиката.
- ✓ Изчислен е КПД на СК 57,14%. при работата в този режим от формула (2.1) от методиката, осреднен за периода на опита.
- ✓ Измерена е температурата на акумулаторите в края на периода на експеримента по датчик Т"<sub>3-вто</sub> t<sub>кр</sub>= 18,50 °C. Тъй-като крайната температура е по-ниска от началната във водния акумулатор, то за периода на експеримента е изразходвана топлинна енергия натрупана преди при режим 1 Q<sub>изр</sub> = 44581,1 kJ, пресметната по формулата:

(2.35) 
$$Q_{\mu_{3p}} = \rho V_a c_p (t_{\text{Hay}} - t_{\text{Kp}}), J$$

където:  $\rho$  – осреднена плътност на водата за температурния интервал на опита, kg/m<sup>3</sup>;

 $c_p$  – осреднен топлинен капацитет на водата при постоянно налягане за температурния интервал на опита, J/kgK;

 $V_a$  – обем на водата в резервоарите, m<sup>3</sup>;

 $t_{\rm нач}$  и  $t_{\rm кp}$  –начална и крайна температури на водата в акумулатора, °С, измерени по датчик Т"<sub>3-вто</sub>.

- ✓ Представени са графики на изменението на:
- входяща и изходяща температури (t'<sub>вто</sub>, °C и t"<sub>вто</sub>, °C) на ВТО за периода на опита (фиг.2.30);

- на температурната им разлика ΔT<sub>вто</sub>, °C (фиг.2.31);
- на отдадената топлинна мощност на ВТО  $\dot{Q}_{\text{вто}}$ , W(фиг.2.32);
- на отдадената топлинна мощност за линеен метър на ВТО  $\dot{q}_{\mu h}$ , W/m (фиг.2 33).



Фиг. 2.30. Изменение на температурите на вход/изход на вертикалния топлообменник.

 ✓ Изчислена е осреднената за периода на изпитанието и отдадена на ВТО специфична топлинна мощност на линеен метър *q*<sub>ин</sub>= 11,75W/m.



Фиг. 2.31. Температурна разлика Δt<sub>вто</sub>, °Смежду вход/изход на вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.32. Отдадената мощност на вертикалния топлообменник за периода.



Фиг. 2.33. Отдадената специфична мощност  $\dot{q}_{\rm ин}, \, {
m W/m}$  на вертикалния топлообменник за линеен метър .

✓ Пресметната е инжектирана топлинна енергия на ВТО за периода на изпитание  $\tau_{\rm Kp}$ , s  $Q_{\rm uh}$ = 1463525,8 kJ по формулата:

(2.36) 
$$Q_{\rm HH} = \int_0^{\tau_{\rm KP}} \dot{m}_{\rm BTO} \cdot c_p \cdot (t_{\rm BTO}' - t_{\rm BTO}) d\tau$$

където:  $c_p$ - осреднения топлинен капацитет на флуида (водата),  $\dot{m}_{\rm вто}$ масовият дебит на флуида през ВТО,  $\Delta t = t_{\rm вто}^{"} - t_{\rm вто}^{'}$  - температурната разлика между изхода и входа на ВТО с отчитане на закъснението по време при циркулацията на флуида. За периода на експеримента отдадената специфична топлина на ВТО за линеен метър е  $q_{\rm ин} =$ 29270,5kJ/m.

- ✓ Измерени са осреднените за дадения период на експеримента моментни мощности на помпите  $\Pi_{c\kappa}$ ,  $\Pi_{2-3}$  и  $\Pi_{BTO}$  - съответно  $N_{c\kappa}$ = 33W,  $N_{2-3}$  = 38W и  $N_{BTO}$  = 44W съгласно формула (2.15) от методиката.
- ✓ Измерените електрически консумации (интегрални) на помпите  $\Pi_{c\kappa}$ ,  $\Pi_{2-3}$  и  $\Pi_{BTO} - Q_{\Pi c\kappa}$ , kJ,  $Q_{\Pi 2-3}$ , kJ и  $Q_{\Pi BTO}$ , kJ за периода на опита  $\tau$ , s с отчитане на собствената консумация на ватметрите и на автоматиката на слънчевия кръг са съответно:  $Q_{\Pi c\kappa} = 21582$ kJ,  $Q_{\Pi 2-3} = 97685$ kJ и  $Q_{\Pi BTO} = 113111$ kJ. Точността на измерените електрически консумации се определя главно от вариациите на мрежовото напрежение в лабораторията, което е наблюдавано в границите на  $\pm 2\%$ . Отчетена е и собствената консумация на ватметрите  $Q_{cof} = 1285$ kJ за периода, както и на автоматиката на помпата на СК от 14138kJ. Измерените интегрални електрически консумации на помпите  $\Pi_{c\kappa}$ ,  $\Pi_{2-3}$  и  $\Pi_{BTO}$  от ватметрите съвпадат с изчислените от осреднените електрически мощности за периода на експеримента.
- ✓ Пресметнат е коефициентът на енергийна ефективност на системата за този режим съгласно формула (2.8) от методиката - η<sub>c2</sub> =52,0%.
- ✓ Измерени са температурите по дълбочина на ВТО за периода на изпитанието и са представени на (фиг.2.34) заедно с температурата на околната среда (OC):



Фиг. 2.34. Температурите по дълбочина на вертикалния топлообменник и на околната среда.

✓ На следващите графики (фиг.2.35 ÷ 2.39) са показани температурите за отделните дълбочини, като са построени и линейните трендове, от които се вижда нарастването на средните температури на земята през периода на топлинното зареждане.

От тези графики нагледно се вижда, че средната температура на земята на различните дълбочини е нараснала с 1 до 2°С за периода на зареждане на ВТО с енергия от СК.



Фиг. 2.35. Температурата на 10т дълбочина на вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.36. Температурата на 20т дълбочина на вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.37. Температурата на 30т дълбочина на вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.38. Температурата на 40т дълбочина на вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.39. Температурата на 50т дълбочина на вертикалния топлообменник.

<u>Енергийна диаграма</u>: На (фиг.2.40) е представена диаграма на енергийните потоци между елементите на системата, работеща в този режим:



Фиг. 2.40. Енергийна диаграма за режим 2.

# Релаксация на ВТО след зареждането:

След периода на едномесечно зареждане със топлинна енергия от ВТО бе проведено изследване на Слънцето на изменението на температурите по дълбочина на вертикалния топлообменник, т. е. неговата топлинна релаксация. Представени са данни за период от 4 денонощия (фиг.2.41) след спиране на топлинното зареждане на заедно С температурата на околната среда (OC):



Фиг. 2.41. Температурите по дълбочина на вертикалния топлообменник и на околната среда.

На (фиг.2.42 ÷ 2.47) са показани измененията на температурите по отделните дълбочини на ВТО през 10m. Измененията на температурите спрямо времето са по логаритмичен закон съгласно (формула 1.6).



Фиг. 2.42. Изменението на температурата на 1т дълбочина във вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.43. Изменението на температурата на 10т дълбочина във вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.44. Изменението на температурата на 20т дълбочина във вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.45. Изменението на температурата на 30т дълбочина във вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.46. Изменениетона температурата на 40т дълбочина във вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.47. Изменениетона температурата на 50m дълбочина във вертикалния топлообменник.

### Анализ на грешката:

Получените резултати за преките и косвените стойности на измерваните величини и грешките са представени в (табл.2.4) и (табл.2.5):

парам.	<i>t</i> ″ <sub>ск</sub>	<i>t</i> "3-вто	<i>t</i> ′ <sub>вто</sub>	<i>t</i> <sub>вто50м</sub>	toc	<b>U</b> <sub>пир</sub>	<b>ṁ</b> <sub>ск</sub>	$\dot{m}_{_{ m BTO}}$
дим.	°C	°C	°C	°C	°C	mV	kg/s	kg/s
ā	20,11	21,22	20,95	19,13	15,00	5,008	0,0730	0,1630
$\Delta \overline{S}$	0,037	0,037	0,037	0,037	0,037	0,001	-	-
$\Delta a$	0,1	0,1	0,1	0,15	0,1	0,002	-	-
$t_{\alpha}$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-

Табл. 2.4. Стойности и грешки на пряко измерваните величини при режим 2.

α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	-	-
n	41542	41542	41542	41542	41542	41542	41542	41542
k <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-
ε, %	0,50%	0,47%	0,48%	0,78%	0,67%	0,04%	2,0%	2,0%
δ	0,1	0,1	0,1	0,15	0,1	0,001	0,0015	0,0032
а	20,11±	21,22±	20,95±	19,13±	15,00±	5,008±	0.0730±	0,1630±
	0,1	0,1	0,1	0,15	0,1	0,002	0,0015	0,0032

Табл. 2.5. Стойности и грешки на косвено измерваните величини при режим 2.

парам.	Iск	<b>N</b> <sub>ск</sub>	<b>N</b> <sub>вто</sub>	<b>Q</b> <sub>ин</sub>	<b>.</b> <b>.</b> <b>.</b> <b>.</b> <b>.</b> <b>.</b> <b>.</b>	КПДск	$oldsymbol{\eta}_{ ext{c2}}$
дим.	W/m <sup>2</sup>	W	W	kJ	W	-	-
ā	612,1	33	44	1463525	3948	0,5714	0,520
$\Delta \overline{S}$	-	0,53	0,59	-	-	-	-
$\Delta a$	0,61	1,52	1,8	998	40	0,006	0,005
$t_{\alpha}$	2,0	2,1	2,1	2,0	2,0	2,0	2,0
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
n	41542	30	30	41542	41542	41542	41542
k <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
ε, %	0,001%	4,6%	4,1%	0,067%	0,1%	%	%
δ	-	1,3	1,5	-	-	-	-
а	612,1±	33±	44 <u>+</u>	1463525±	<b>3948</b> ±	0,5714 <u>+</u>	0,520 <u>+</u>
	0,61	1,52	1,8	998	40	0,006	0,005

От двете таблици се вижда, че точността на всички измервани величини отговаря на изискванията на методиката (раздел 2.1).

#### <u>Изводи</u>:

1. Измерените стойности на слънчевата радиация за едномесечния период на изпитание в този режим отново са по-високи от нормалните за сезона в Пловдив, което бе обяснено при предния режим. Пресметнатият осреднен за периода на изпитание КПД на СК от 57,14% е много близък до изчисления за режим 1.

2. Графиките на развитието на температурите на вход/изход на ВТО и отдадената мощност следват тези на интензитета на слънчевата радиация и

на спечеленото количество топлинна енергия от СК. Температурната разлика на входа и изхода на ВТО при зареждането е интервала  $0 \div 4^{\circ}$ С, а осреднената за периода отдадена специфична топлинна мощност е  $\dot{q}_{uh}$ = 11,75W/m. При очаквана консумация на топлинна енергия при режим на работа със ЗБТП от 20 до 70 W/m се налага извода, че е необходимо зареждането на ВТО да се извършва през целия неотоплителен период – лято, късна пролет и ранна есен. По този начин ще се намали ефекта на топлинно обедняване на земята и съответното намаляване на КТ на ТП.

3. Представените графики на изменението на температурите по дълбочина на ВТО също следват тези на интензитета на слънчевата радиация. Не се наблюдава съществено влияние на температурата на ОС, въпреки изменението ѝ в широки граници за изследвания период. За това време средната температура на земята на различните дълбочини е нараснала с 1 до 2°С, което бе главната задача на този режим.

4. КЕЕ на системата при работа в този режим на зареждане на ВТО е 52% - достатъчно висок за ефективно сезонно акумулиране на топлинна енергия от Слънцето, когато тя е в изобилие.

# 2.5.3. Режим 3 - Пряко слънчево отопление.

<u>Задача на режима</u>: топлинната енергия от СК, натрупана във водните резервоари (акумулатори) се подава директно на консуматора (конвектора) за отопление на помещението.

<u>Осъществимост на режима</u>: при преходни сезони, когато нуждите от отопление са малки, но температурата във водните акумулатори е над  $30\div35$  °C.

<u>Опростена схема на инсталацията</u> работеща в този режим е дадена на (фиг. 2.48):

101



Фиг. 2.48. Схема на работа в режим 3.

## Условия на провеждане на изследването:

- ✓ Период на провеждане 05.09 ÷ 09.09.2014г.;
- ✓ Продължителност  $\tau$  = 4 денонощия или 5553min;
- ✓ Работещи помпи:

- П<sub>2-3</sub> (между 200 1 и 300 1 водни резервоари), която прехвърля вода между резервоарите, работи непрекъснато и изравнява температурата ѝ (изяснено по-горе при **режим 1**);

- П<sub>ск</sub> помпата в слънчевия кръг, която се управлява от автоматиката на соларния термостат;

- П<sub>п</sub> помпата на потребителския кръг от 300 1 съд към конвектора, работи непрекъснато;

- ✓ Работен флуид в слънчевия кръг вода;
- ✓ Количество на водата в съдовете общо 500 l, разглеждат се като един воден резервоар;
- ✓ Начална температура на водата в резервоарите (акумулаторите) 43,05°С измерена по датчик Т"<sub>3-кв</sub>;
- ✓ Въздушно-воден конвектор на 1-ва степен с дебит на въздух 535 m<sup>3</sup>/h, работи непрекъснато през целия период;

- ✓ Интервал от време за запис на данните  $\Delta \tau = 1 \min$ ;
- ✓ Останалите параметри на СК както при **режим 1**.

#### Измервани величини:

- Температури: вход/изход СК t'<sub>ск</sub>, °С и t"<sub>ск</sub>, °С; вход/изход от 200 1 към 300 1 съд t'<sub>2-3</sub>, °С и t"<sub>2-3</sub>, °С; вход/изход от 3001 към конвектора (консуматор) t'<sub>3-кв</sub>, °С и t"<sub>3-кв</sub>, °С; вход/изход конвектор t'<sub>кв</sub>, °С и t"<sub>кв</sub>, °С; температура на ОС (външна) t<sub>ос</sub>, °С; стайна температура в лабораторията t<sub>ст</sub>, °С. Температурите се измерват пряко от приборите ТС800 на дисплея му и на ПК в софтуера "Ploymonitor".
- Дебити: на помпата от слънчевия кръг П<sub>ск</sub> ṁ<sub>ск</sub>, kg/s; помпата между 200 1 и 300 1 съдове П<sub>2-3</sub> - ṁ<sub>2-3</sub>, kg/s; помпа П<sub>кв</sub> - ṁ<sub>кв</sub>, kg/s в кръга на потреблението от конвектора. Дебитите се измерват от цифровите броячи СТЗ4 от натрупаните импулси от импулсните водомери за даден период.
- Интензитет на интегралната слънчева радиация  $I_{ck}$ , W/m<sup>2</sup>. От изхода на пиранометъра се измерва изходното напрежение  $U_{пир}$ , mV, след което се пресмята интензитета в  $I_{ck}$ , W/m<sup>2</sup> по формула (2.19), като се има предвид константата на пиранометъра  $S = 12,55 \mu$ V/W/m<sup>2</sup>;
- ➤ Електрическа мощност (моментна): на помпи П<sub>ск</sub>, П<sub>2-3</sub> и П<sub>кв</sub> N<sub>ск</sub>, W, N<sub>2-3</sub>, W и N<sub>кв</sub>, W, както и на двигателя на конвектора N<sub>конв</sub>, W от дисплея на ватметъра EL-EPM02FHQ (без логиране на ПК) като се вземе предвид собствената му консумирана мощност N<sub>соб</sub> = 0,5W.
- Електрическа консумация (интегрална), натрупана за периода на изпитанието  $\tau$ , s: на помпи  $\Pi_{ck}$ ,  $\Pi_{2-3}$ ,  $\Pi_{kB} Q_{\Pi ck}$ , kJ,  $Q_{\Pi 2-3}$ , kJ и  $Q_{\Pi kB}$ , kJ и на конвектора  $Q_{\Pi k 0 H B}$ , kJ от дисплея на ватметъра EL-EPM02FHQ (без логиране на ПК). От стойността се изважда собствената консумация на прибора  $Q_{cob}$ , kJ =  $N_{cob}$ , W×  $\tau$ , s.

Непосредствено преди измерванията измервателните уреди са проверени, настроени и тарирани, с цел получаване на максимално достоверни резултати.

Резултати:

✓ Определени са масовите дебити на флуида през помпите  $\Pi_{c\kappa}$ ,  $\Pi_{2-3}$  и  $\Pi_{\kappa B}$ .  $\dot{m}_{c\kappa}$ , kg/s,  $\dot{m}_{2-3}$ , kg/s и  $\dot{m}_{\kappa B}$ , kg/s от линейните регресионни криви

на зависимостта преброени импулси – време, min и като се имат предвид периодите на активност на помпата в кръга на СК, която работи само при разлика в температурите между СК и 200 1 резервоар по-голяма от 10°C+2°C и че 1imp = 10 l.

Пресметнатите масови дебити са:  $\dot{m}_{c\kappa} = 0,0737 \text{kg/s}$ ;  $\dot{m}_{2-3} = 0,2018 \text{kg/s}$ ;  $\dot{m}_{\kappa B} = 0,0449 \text{kg/s}$ . При всички изчисления са взети предвид осреднените термодинамични параметри на водата в разглежданите температурни интервали – плътност  $\rho$ , kg/m<sup>3</sup> и специфичен топлинен капацитет  $c_p$ , J/kg както при **режим 1.** 

Представени са графики на:

- интензитета на слънчевата радиация *I*<sub>ск</sub>, W/m<sup>2</sup>, попаднала върху СК за периода на изпитание (реален) (фиг.2.49);

- интензитета на слънчевата радиация с отчитане на периодите на включване на помпата в кръга на СК П<sub>ск</sub> (фиг. 2.50);

- на стайната температура  $t_{cr}$ , °С и тази на околната среда  $t_{oc}$ , °С на (фиг. 2.51).



Фиг 2.49. Интензитет на слънчевата радиация върху слънчевия колектор - реална.



Фиг. 2.50. Интензитет на слънчевата радиация върху слънчевия колектор с отчитане на периодите на включване на помпата в кръга $\Pi_{c\kappa}$ .



Фиг. 2.51. Стайната температура и на околната среда от времето, тіп..

- ✓ Измерени са и са осреднени за дадения период моментните мощности на помпите  $\Pi_{c\kappa}$ ,  $\Pi_{2-3}$  и  $\Pi_{\kappa B}$  те са съответно  $N_{c\kappa}$ = 33W,  $N_{2-3}$  = 38W и  $N_{\kappa B}$ = 6W съгласно формула (2.15) от методиката. Измерената осреднена мощност на двигателя на конвектора е  $\Pi_{\kappa OHB}$  = 50W.
- ✓ Измерени са електрическите консумации (интегрални) на помпите П<sub>ск</sub>, П<sub>2-3</sub> и П<sub>кв</sub> –  $Q_{Пск}$ , kJ,  $Q_{П2-3}$ , kJ и  $Q_{Пкв}$ , kJ за периода на опита с отчитане на собствената консумация на ватметрите и на автоматиката на слънчевия кръг, те са съответно  $Q_{Пск} = 2701$ kJ,  $Q_{П2-3} = 12660$ kJ и  $Q_{Пкв} = 1999$ kJ. Точността на измерените електрически консумации се определя главно от вариациите на мрежовото напрежение в

лабораторията, което е наблюдавано в границите на  $\pm 2\%$ . Отчетено е и собствената консумация на всеки един от ватметрите  $Q_{co6} = 130$ kJ за периода, както и на автоматиката на помпата в на СК от 1480 kJ. Измерените интегрални електрически консумации на помпите  $\Pi_{ck}$ ,  $\Pi_{2}$  з и  $\Pi_{kB}$  от ватметрите съвпадат с изчислените от осреднените електрически мощности за периода на експеримента  $\tau$ , s. Измерената електрическа консумация на двигателя на конвектора е  $Q_{конв} = 16659$  kJ за времето  $\tau$ , s.

- ✓ Представени са графиките на:
- температурите на вход/изход на СК (фиг.2.52);
- температурите на вход/изход на конвектора (фиг.2.53);



- температурната разлика между входа/изхода на конвектора (фиг.2.54).

Фиг. 2.52. Температурите на вход/изход на слънчевия колектор за периода.



Фиг. 2.53. Температури на вход/изход на конвектора.

✓ Измерената температура на водата по датчик Т"<sub>3-кв</sub> в акумулаторите в края на изпитанието е  $t_{\rm kp}$ = 31,83°С. Тъй като крайната температура е по-ниска от началната във водния акумулатор, изразходвана топлинна енергия натрупана при **режим 1** и отдадена на конвектора за периода на експеримента е  $Q_{\rm изp}$  = 23350,4 kJ, пресметната по формулата (2.35) от **режим 2**.



Фиг. 2.54. Температурна разлика между входа/изхода на конвектора  $\Delta t_{\rm KB}$ , °С.

- ✓ Изчислено е спечеленото количество топлина от СК за периода на изпитанието *τ*, s: Q<sub>ск</sub> = 156905kJ, използвайки формула (2.2) от методиката.
- ✓ Пресметнат е КПД на СК, осреднен за периода на опита е 49,95% съгласно формула (2.1) от методиката.
- ✓ Пресметната е отдадената топлинна енергия от конвектора в помещението Q<sub>кв</sub>= 159776kJ за периода на изпитанието по формула:

(2.36) 
$$Q_{\rm KB} = \int_0^{\tau_{\rm KP}} \dot{m}_{\rm KB} \cdot c_p \cdot (t_{\rm KB} - t_{\rm KB}) d\tau$$

където:  $c_p$  - осреднения топлинен капацитет на флуида (водата),  $\dot{m}_{\rm KB}$ масовият дебит на флуида през конвектора,  $\Delta t = t_{\rm KB}^{"} - t_{\rm KB}^{'}$  - температурната разлика между изхода и входа на конвектора.

✓ Пресметнат е коефициентът на енергийна ефективност на системата

за този режим съгласно формула (2.9) от методиката –  $\eta_{c3} = 48,59\%$ . <u>Енергийна диаграма</u>: На (фиг.2.55) е представена диаграма на енергийните потоци между елементите на системата, работеща в този режим:



Фиг. 2.55. Енергийна диаграма за режим 3.

## Анализ на грешката:

Получените резултати за преките и косвените стойности на измерваните величини и грешките са представени в (табл.2.6) и (табл.2.7):

парам.	t' <sub>ск</sub>	<i>t</i> ″ <sub>ск</sub>	<i>t"</i> 3-кв	tст	<i>t"</i> <sub>кв</sub>	$\dot{\boldsymbol{m}}_{ ext{c} ext{K}}$	$\dot{m}_{2-3}$	$\dot{m{m}}_{ ext{KB}}$	<b>U</b> <sub>пир</sub>
дим.	°C	°C	°C	°C	°C	kg/s	kg/s	kg/s	mV
ā	25,57	27,20	29,84	27,22	30,5	0,0737	0,2018	0,0449	4,981
$\Delta \overline{S}$	0,037	0,037	0,037	0,037	0,037	-	-	-	0,001
$\Delta a$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	-	-	-	0,002
t <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-	-	2,0
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95				0,95
n	5373	5373	5373	5373	5373	5373	5373	5373	5373
k <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-	-	2,0
ε, %	0,39%	0,37%	0,33%	0,37%	0,32%	2,0%	2,0%	2,0%	0,05%
δ	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0015	0,0041	0,0084	0,001
a	2 <b>5,57</b> ±	27,20±	2 <b>9,84</b> ±	27,22±	30,5±	0,0737±	0,2018±	0,0449±	4,981±
	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0015	0.0041	0,0084	0,002

Табл. 2.6.	Стойности	и грешки	на пряко	измерваните	величини п	при <b>режим 3</b>	•	
------------	-----------	----------	----------	-------------	------------	--------------------	---	
парам	I	N	N	N	à	0		
-----------------------	------------------	------------------	-------------------	------------------	-----------------------	---------------------------	----------	-------------
парам.	1 ск	IV <sub>CK</sub>	<sup>IV</sup> 2-3	IV <sub>CK</sub>	$\boldsymbol{Q}_{CK}$	$oldsymbol{Q}_{ ext{KB}}$	КПДск	$\eta_{c3}$
дим.	W/m <sup>2</sup>	W	W	W	W	kJ	-	-
ā	599,6	33	38	6	3867,7	159776	0,4995	0,485
								9
$\Delta \overline{S}$	-	0,53	0,54	0,44	-	-	-	-
$\Delta a$	0,6	1,52	1,6	0,82	39	128	0,005	0,005
$t_{\alpha}$	2,0	2,3	2,3	2,3	2,0	2,0	2,0	2,0
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
n	5373	9	9	9	5373	5373	5373	5373
k <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
ε, %	0,001%	4,6%	4,2%	4,16%	0,1%	0,008%	0,01%	0,01%
δ	-	1,3	1,4	0,25	-	-	-	-
а	599,6	33±1,3	38±1,4	6±0,44	3867,7±	159776 <u>+</u>	0,4995±0	0,4859
	±0,6				39	128	,005	±0,005

Табл. 2.7. Стойности и грешки на пряко измерваните величини при режим 3.

От двете таблици се вижда, че точността на всички измервани величини отговаря на изискванията на методиката, (раздел 2.1).

### <u>Изводи</u>:

1. Измерените стойности за интензитета на слънчевата радиация отново са по-високи от нормалните данни за Пловдив, съпоставими са с тези от **режим 1**, където бе дадено обяснение за това.

2. Топлинните загуби от водните акумулатори при този режим са значително по-малки в сравнение с **режим 1**, което се обяснява с пониската температура в тях и по-високата средна стайна температура поддържана в лабораторията.

3. Изчисленият КПД на СК, осреднен за периода на изпитание, е близък до този определен при **режим 1**.

4. От получените резултати може да се направи извода, че този режим е подходящ за работа на инсталацията за кратко време (главно вечер и през нощта) през преходните сезони, когато отоплителните нужди са малки, а все още е налична достатъчно енергия от Слънцето през деня.

109

Пресметнатият КЕЕ на системата в този режим е почти 50%, което е добра предпоставка за ефективно отопление.

# 2.5.4. Режим 4 - Отопление чрез земно базирана термопомпа.

<u>Задача на режима</u>: - отопление на помещение чрез термопомпа (ТП), като топлината към изпарителя идва от ВТО, преобразува се на по-високо температурно ниво в термопомпата и чрез кондензатора се подава на консуматор (конвектора).

<u>Осъществимост на режима</u>: - изключително през зимата, когато не са налични (недостатъчни) други източници на топлина и отоплителните нужди са големи.

<u>Опростена схема на инсталацията</u> работеща в този режим е дадена на (фиг.2.56):



Фиг. 2.56. Схема на работа в режим 4.

Първи експеримент от режим 4:

Условия на провеждане на изследването:

✓ Период на провеждане – 17.11.÷15.12. 2014г.;

- ✓ Продължителност  $\tau = 28$  денонощия или 40285min;
- ✓ Изпитван ВТО– единичен;
- ✓ Начална (не смутена) температура на земята 14,01°С измерена по отклика на ВТО в първите 10min от началото на циркулацията през 10s;
- ✓ Буфер 300 1 воден резервоар;
- ✓ Начална температура на водата в 300 1 буфер  $t_{\text{нач}} = 33,16^{\circ}\text{C}$ измерена по датчик Т"<sub>3-кв</sub>;
- ✓ Работещи помпи:
  - П<sub>вто</sub> осигуряваща циркулация между ВТО и изпарителя на термопомпата, работи непрекъснато с управление по налягане от ActiveDriver с различен дебит при работеща и неработеща ТП;
  - П<sub>кв</sub> помпата на потребителския кръг от 3001 буфер към конвектора, работи непрекъснато;
- ✓ Работен флуид в кръга на ВТО вода;
- ✓ Въздушно-воден конвектор на 2-ра степен с дебит на въздух 655m³/h, работи непрекъснато през целия период;
- ✓ Термопомпа:
  - настройка на минимална и максимална изходяща температура на кондензаторния кръг - 35°С и 43°С съответно;
  - настройка минимална входяща температура на изпарителя 3°С, с цел предпазване от замръзване на флуида (водата) в ТО.
- ✓ Интервал от време за запис на данните  $\Delta \tau = 1$  min.

## Измервани величини:

✓ Температури: вход/изход на изпарителя на ТП  $t'_{\rm H}$ , °С и  $t''_{\rm N}$ , °С; вход/изход на ВТО  $t'_{\rm BTO}$ , °С и  $t''_{\rm BTO}$ , °С; вход/изход на кондензатора на ТП  $t'_{\rm K}$ , °С и  $t''_{\rm K}$ , °С; вход/изход конвектор  $t'_{\rm KB}$ , °С и  $t''_{\rm KB}$ ; вход/изход от 300 1 буфер към конвектора през кондензатора на ТП  $t'_{3-{\rm KB}}$ , °С и  $t''_{3-{\rm KB}}$ , °С; температура на околната среда (външна) –  $t_{\rm oc}$ °С; стайна температура в лабораторията –  $t_{\rm cT}$ , °С; по дълбочина на ВТО на 1,10,20,30,40,50m –  $t_{\rm BTO1M}$ , °С,  $t_{\rm BTO10M}$ , °С,  $t_{\rm BTO20M}$ , °С,  $t_{\rm BTO30M}$ , °С,  $t_{\rm BTO40M}$ , °С и  $t_{\rm BTO50M}$ , °С. Температурите, °С се измерват пряко от приборите ТС800 на дисплея и на ПК в софтуера "Ploymonitor".

- ✓ Дебити: на помпата П<sub>вто</sub> ṁ<sub>вто</sub>,kg/s от кръга на ВТО; на П<sub>кв</sub> помпата на потребителския кръг от 300 1 буфер към конвектора ṁ<sub>кв</sub>, kg/s. Дебитите се измерват от цифровите броячи СТ34 от натрупаните импулси от импулсните водомери за даден период.
- ✓ Електрическа мощност (моментна): на помпите П<sub>вто</sub>  $N_{\rm BTO}$ , W, П<sub>кв</sub>  $N_{\rm KB}$ , W, на термопомпата  $N_{\rm TII}$ , W и на вентилатора на конвектора  $N_{\rm KOHB}$ , W от дисплея на прибор EL-EPM02FHQ (без логиране на ПК) като се вземе предвид собствената му консумирана мощност  $N_{\rm co6} = 0.5$ W.
- Електрическа консумация (интегрална), натрупана за периода на изпитанието  $\tau$ , s на помпите  $\Pi_{\text{вто}}$   $Q_{\text{вто}}$ , kJ,  $\Pi_{\text{кв}}$   $Q_{\text{кв}}$ ,kJ, термопомпата  $Q_{\text{тп}}$ , kJ и двигателя на конвектора  $Q_{\text{конв}}$ , kJ от дисплея на прибор EL-EPM02FHQ в kWh (без логиране на ПК). От стойността се изважда собствената консумация на прибора за периода  $Q_{\text{соб}}$ , kJ =  $N_{\text{соб}}$ ,  $W \times \tau$ , s.

Непосредствено преди измерванията измервателните уреди са проверени, настроени и тарирани, с цел получаване на максимално достоверни резултати.

<u>Резултати</u>:

✓ Определени са масовите дебити на потоците през помпите П<sub>вто</sub> и П<sub>кв</sub> от линейните регресионни криви на зависимостта преброени импулси спрямо времето. Пресметнатите са масови дебити са:  $\dot{m}_{\rm BTO} = 0,1881 {\rm kg/s}; \ \dot{m}_{\rm KB} = 0,18614 {\rm kg/s}$  при работеща ТП. Когато ТП изключи при достигане на зададените температури на изхода на 43°C имаме кондензатора малък дебит В кръга, тъй-като пресостатният вентил на изхода е отворен от горещите фреонови пари  $\dot{m}_{BTO0} = 0.0849$ kg/s. Този дебит, когато ТП почива се има предвид в изчисленията - тогава няма отдаване на топлина от земята. Скоростта на флуида през кръга на ВТО е v = 0,306 m/s = 18,3 m/min при число на Рейнолдс  $Re = \frac{v.d}{v} = 7520$ , което гарантира турбулентно течение и закъснение от 10min при отчитане на температурната разлика между входа и изхода на ВТО (пътят на флуида в кръга на ВТО е 180m). При всички изчисления са взети

предвид осреднените термодинамични параметри на водата в разглежданите температурни интервали – плътност  $\rho$ , kg/m<sup>3</sup>; специфичен топлинен капацитет  $c_p$ , J/kgK и кинематичен вискозитет v, m<sup>2</sup>/s както при **режим 1.** 

- ✓ Измерени са осреднените за дадения период моментни мощности на помпите П<sub>вто</sub> (когато работи ТП), П<sub>вто0</sub> (при неработеща ТП) и П<sub>кв</sub> съответно  $N_{\text{вто}}$  = 240W,  $N_{\text{вто0}}$  = 139W и  $N_{\text{кв}}$  = 57W съгласно формула (2.15) от методиката. Измерената осреднена мощност на двигателя на конвектора е  $N_{\text{конв}}$  = 57,7W.
- ✓ Измерени са електрическите консумации (интегрални) на помпите П<sub>вто</sub> и П<sub>кв</sub> –  $Q_{Пвто}$ , kJ и  $Q_{Пкв}$ , kJ за периода на опита с отчитане на собствената консумация на всеки от ватметрите  $Q_{co6}$ = 1209kJ – съответно  $Q_{Пвто}$  = 552158kJ и  $Q_{Пкв}$  = 137772kJ. От консумацията на П<sub>вто</sub> 264456kJ енергия е отдадената на изпарителя при работа на ТП (има се предвид при енергийния баланс). Измерена е и консумацията на двигателя на конвектора е  $Q_{конв}$  = 139591kJ за времето  $\tau$ , s. Измерената консумация на ТП за периода на изпитанието е  $Q_{тп}$  = 1490184kJ като е взета предвид и консумацията на управляващата ѝ електроника от 21754kJ, т.е. това е чистата консумация на двигателя на компресора. Измерените интегрални електрически консумации от ватметрите съвпадат с изчислените от осреднените електрически мощности за периода на експеримента.
- ✓ Отчетени са общо за периода 487цикъла на работа на ТП (съответно и помпа П<sub>вто</sub>) или средно по 82,7min/цикъл. Тази периодичност е отразена на всички получени графики от експерименталните резултати. Общото време за работа на ТП през периода на изпитание е 18365min.

Представени са графики на измерените температури на ОС (външна) и стайна в помещението на (фиг.2.57). От тях се вижда, че в помещението е подържана стайна температура в граници от 25±2,5°C въпреки колебанията на външната температура на ОС за периода.



Фиг. 2.57. Стайната температура и на околната среда.

✓ Представени са графиките температурите на вход/изход на конвектора (фиг.2.58) и отдадената топлинна мощност Q<sub>кв</sub> от него в лабораторията (фиг.2.59). Средните стойности за периода на Q<sub>кв</sub> е 1719,5W при средна температурна разлика между входа и изхода на конвектора ΔT<sub>cp</sub> = 2,23°C.







Фиг. 2.59. Отдадена топлинна мощност  $\dot{Q}_{\rm KB}$ от конвектора в помещението.

- ✓ Пресметната е отдадената на помещението топлинна енергия за периода на изпитание  $\tau$ , s  $Q_{\kappa B}$  = 4067083kJ по формула (2.36) от режим 3.
- ✓ Представени са графиките на:
  - температури на входа и изхода на ВТО (фиг.2.60) и (фиг.2.61);
  - температурната разлика между тях (фиг.2.62):



Фиг. 2.60. Температура на входа на вертикалния топлообменник



Фиг. 2.61. Температурата на изхода на вертикалния топлообменник



Фиг. 2.62. Температурна разлика Δt<sub>вто</sub>, °Смежду вход/изход на вертикалния топлообменник.

Осреднената температурна разлика за целия период на изпитанието е 3,29°С, а осреднената отведена топлинна мощност е  $\dot{Q}_{\rm BTO} = 2109$ W или 42,2W на линеен метър. На (фиг.2.61) от линията на тренда се вижда, че изходящата температура на флуида от ВТО намалява плавно с 2,32°С, т.е. има топлинно обедняване на топлообменника.

✓ Изчислена е отведената топлинна енергия от ВТО и подадена към ТП  $Q_{\rm BTO} = 2324058$  kJ или на линеен метър  $q_{\rm BTO} = 45481$  kJ/m по формулата:

(2.37) 
$$Q_{\rm BTO} = \sum_{j=1}^{m} \int_{0}^{\tau_{j}} \{ \dot{m}_{\rm BTO} \cdot c_{p} (t_{\rm BTO}^{'} - t_{\rm BTO}^{''}) d\tau,$$

където:  $c_p$  – осредненмасов специфичен топлинен капацитет на водата, J/kgK;  $t'_{BTO}$  и  $t''_{BTO}$ - температури на водата на входа и изхода на BTO, °C;  $\dot{m}_{BTO}$  – средна стойност на масовия дебит на флуидапрез BTO, kg/s;  $\tau_j$ – времетраенето на j– тия период на работа на помпата през BTO, s; m– брой на периодите на активност на термопомпата и циркулационната помпа през BTO.

✓ Представени са графиките на входа (фиг.2.63) и на изхода (фиг.2.64) на изпарителя на ТП които са с подобен характер като тези на вход/изход на ВТО:



Фиг.2.63. Температура на входа на изпарителя на термопомпата.





От графика (2.63) се наблюдава понижение на температурата на флуида подаван на входа на изпарителя на ТП от изхода на ВТО. По-високите стойности на температурите на графиките се дължат на добавената топлинна енергия от помпа П<sub>вто</sub>, когато работи, и известни приходи от по-високата температура в лабораторията през изолацията на тръбите.

✓ Пресметната е осреднената отдадена топлинна мощност от флуида на изпарителя на ТП  $\dot{Q}_{\mu} = 2349$ W, осреднената температурна разлика между входа и изхода му  $\Delta t_{\mu} = 3,59$  °C и отдадената топлинна енергия  $Q_{\mu} = 2588514$ kJ по следната формула:

(2.38) 
$$Q_{\rm H} = \sum_{j=1}^{m} \int_{0}^{\tau_j} \{ \dot{m}_{\rm BTO}, c_p(t'_{\rm H} - t'_{\rm H}) d\tau,$$

където сега:  $t'_{\mu}$  и  $t''_{\mu}$ - температури на водата на входа и изхода на изпарителя на ТП, °С.

✓ Изчислена е осреднената температурна разлика на изход/вход на кондензатора на ТП  $\Delta t_{\kappa} = 4,25$ °C, осреднената отдадена топлинна мощност от кондензатора към конвектора  $\dot{Q}_{\kappa} = 3611$ W за времето на работа на ТП общо 18365min по формула (2.4) от методиката и отдадената топлинна енергия  $Q_k = 3978698$ kJ от формулата:

(2.39) 
$$Q_{\kappa} = \sum_{j=1}^{m} \int_{0}^{\tau_{j}} \dot{m}_{\text{BTO}} c_{p} (t_{\kappa}^{"} - t_{\kappa}^{'}) d\tau,$$

където в този случай:  $t'_{\kappa}$  и  $t''_{\kappa}$  - входяща и изходяща температури на водата през кондензатора, °С.

- ✓ Измерена е температурата в 300 1 буфер в края на периода t<sub>кр</sub> = 35,01 °C от датчик Т"<sub>3-кв</sub> и е изчислена натрупаната енергия в него за времето на изпитание Q<sub>зап</sub> = 2422kJ по формула (2.20) от режим 1.
- ✓ Графиките на температурите за периода на вход/изход на кондензатора на ТП са подобни на тези на вход/изход на конвектора поради близостта на датчиците – представяме на изхода (фиг.2.65):



Фиг.2.65. Температура на изхода на кондензатора на термопомпата.

- ✓ Изчислена е осреднената електрическа мощност на ТП за периодите ѝ на активност  $N_{\text{тп}} = 1262$ W.
- ✓ Пресметнат е коефициента на трансформация (КТ) на ТП за целия период на изпитанието - k<sub>т</sub> = 2,86 от формула (2.3) от методиката.
- ✓ Изчислен е коефициентът на енергийна ефективност на системата за целия период на изпитание η<sub>c4</sub> = 96,46% съгласно формула (2.10) от методиката.

✓ Построени са графиките на изменението на температурата на земята в дълбочина през периода на изпитанието на 10m (фиг.2.66), на 30m (фиг.2.67) и 50m (фиг.2.68):



Фиг. 2.66. Температурата на 10т дълбочина на вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.67 Температурата на 30т дълбочина на вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.68. Температурата на 50т дълбочина на вертикалния топлообменник.

✓ Наблюдаваното плавно понижение на средната температура на земята във ВТО през изследвания период е в граници 1,85 ÷1,25°С.

<u>Енергийна диаграма</u>: На (фиг.2.69) е представена диаграма на енергийните потоци между елементите на системата, работеща в този режим – <u>първи</u> експеримент:



Фиг. 2.69. Енергийна диаграма за режим 4 (първи експеримент).

## Анализ на грешката:

Получените резултати за преките и косвените стойности на измерваните величини и грешките при <u>първи експеримент</u> са представени в (табл.2.8) и (табл.2.9):

Табл. 2.8. Стойности и грешки на пряко измерваните величини при **режим 4** – <u>първи</u> експеримент.

парам.	<i>t</i> ′ <sub>вто</sub>	<i>t"</i> вто	<i>t′</i> кв	<i>t"</i> <sub>кв</sub>	tст	<i>t</i> <sub>вто10м</sub>	$\dot{m}_{ m bto}$	$\dot{m}_{_{ m KB}}$
дим.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kg/s	kg/s
ā	10,21	9,15	38,85	36,69	24,83	10,01	0,1881	0,18614
$\Delta \overline{S}$	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	-	-
$\Delta a$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	-	-

$t_{\alpha}$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	-	-
n	40285	40285	40285	40285	40285	40285	40285	40285
$k_{\alpha}$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-
ε, %	0,98%	1,1%	0,26%	0,27%	0,4%	1,5%	2,0%	2,0%
δ	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,0038	0,0037
а	10,21±	9,15±	38,85±	36,69±	24,83±	10,01±	0,1881±	0,18614
	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,0038	±0,0037

Табл. 2.9. Стойности и грешки на косвено	о измерваните вели	ччини при <b>режим 4</b> –	първи
експеримент.			

парам.	<b>N</b> <sub>кв</sub>	<b>N</b> <sub>вто</sub>	$oldsymbol{Q}_{ ext{bto}}$	<b>Q</b> <sub>K</sub>	$\dot{oldsymbol{Q}}_{ extsf{T}\Pi}$	k <sub>T</sub>	$oldsymbol{\eta}_{ ext{c4}}$
дим.	W	W	kJ	kJ	W	-	-
ā	57	240	2324058	3978698	1262	2,86	0,965
$\Delta \overline{S}$	0,67	1,67	-	-	-	-	-
$\Delta a$	2,19	3,9	1381	3103	13,4	0,006	0,005
$t_{\alpha}$	2,0	2,3	2,3	2,0	2,0	2,0	2,0
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
n	30	30	40285	40285	40285	40285	40285
k <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
ε, %	3,84%	1,65%	0,11%	0,078%	1,06%	0,34%	0,5%
δ	1,9	2,5	-	-	-	-	-
a	57±	240±	2324058 <u>+</u>	3978698±	1262±	2,86±	0,965±
	2,19	3,9	1381	3103	13,4	0,006	0,005

От двете таблици се вижда, че точността на всички измервани величини отговаря на изискванията на методиката (раздел 2.1).

Обратна релаксация на ВТО:

След работата на инсталацията в режим на отопление чрез ЗБТП в продължение на един месец бе направено наблюдение на възстановяването на температурите във ВТО (обратна релаксация) след отдаването на топлинна енергия от ТП. Записите на температурите по дълбочина на ВТО бяха извършени за период от 5 денонощия или 117h. На графика (2.70) са представени данните за температурите заедно с тази на ОС:



Фиг. 2.70. Температурите по дълбочина на вертикалния топлообменник и на околната среда.

На (фиг.2.71 ÷ 2.76) са показани изменението на температурите по отделните дълбочини на ВТО през 10m спрямо времето:



Фиг. 2.71. Изменението на температурата на 1т дълбочина във вертикалния



топлообменник.

Фиг. 2.72. Изменението на температурата на 10т дълбочина във вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.73. Изменението на температурата на 20т дълбочина във вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.74. Изменението на температурата на 30т дълбочина във вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.75. Изменението на температурата на 40т дълбочина във вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.76. Изменението на температурата на 50m дълбочина във вертикалния топлообменник.

От представените резултати се вижда, че отново имаме разпространение на топлината в земята съгласно логаритмична зависимост от (формула 1.6). Втори експеримент от **режим 4** - отопление чрез (ЗБТП):

<u>Условия на провеждане на изследването</u> - същите както при <u>първия</u> експеримент със следните промени:

- ▶ Период на провеждане 20.12.2014г.÷05.01.2015г.;
- > Продължителност  $\tau = 16$  денонощия или 23076min;
- Въздушно-воден конвектор на 1-ва степен с дебит на въздух 535m<sup>3</sup>/h, работи непрекъснато през целия период;
- Начална (не смутена) температура на земята 13,15°С измерена по отклика на ВТО в първите 10min от началото на циркулацията през 10s;
- ≻ Начална температура на водата в 300 1 буфер t<sub>нач</sub> = 22,74°С измерена по датчик Т"<sub>3-кв</sub>;
- ≻ Намалени зададени дебити през помпите П<sub>вто</sub> и П<sub>кв</sub>.
- Поради съвпадането на периода на изпитанието с ваканционен, в лабораторията липсваше допълнително отопление през деня и това позволява да се получат по-естествени резултати.

<u>Измервани величини</u>: - същите както при <u>първия експеримент</u> от **режим 4**. <u>Резултати</u>:

✓ Определени са масовите дебити на потоците през помпите П<sub>вто</sub> и П<sub>кв</sub> от линейните регресионни криви на зависимостта преброени импулси спрямо времето. Пресметнатите са масови дебити са: *m*<sub>BTO</sub> = 0,1665kg/s и  $\dot{m}_{\rm KB}$  = 0,1483kg/s. В този случай поради намаленото зададено налягане от управлението на помпата П<sub>вто</sub> през кръга на ВТО при спиране на ТП, когато достигне зададената максимална температура 43°Cна изхода на кондензатора, пресостатният вентил остава напълно затворен и нямаме дебит през ВТО. Това опростява изчисленията в сравнение с първи експеримент. Скоростта на флуида през кръга на ВТО е v = 0,264 m/s = 15,9 m/min при число на Рейнолдс  $Re = \frac{v.d}{v} = 6950$ , отново имаме турбулентно течение и закъснение от 11min при отчитане на температурната разлика между входа и изхода на ВТО. При всички изчисления пак са взети предвид осреднените термодинамични параметри на водата в разглежданите температурни интервали – плътност  $\rho$ , kg/m<sup>3</sup>; специфичен топлинен капацитет  $c_p$ , J/kgK и кинематичен вискозитет v, m<sup>2</sup>/s както при първи експеримент.

- Измерени са и са осреднени за дадения период моментните мощности на помпите П<sub>вто</sub> (когато работи) и П<sub>кв</sub> - съответно N<sub>вто</sub>= 189W и N<sub>кв</sub> = 32,5W съгласно формула (2.15) от методиката. Измерената осреднена мощност на двигателя на конвектора е N<sub>конв</sub> = 49,5W.
- ✓ Измерени са електрическите консумации (интегрални) на помпите П<sub>вто</sub> и П<sub>кв</sub> –  $Q_{Пвто}$ , kJ и  $Q_{Пкв}$ , kJ за периода на опита с отчитане на собствената консумация на всеки от ватметрите  $Q_{cob} = 693$ kJ - съответно  $Q_{Пвто} = 153997$ kJ и  $Q_{Пкв} = 45027$ kJ. Измерена е и консумацията на двигателя на конвектора е  $Q_{конв} = 68427$ kJ за времето  $\tau$ , s. Измерената консумация на TП за периода на изпитанието е  $Q_{тп} = 946326$ kJ като е взета предвид консумацията и на управляващата ѝ електроника от 12461kJ, т.е. това е чистата консумация на двигателя на консумация и от ватметрите съвпадат с изчислените от осреднените електрически мощности за периода на експеримента.
- ✓ Отчетени са общо за периода 243 цикъла на работа на ТП (съответно и помпа П<sub>вто</sub>) или средно по 95min/цикъл. Тази периодичност се отразява на всички получени графики от експерименталните

резултати. Общото време за работа на ТП през периода на изпитание е 13580min.

 ✓ Представени са графики на измерените температури на ОС (външна) и стайна в помещението на (фиг.2.77):



Фиг. 2.77. Стайната температура и на околната среда.

Видно е от рафиката, че в помещението е подържана стайна температура в тесни граници от  $21\pm2^{\circ}$ С въпреки сериозните колебания на външната температура на ОС и липса на допълнителни отопление.

✓ Представени са графиките температурите на вход/изход на конвектора (фиг. 2.78) и отдадената топлинна мощност *Q*<sub>кв</sub> от него в лабораторията (фиг.2.79). Средните стойности за периода на *Q*<sub>кв</sub> е 1916,4W при средна температурна разлика между входа и изхода на конвектора ΔT<sub>cp</sub> = 3,08°C.



Фиг. 2.78. Температурите на вход/изход на конвектора.



Фиг. 2.79. Отдадена топлинна мощност  $\dot{Q}_{\rm KB}$  от конвектора в помещението.

- ✓ Пресметната е отдадената от конвектора на помещението топлинна енергия за периода на изпитание  $\tau$ , s  $Q_{\kappa B}$  = 2593991kJ по формула (2.36) от режим 3.
- ✓ Представени са графиките на:
  - температури на входа и изхода на ВТО (фиг.2.80) и (фиг.2.81);



- температурната разлика между тях (фиг.2.82):

Фиг. 2.80. Температура на входа на вертикалния топлообменник



Фиг. 2.81. Температурата на изхода на вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.82. Температурна разлика Δt<sub>вто</sub>, °Смежду вход/изход на вертикалния топлообменник.

Осреднената температурна разлика за целия период на изпитанието е  $3,24^{\circ}$ С, а осреднената отведена топлинна мощност от ВТО е  $\dot{Q}_{BTO} = 2085$ W или 41,7W на линеен метър. На (фиг. 2.81) от линията на тренда се вижда, че изходната температура на флуида от ВТО намалява плавно с 1,8°C, което говори за топлинно обедняване на топлообменника.

- ✓ Изчислена е по формула (2.37) отведенаата топлинна енергия от ВТО и подадена към ТП  $Q_{\text{BTO}}$ = 1699761kJ или на линеен метър  $q_{\text{BTO}}$ = 33995 kJ/m.
- ✓ Представени са графиките на входа (фиг.2.83), на изхода (фиг.2.84) на изпарителя на ТП и температурната разлика между тях (фиг.2.85), които са с подобен характер като тези на вход/изход на ВТО:





Фиг. 2.83. Температура на входа на изпарителя на термопомпата.



Фиг. 2.84. Температура на изхода на изпарителя на термопомпата.

Фиг. 2.85. Температурна разлика между вход/изход на изпарителя на термопомпата.

От графика (2.83) се вижда пак понижението на температурата на флуида подаван на входа на изпарителя на ТП от изхода на ВТО. По-високите стойности на температурите на графиките се дължат на добавената топлинна енергия от помпа П<sub>вто</sub>, когато работи, и известни приходи от повисоката температура в лабораторията праз изолацията на тръбите.

- ✓ Пресметната е осреднената отдадена топлинна мощност от флуида на изпарителя на ТП  $\dot{Q}_{\mu} = 2146$ W, осреднената температурна разлика между входа и изхода му  $\Delta t_{\mu} = 3,57$ °C и отдадената топлинна енергия  $Q_{\mu} = 18549537$ kJ по формулата (2.38).
- ✓ Изчислена е осреднената температурна разлика на изход/вход на кондензатора на ТП  $\Delta t_{\kappa} = 4,74$ °C, осреднената отдадена топлинна мощност от кондензатора към конвектора  $\dot{Q}_{\kappa} = 3180$ W за времето на работа на ТП общо 13580min по формула (2.4) от методиката и отдадената топлинна енергия  $Q_{\kappa} = 2591064$ kJ от формула (2.39).
- ✓ Измерена е температурата в 300 1 буфер в края на периода  $t_{\rm kp}$  = 37,08°С от датчик Т"<sub>3-кв</sub> и е изчислена натрупаната енергия в него за времето на изпитание  $Q_{3an}$ = 17884kJ по формула (2.20) от **режим 1**.
- ✓ Графиките на температурите за периода на вход/изход на кондензатора на ТП са подобни на тези на вход/изход на конвектора поради близостта на датчиците – само тази на входа (фиг.2.86):



Фиг. 2.86. Температура на входа на кондензатора на термопомпата.

- ✓ Изчислена е осреднената електрическа мощност на ТП за периодите ѝ на активност (общо 13580 min)  $N_{\text{тп}} = 1187$ W.
- ✓ Пресметнат е коефициента на трансформация (КТ) на ТП за целия период на изпитанието - k<sub>т</sub> = 2,68 от формула (2.3) от методиката.
- ✓ Изчислен е коефициентът на енергийна ефективност на системата за целия период на изпитание η<sub>с4</sub> = 91,12% съгласно формула (2.10) от методиката.

✓ Построени са графиките на изменението на температурата на земята в дълбочина през периода на изпитанието на 10m (фиг.2.87), на 30m (фиг.2.88) и 50m (фиг.2.89):



Фиг. 2.87. Температурата на 10т дълбочина на вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.88. Температурата на 30т дълбочина на вертикалния топлообменник.



Фиг. 2.89. Температурата на 50т дълбочина на вертикалния топлообменник.

Отново се наблюдава плавно понижение на средната температура на земята във ВТО през изследвания период в граници 1,62÷1,78°С.

<u>Енергийна диаграма</u>: На (фиг.2.90) е представена диаграма на енергийните потоци между елементите на системата, работеща в този режим – <u>втори</u> експеримент:



Фиг. 2.90. Енергийна диаграма за режим 4 (експеримент 2).

Анализ на грешката:

Получените резултати за преките и косвените стойности на измерваните величини и грешките при <u>втори експеримент</u> са представени в (табл.2.10) и (табл.2.11):

пара	<i>t</i> ′ <sub>вто</sub>	<i>t"</i> <sub>вто</sub>	t' <sub>кв</sub>	<i>t"</i> кв	tст	<i>t</i> <sub>вто50м</sub>	$\dot{m{m}}_{ ext{btole}}$	$\dot{m{m}}_{ ext{ iny KB}}$
М.								
дим.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kg/s	kg/s
ā	6,76	8,30	39,98	36,90	21,08	7,23	0,1665	0,1483
$\Delta \overline{S}$	0,037	0,037	0,037	0,037	0,037	0,037	-	-

Табл. 2.10. Стойности и грешки на пряко измерваните величини при режим 4.

$\Delta a$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	-	-
t <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	-	-
n	22558	22558	22558	22558	22558	22558	22558	22558
$k_{\alpha}$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-
ε, %	1,4%	1,2%	0,25%	0,28%	0,47%	2,1%	2,0%	2,0%
δ	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,015	0,00333	0,00296
a	6,76	8,30	39,98	36,90	21,08	7,23	0,1665	0,148
	±0, 1	±0, 1	±0, 1	±0, 1	±0, 1	±0, 15	±0,0033	±0, 002

Табл. 2.11. Стойности и грешки на косвено измерваните величини при режим 4.

парам.	<b>N</b> <sub>кв</sub>	<b>N</b> <sub>вто</sub>	$oldsymbol{Q}_{ ext{bto}}$	<b>Q</b> <sub>кв</sub>	<b>Ν</b> <sub>тп</sub>	k <sub>T</sub>	$oldsymbol{\eta}_{ m c4}$
дим.	W	W	kJ	kJ	W	-	-
ā	32,5	189	1699761	2593991	1187	2,68	0,911
$\Delta \overline{S}$	0,52	1,28	-	-	-	-	-
$\Delta a$	1,09	2,67	2549	2334	13	0,006	0,004
$t_{\alpha}$	2,1	2,1	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
n	20	20	22558	22558	22558	22558	22558
k <sub>α</sub>	2,1	2,1	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
ε, %	3,35%	1,45%	0,15%	0,09%	1,1%	0,33%	0,44%
δ	1,3	2,0	-	-	-	-	-
а	32,5	189	1699761	2593991	1187	2,68	0,911
	±1,09	<u>+</u> 2,67	<u>+</u> 2549	±2334	<u>+13</u>	±0,006	±0,004

От двете таблици се вижда, че точността на всички измервани величини отговаря на изискванията на методиката (раздел 2.1).

## <u>Изводи</u>:

1. Графиките на развитието на температурата на вход/изход на ВТО имат периодичен характер следващ периодите на работа на ТП, осреднените температурни разлики са приблизително еднакви и за двата експеримента 3,29°С и 3,24°С съответно, а отведената топлинна мощност на линеен метър от ВТО е 42,2W/m и 41,7W/m. Стойностите на специфичната топлинна мощност отведена от ВТО са нормални за този тип почви от литературни

данни [120]. Забелязва се малко намаление на осреднената температурна разлика и специфичната топлинна мощност между първи и втори експеримент – обяснението е с известно изтощение (топлинно обедняване) на земята след първия експеримент. Това се потвърждава и от намалението температурата на изхода на ВТО, което за периода на втория експеримент е повече.

2. Данните за развитието на температурите по дълбочина на ВТО показват намаление на средната температура с почти същите стойности при първи и втори експеримент в диапазон 1,25÷1,85°С, но продължителността на втория е два пъти по-малка, т.е. отново се потвърждава топлинното изтощение на земята след първия експеримент. От тези данни се налага извода, че е необходимо ВТО да се зарежда с топлинна енергия от Слънцето през целия неотоплителен сезон за снижаване на топлинното обедняване.

3. Осреднените температурни разлики на вход/изход на изпарителя на ТП са почти еднакви и за двата експеримента – 3,58°С, което е на долна граница на препоръчвания диапазон за оптимална работа от 3°С до 10°С. Увеличаване на тази температурна разлика може да се постигне чрез намаляване дебита на флуида през контура на ВТО и ТП при други зададени параметри на П<sub>вто</sub>.

4. Коефициентите на трансформация на ТП при работа в този режим са 2,86 и 2,68 съответно за двата експеримента. Отново през втория експеримент ТП работи в по-неблагоприятен режим, поради по-ниската температура на входа на изпарителя, дължаща се на топлинното обедняване на ВТО след първия режим. Може да се направи извод, че при работа в този режим през целия отоплителен сезон и при по-големи отоплителни нужди е препоръчително да се използва гликолов разтвор вместо вода, с цел да се избегне блокиране работата на ТП при спад температурата на водата на изхода на изпарителя под 3°С (блокировка срещу обледеняване на топлообменника).

5. Топлинните загуби от 300 1 буфер са минимални за периода на изпитание поради сравнително високата поддържана температура в

134

лабораторията и малката температурна разлика с тази в резервоара. Останалите топлинни загуби са основно от фреоновия кръг на ТП. 6. Изчислените КЕЕ на системата и при двата експеримента - над 90% са предпоставка за ефективно отопление в режим със ЗБТП.

2.5.5. <u>Режим 5 - Отопление чрез слънчево базирана термопомпа (СБТП).</u> <u>Задача на режима</u>: - отопление на помещение чрез термопомпата като източник на топлина еенергия, натрупана от СК във водния акумулатор. <u>Осъществимост на режима</u>: - през преходните сезони за кратки периоди, когато температурата на водата в резервоарите е под 30±35°C, т.е. не може да се осъществи пряко слънчево отопление.

<u>Опростена схема на инсталацията</u> работеща в този режим е дадена на (фиг. 2.91):



Фиг. 2.91. Схема на работа в режим 5.

Условия на провеждане на изследването:

- ✓ Период на провеждане 07.11 ÷ 10.11. 2014г.;
- ✓ Продължителност  $\tau$  = 3 денонощия или 4360min;
- ✓ Работещи помпи:

- П<sub>2-3</sub> (между 2001 и 3001 водни резервоари), работи непрекъснато;
- П<sub>ск</sub> (помпата в слънчевия кръг), която се управлява от автоматиката на соларния термостат;
- П<sub>и</sub> (помпата между 3001 воден резервоар и изпарителя на термопомпата) работи непрекъснато когато е включена ТП;
- П<sub>кв</sub> (помпата между кондензатора на ТП и конвектора през 1501 буфер) работи непрекъснато;
- ✓ Допълнителен източник на енергия (ДИЕ) на 1-ва и 2-ра степен с мощности от 1и 2kW (включва се при необходимост, когато не е налична достатъчно слънчева радиация).
- ✓ Буфер 1501 воден резервоар;
- ✓ Количество на водата в съдовете, зареждани от СК: общо 500 1, разглеждат се като един воден резервоар без стратификация;
- ✓ Начална температура на водата в съдовете (200 1 + 300 1) 17,97°С измерена по датчик Т"<sub>3-и</sub>;
- ✓ Начална температура на водата в 1501 буфер 37,44°С измерена по датчик Т'<sub>б</sub>;
- ✓ Въздушно-воден конвектор на 3-та степен с дебит на въздух 735m³/h, работи непрекъснато през целия период;
- ✓ Термопомпа настройка на температурата на кондензаторния кръг от 35°С до 43°С, съответно минимална и максимална;
- Работен флуид в слънчевия кръг вода;
- ✓ Останалите параметри на СК както при режим 1;
- ✓ Интервал от време за запис на данните  $\Delta \tau = 1$  min.

# Измервани величини:

➤ Температури – вход/изход СК - t'<sub>ск</sub>, °С и t"<sub>ск</sub>, °С; вход/изход от 300 1 към 200 1 съд - t'<sub>3-2</sub>, °С и t"<sub>3-2</sub>, °С; вход/изход от 300 1 съд към изпарителя на ТП t'<sub>3-и</sub>, °С и t"<sub>3-и</sub>, °С; вход/изход на изпарителя на ТП t'<sub>и</sub>, °С и t"<sub>и</sub>, °С; вход/изход на кондензатора на ТП t'<sub>к</sub>, °С и t"<sub>к</sub>, °С; вход/изход на 150 1 буфер t'<sub>6</sub>, °С и t"<sub>6</sub>, °С; вход/изход конвектор t'<sub>кв</sub>, °С и t"<sub>кв</sub>, °С; температура на околната среда (външна) – t<sub>ос</sub>, °С; стайна температура в лабораторията – t<sub>ст</sub>, °С. Температурите, °С се измерват пряко от приборите TC800 на дисплея и на ПК в софтуера "Ploymonitor".

- Дебити на помпата от слънчевия кръг П<sub>ск</sub> ṁ<sub>ск</sub>, kg/s; помпата между 200 1 и 300 1 съдове П<sub>2-3</sub> - ṁ<sub>2-3</sub>, kg/s; П<sub>и</sub> помпата между 300 1 воден резервоар и изпарителя на термопомпата - ṁ<sub>и</sub>, kg/s; П<sub>кв</sub> помпата между кондензатора на ТП и конвектора през 150 1 буфер ṁ<sub>кв</sub>, kg/s.
- Интензитет на интегралната слънчева радиация  $I_{ck}$ , W/m<sup>2</sup>. От изхода на пиранометъра се измерва изходното напрежение  $U_{пир}$ , mV, след което се пресмята интензитета в $I_{ck}$ , W/m<sup>2</sup> като се има предвид константата на пиранометъра  $S = 12,55 \mu$ V/W/m<sup>2</sup>.
- ➤ Електрическа мощност моментна на помпи П<sub>ск</sub> N<sub>ск</sub>, W, П<sub>2-3</sub> N<sub>2-3</sub>, W, П<sub>и</sub> N<sub>и</sub>, W, П<sub>кв</sub> N<sub>кв</sub>, W, на термопомпата N<sub>тп</sub>, W, на допълнителния източник на енергия (ДИЕ) N<sub>дие</sub>, W и на конвектора N<sub>конв</sub>, W от дисплея на прибор EL-EPM02FHQ в W (без логиране на ПК).
- Електрическа консумация натрупана за периода на изпитанието на помпи П<sub>ск</sub> -  $Q_{\Pi c \kappa}$ , kJ,  $\Pi_{2-3}$  -  $Q_{\Pi 2-3}$ , kJ,  $\Pi_{\mu}$  -  $Q_{\Pi_{\mu}}$ , kJ,  $\Pi_{\kappa B}$  -  $Q_{\Pi_{\kappa B}}$ , kJ, на термопомпата -  $Q_{\tau \Pi}$ , kJ, на ДИЕ -  $Q_{дие}$ , kJ и на конвектора -  $Q_{\kappa 0 H B}$ , kJ от дисплея на прибор EL-EPM02FHQ в kWh (без логиране на ПК). От стойността се изважда собствената консумация на прибора за периода  $Q_{co6}$ , kJ =  $N_{co6}$ , W ×  $\tau$ , s.

Непосредствено преди измерванията измервателните уреди са проверени, настроени и тарирани, с цел получаване на максимално достоверни резултати.

### <u>Резултати</u>:

При предварителните опити за работа на инсталацията в този режим бе отчетено бързо изчерпване на топлинната енергия (натрупана във водните акумулатори, общо 500 l) от ТП когато не е наличен достатъчен приток на енергия от СК. Изчерпването на енергията от акумулаторите довежда до все по-ниска температура на входящия флуид в изпарителя и блокиране работата на ТП, поради опасност от обледеняване на топлообменника му. Настройката на ТП за защита на изпарителя от замръзване е при достигане на 3°С температура на водата на изхода му. Това е показано на (фиг.2.92) :



Фиг. 2.92. Температура на водата на изхода на изпарителя на термопомпата при предварителен опит от **режим 5**.

От графиката се вижда, че за около 10 часа се изчерпва топлинната енергия от акумулаторите с начална температура 30°С и се достига температура 3°С на изхода на изпарителя – ТП се изключва аварийно. Така ТП не може да работи денонощно, защото притокът на толина от СК е само през деня. От тези факти се налага да се използва допълнителен източник на енергия (ДИЕ) в изпарителния кръг на ТП, за да се имитира натурен експеримент. Използван е електрическия нагревател на 200 1 резервоар с термостатно управление.

✓ Определени са масовите дебити на флуида (водата)през помпите П<sub>ск</sub>, П<sub>2-3</sub>, П<sub>и</sub> и П<sub>кв</sub> - ṁ<sub>ск</sub>, kg/s, ṁ<sub>2-3</sub>, kg/s, ṁ<sub>и</sub>, kg/s и ṁ<sub>кв</sub>, kg/s като се има предвид активността на помпата на слънчевия кръг от линейните регресионни криви на зависимостта преброени импулси – време, min.

Пресметнатите масови дебити са:  $\dot{m}_{c\kappa} = 0,07213$ kg/s,  $\dot{m}_{2-3} = 0,1841$ kg/s,  $\dot{m}_{\mu} = 0,0862$ kg/s и  $\dot{m}_{\kappa B} = 0,2105$ kg/s. При всички изчисления са взети предвид осреднените термодинамични параметри на водата в разглежданите температурни интервали – плътност  $\rho$ , kg/m<sup>3</sup>; специфичен топлинен капацитет  $c_p$ , J/kgK и кинематичен вискозитет v, m<sup>2</sup>/s както при **режим 1.** 

✓ Представени са графики на:

- интензитета на слънчевата радиация *I*<sub>ск</sub>, W/m<sup>2</sup>, попаднала върху СК за периода на изпитание (реален) (фиг.2.93);

- интензитета на слънчевата радиация с отчитане на периодите на включване на помпата в кръга на СК П<sub>ск</sub> (фиг.2.94);



Фиг. 2.93. Интензитет на слънчевата радиация върху слънчевия колектор – реална.



Фиг. 2.94. Интензитет на слънчевата радиация върху слънчевия колектор с отчитане на периода на включване на помпата в кръга.

От графиките се вижда, че само през първия ден от изпитанието е налична достатъчна слънчева радиация за захранването на ТП – след това е включен ДИЕ.

✓ Изчислено е спечеленото количество топлина от СК за периода на изпитанието τ, s: Q<sub>ск</sub> = 21778kJ, използвайки формула (2.2) от методиката.

- ✓ Пресметнат е КЕЕ на СК, осреднен за периода на опита η<sub>ск</sub> = 39,7% съгласно формула (2.1) от методиката.
- ✓ Измерени са и са осреднени за дадения период моментните мощности на помпите П<sub>ск</sub>, П<sub>2-3</sub>, П<sub>и</sub> иП<sub>кв</sub> те са съответно N<sub>ck</sub>= 33 W, N<sub>2-3</sub> = 38 W, N<sub>µ</sub> = 41 W и N<sub>кв</sub>= 70 W съгласно формула (2.15) от методиката. Измерената осреднена мощност на двигателя на конвектора е N<sub>конв</sub> = 68 W.
- ✓ Измерени са електрическите консумации (интегрални) на помпите П<sub>ск</sub>, П<sub>2-3</sub>, П<sub>и</sub> и П<sub>кв</sub> –  $Q_{Пск}$ , kJ,  $Q_{П2-3}$ , kJ,  $Q_{Пи}$ , kJ и  $Q_{Пкв}$ , kJ за периода на опита с отчитане на собствената консумация на всеки от ватметрите  $Q_{co6} = 131$  kJ - съответно  $Q_{Пск} = 790$  kJ,  $Q_{П2-3} = 9941$  kJ,  $Q_{Пи} = 7643$ kJ и  $Q_{Пкв} = 18312$  kJ. Измерена е и консумацията на двигателя на конвектора е  $Q_{конв} = 17789$  kJ за времето  $\tau$ , s. Измерената консумация на ТП за периода на изпитанието е  $Q_{тп} = 131908$  kJ като е взета предвид и консумацията на управляващата ѝ електроника от 2355kJ, т.е. това е чистата консумация на двигателя на компресора. Измерените интегрални електрически консумации от ватметрите съвпадат с изчислените от осреднените електрически мощности за периода на експеримента.
- ✓ Измерена е електрическата консумация на нагревателя на допълнителния източник на енергия Q<sub>дие</sub> = 273 520 kJ за периодите на включването му (управлява се от термостат към 200 l воден съд, зададена е температура от 23 ÷ 27°С).
- ✓ Отчетени са общо за периода 103 цикъла на работа на ТП (съответно и помпа П<sub>и</sub>) или средно по 42 min/цикъл. Тази периодичност е отразена на всички получени графики от експерименталните резултати. Общото време за работа на ТП през периода на изпитание е 1829 min.
- ✓ Представени са графики на измерените температури на ОС (външна) и стайна в помещението на (фиг.2.95):



Фиг. 2.95. Стайната температура и на околната среда.

Поддържаната средна температура в лабораторията е 25,8°С.

✓ Представени са графиките температурите на вход/изход на конвектора (фиг.2.96) и отдадената топлинна мощност Q<sub>кв</sub> от него в лабораторията (фиг.2.97). Средните стойности за периода на Q<sub>кв</sub> е 1776 W при средна температурна разлика между входа и изхода на конвектора ΔT<sub>cp</sub> = 2,01°C.





Фиг. 2.96. Температурите на вход/изход на конвектора.

Фиг. 2.97. Отдадена топлинна мощност  $\dot{Q}_{\rm KB}$  от конвектора в помещението.

- ✓ Пресметната е отдадената на помещението топлинна енергия за периода на изпитание  $\tau$ , s  $Q_{\rm KB}$  = 444 621 kJ по формула (2.36) от режим 3.
- ✓ Представени са графиките на вход/изход (фиг.2.98) на изпарителя на ТП и температурната разлика между тях (фиг.2.99):



Фиг. 2.98. Температура на вход/изход на изпарителя на термопомпата.



Фиг. 2.99. Температурна разлика  $\Delta t_{\mu}$ , °Смежду вход/изход на изпарителя на термопомпата.

✓ Пресметната е осреднената отдадена топлинна мощност от флуида на изпарителя на ТП  $\dot{Q}_{\mu} = 2$  690 W, осреднената температурна разлика между входа и изхода му  $\Delta t_{\mu} = 7,56$  °C и отдадената топлинна енергия  $Q_{\mu} = 295249$  kJ по формула (2.38) от **режим 4**.  ✓ Представени са графиките на входа (фиг.2.100) и изхода (фиг.2.101) на кондензатора на ТП, които са близки по характер до тези конвектора:



Фиг. 2.100. Температура на входа на кондензатора на термопомпата.



Фиг. 2.101. Температура на изхода на кондензатора на термопомпата.

- ✓ Изчислена е осреднената температурна разлика на изход/вход на кондензатора на ТП  $\Delta t_{\rm K} = 4,45$ °C, осреднената отдадена топлинна мощност от кондензатора към конвектора и буфера  $\dot{Q}_{\rm K} = 3$  925 W за времето на работа на ТП общо 1829 min по формула (2.4) от методиката и отдадената топлинна енергия от кондензатора  $Q_k = 430$ 665 kJ от формула (2.39) от **режим 4.**
- ✓ Измерена е температурата в 150 1 буфер в края на периода  $t_{\rm kp}$  = 38,24 °C от датчик Т"<sub>6</sub> и е изчислена натрупаната енергия в него за времето на изпитание  $Q_{3an}$ = 501 kJ по формула (2.20) от **режим 1**.

- ✓ Измерена е температурата във водните акумулатори (200 1 + 300 1) в края на периода t<sub>кр</sub> = 20,91°С от датчик Т"<sub>3-и</sub> и е изчислена натрупаната енергия в тях за времето на изпитание Q<sub>зап</sub>= 6169 kJ пак по формула (2.20) от режим 1.
- ✓ Изчислена е осреднената електрическа мощност на ТП за периодите ѝ на активност  $N_{\text{тп}} = 1202$ W.
- ✓ Пресметнат е коефициента на трансформация (КТ) на ТП за целия период на изпитанието - k<sub>т</sub>= 3,26 от формула (2.3) от методиката.
- ✓ Изчислен е коефициентът на енергийна ефективност на системата (КЕЕ) за целия период на изпитание η<sub>c5</sub> = 97,95% съгласно формула (2.11) от методиката.

<u>Енергийна диаграма</u>: На (фиг.2.102) е представена диаграма на енергийните потоци между елементите на системата, работеща в този режим:



Фиг. 2.102. Енергийна диаграма за режим 5.
## Анализ на решката:

Получените резултати за преките и косвените стойности на измерваните величини и грешките са представени в (табл.2.12) и (табл.2.13):

парам.	<i>t"</i> кв	<i>t</i> ′′ <sub>к</sub>	<i>t</i> ′ <sub>и</sub>	<i>t</i> ″и	tст	<b>U</b> <sub>пир</sub>	$\dot{m}_{ m M}$	$\dot{m}_{ ext{ iny KB}}$
дим.	°C	°C	°C	°C	°C	mV	kg/s	kg/s
ā	37,0	38,8	22,4	18,9	25,8	4,635	0,0862	0,2105
$\Delta \overline{S}$	0,037	0,037	0,037	0,037	0,037	0,001	-	-
$\Delta a$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,002	-	-
$t_{\alpha}$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	-	-
n	4174	4174	4174	4174	4174	4174	4174	4174
k <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	-	-
ε, %	0,27%	0,25%	0,44%	0,54%	0,39%	0,04%	2,0%	2,0%
δ	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0.001	0,017	0,0363
a	37,0 <u>+</u>	38,8 <u>+</u>	22,4 ±	18,9 ±	25,8±	4,635 <u>+</u>	0,0862±	0,2105±
	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,002	0,017	0,0363

Табл. 2.12. Стойности и грешки на пряко измерваните величини при режим 5.

Табл. 2.13. Стойности и грешки на косвено измерваните величини при режим 5.

парам.	<b>N</b> <sub>кв</sub>	<b>N</b> <sub>И</sub>	<b>N</b> <sub>тп</sub>	$oldsymbol{Q}_{ ext{KB}}$	<b>Q</b> и	k <sub>T</sub>	$\eta_{ m c5}$
дим.	W	W	W	kJ	kJ	-	-
ā	70	41	1202	444621	295249	3,26	0,9795
$\Delta \overline{S}$	0,8	0,55	-	-	-	-	-
$\Delta a$	2,1	1,7	15	400	236	0,005	0,003
$t_{\alpha}$	2,0	2,3	2,3	2,0	2,0	2,0	2,0
α	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
n	10	10	4174	4174	4174	4174	4174
k <sub>α</sub>	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
ε, %	3.1\$	4,0%	1,2%	0,09%	0,08%	0,03%	0,04%
δ	2,1	1,4	-	-	-	-	-
а	70±	41±	$1202\pm$	444621 ±	295349±	3,26±	0,9795±
	2.1	1,7	15	400	236	0,005	0,003

От двете таблици се вижда, че точността на всички измервани величини отговаря на изискванията на методиката (раздел 2.1).

## <u>Изводи</u>:

1. От представените резултати се вижда, че при този режим на работа на системата се поддържа стайна температура с най-малки отклонения от  $\pm 1^{\circ}$ С, което се дължи на управлението на изходната температура на кондензатора на ТП.

2. ТП при този режим работи с най-висок осреднен KT = 3,26 за периода на изпитание в сравнение с **режим 4**. Тези благоприятни условия на работа на ТП се обясняват с поддържаната през периода средна температурна разлика на вход/изход на изпарителя от 7,56°C, която е в средата на препоръчвания за ТП диапазон от 3°C до 10°C.

3. Топлинните загуби от водния 300 1 акумулатор и от 150 1 буфер са минимални, поради високата поддържана температура в помещението и малката температурна разлика с тази в резервоарите.

4. Изчисления КЕЕ на системата, работеща в този режим, е изключително висок, което е предпоставка за ефективно отопление.

5. Може да се направи извод от резултатите от изследването на този режим, че той е приложим за кратки периоди от денонощието (вечер и през нощта) през преходните сезони с малки отоплителни нужди, когато през деня е налична достатъчна слънчева радиация, за да зареди водния акумулатор. При бързо изчерпване на запасената топлинна енергия е възможно да се ползва за кратко ДИЕ (ел. нагревател) само през нощта на ниска тарифа на електроенергията. Като препоръка при бъдещо автоматизиране управлението на системата този режим може да се използва краткотрайно (за няколко часа) като допълнение към другите режими, с цел повишаване общата ефективност при отопление.

## <u>III Глава</u>. ЧИСЛЕНО СИМУЛИРАНЕ НА ХИБРИДНА СИСТЕМА СЪС ЗЕМНО БАЗИРАНА ТЕРМОПОМПА И СЛЪНЧЕВИ КОЛЕКТОРИ

В тази глава са представени резултатите от проведените числени симулации на хибридната система ЗБТП – СК при работа в различни режими. Основно са разгледани симулациите свързани с ВТО като нов и най-важен елемент от инсталацията, това са **режим 2** – зареждане на ВТО с енергия от СК и **режим 4** – отопление със ЗБТП (разреждане на ВТО). Заложените параметри са данните, получени от експериментите по изпитание на систематаи от ОТХ на земята около ВТО, проведени са симулации с продължителност до 25 години за оценка на поведението, температурите на флуида във ВТО и на земята около него. Получените графики и данни са сравнени с тези от експериментите, направени са съответните изводи.

За провеждане на числените симулации бе използван комерсиален софтуер EED (Earth Energy Designer) [71], закупен преди от научен колектив при ТУ-София, филиал Пловдив. Обзор на тази програма с широки възможности бе направен в глава I от настоящия труд. С тази програма при точно въвеждане на параметрите на ВТО и дебита се симулират средната, максималната и минимална температури на флуида, циркулиращ през него, за период до 25 години при зададени по месеци топлинни натоварвания за отопление и охлаждане. Товарът може да се задава както пряко на ВТО, така и на консуматора чрез въвеждане КТ на ТП. Може да се задава положителен товар на ВТО (отдаване на топлинна енергия от него при отопление чрез ТП) и отрицателен (инжектиране на топлина при охлаждане с ТП или пряко от друг източник – например СК). Проведени са числени симулации и на двата режима, свързани с ВТО - **режим 2** и **режим 4**:

#### 3.1. Симулации на режим 2 – зареждане на ВТО с топлинна енергия

Въведените параметри са на топлинните характеристики на земята около единичния ВТО, определени от провеждане на ОТХ описано в глава

II, както и геометрията му и дебита на флуида през него. Част от данните са взети от библиотеката на програмата – характеристики на замазката, тръбите и други.

## Изходни данни:

<u>Земя</u>:

 $1,650 \text{ W/(m \cdot K)};$ Топлопроводност на земята -2,400 MJ/( $m^3 \cdot K$ ); Специфичен топлинен капацитет на земята -Средна температура на повърхността на земята - 14,30°С;  $0,070 \text{ W/m}^2$ . Геотермален топлинен поток -Сондаж и ВТО: Дълбочина на геотермалната сонда -50,0 m; Тип сонда (ВТО) -SINGLE-U (единична); Диаметър на сондажа 165,1 mm; Външен диаметър на U-образната тръба -32,0 mm; Дебелина на стената на U-образната тръба -2,0 mm;  $0,420 \text{ W/(m \cdot K)};$ Топлопроводност на U-образната тръба -Разстояние между центровете на U-образните рамена – 57,0 mm; Топлопроводност на замазката (цимент) - $1,60 \text{ W/(m \cdot K)}.$ Термични съпротивления (изчислява се термичнотосъпротивление на сондажа);

Брой опорни точки за изчислението -

<u>Топлоносител</u> (отчетен е вътрешният топлообмен между тръбите, водещи нагоре и надолу):

10:

Вид топлоносител -	вода;
Топлопроводност -	0,600W/(m·K);
Специфичен топлинен капацитет -	4182.0 J/(Kg·K);
Плътност -	998,30Kg/m <sup>3</sup> ;
Вискозитет -	0,001003 Kg/(m·s);
Точка на замръзване -	0,0 °C;
Дебит на циркулиращата среда -	0,165 l/s.

<u>Симулация за един месец – режим 2</u>:

След основните данни бе въведен отрицателен товар за един месец (октомври) от 407 kWh съответстващ на експерименталните резултати от

едномесечното зареждане на ВТО в режим 2 (фиг.3.1) и зададен период на симулация от една година започваща от 9-я месец, т. е. симулира се този режим от един месец.



Фиг. 3.1. Схема на приложения товар при симулация на зареждане от един месец..

На (фиг.3.2) е дадено изменението на средната температура на флуида, получена при тази симулация.



Фиг. 3.2. Средна температура на флуида при симулация за 1 година на режим 2.

Получената от симулацията стойност на средната температура на флуида в края на зареждането е 20,28 °C, а специфичната инжектирана мощност за месеца е 11,25W/m – много близка до експериментално измерената 11,75

W/m. От графиката се вижда и релаксацията на температурата след зареждането. От експерименталните данни за **режим 2** се получава, че температурата в края на едномесечното зареждане е 20,47°C - много близка до получената от симулациите.

Сходството на данните от симулацията с тези от реалния експеримент показват, че моделът с така избраните изходни параметри е адекватен и може да се използва за симулации на дълги периоди на работа.

#### Симулация на режим 2 за период от 10 и 25 години:

Въведен бе отрицателен товар (зареждане на ВТО) от равни стойности 407kWh за 5 месеца от годината – от май до септември (общо 2035kWh товар) и е симулирано само зареждане на ВТО ежегодно за 10 години. На (фиг.3.3) е представена схема на приложения в симулацията топлинен товар по месеци, а на (фиг.3.4), (фиг.3.5) и (фиг.3.6) резултатите за средната температура на флуида през ВТО, максималната и минималната на 10-та година:



Фиг. 3.3. Схема на приложения товар при симулация на зареждане.

Забелязва се плавно повишение на максималната и минимална температури на флуида с всяка година, въпреки естествената релаксация на земята около ВТО, когато спре зареждането.



Фиг. 3.4. Средна температура на флуида на 10-та година от симулацията.



Фиг. 3.5. Годишна максимална температура на флуида през ВТО за 10 години.



Фиг. 3.6. Годишна минимална температура на флуида за 10 години.

На (фиг.3.7), (фиг.3.8) и (фиг.3.9) са дадени графиките от числените симулации за период от 25 години при същата схема на зареждане на ВТО с енергия от СК през неотоплителния сезон:



Фиг. 3.7. Средна температура на флуида на 25-та година от симулацията.



Фиг. 3.8. Годишна максимална температура на флуида през ВТО за 25 години.



Фиг. 3.9. Годишна минимална температура на флуида за 25 години.

## <u>3.2. Симулации на режим 4 – отопление със ЗБТП (разреждане на ВТО)</u>

Въведените изходни данни за този режим са същите като по-горе с изключение на дебита на флуида през ВТО – стойността е взета от експеримента, а също и средната температура на повърхността на земята: Дебит на циркулиращата среда през ВТО - 0,1883 l/s Средна температура на повърхността на земята - 14,01°C

## Симулация за един месец – режим 4:

Въведен бе положителен топлинен товар пряко на ВТО за месец ноември от 646 kWh, съответстващ на отведената енергия от земята и подадена към изпарителя на ТП при едномесечното изпитание в **режим 4** (първи експеримент) и е направена симулация за една година започваща от октомври, т. е. симулира се работата в този режим. На (фиг.3.10) е представена средната температура на флуида през ВТО получена при тази симулация. Минималната средна температура достига 6,25 °C. От опитните данни за режим 4 – първи експеримент се получава, че средната температура на флуида в края на опита е 6,41°C - много близка до тази от симулацията. Отново имаме адекватност на резултатите от числените симулации с тези от експериментите и следователно може да ги прилагаме за по-дълги периоди от време – до 25 години.



Фиг. 3.10. Средна температура на флуида при симулация за 1 година на режим 4.

## Симулация на режим 4 за период от 10 и 25 години:

В следващата симулация въвеждаме общ топлинен товар пряко на ВТО от 5 месечни по 646 kWh или общо 3230 kWh като симулираме пълен отоплителен сезон (от октомври до април) по месечна отоплителна схема разпределена от програмата (фиг.3.11):



Фиг. 3.11. Схема на приложения товар по месеци при симулация на отопление.



Фиг. 3.12. Средна температура на флуида на 10-та година от симулацията.

На (фиг.3.12), (фиг.3.13) и (фиг.3.14) са дадени графики на симулация за 10 години съответно на средната температура на флуида през ВТО и подаван на изпарителя на ТП, както и минималната и максималната му температури.



Фиг. 3.13. Годишна минимална температура на флуида за 10 години.



Фиг. 3.14. Годишна максимална температура на флуида през ВТО за 10 години.

Аналогично на (фиг.3.15), (фиг.3.16) и (фиг.3.17) са дадени графики на симулация за 25 години съответно на средната температура на флуида през ВТО и подаван на изпарителя на ТП, а също минималната и максималната му температури.



Фиг. 3.15. Средна температура на флуида на 25-та година от симулацията.



Фиг. 3.16. Годишна минимална температура на флуида за 25 години.



Фиг. 3.17. Годишна максимална температура на флуида през ВТО за 25 години.

От графиките се вижда същественото прогресивно намаление на температурата на флуида през ВТО с годините, което се отразява пряко върху КТ на ТП и КЕЕ на отоплителната система. Причината за това е топлинното обедняване на земята около ВТО, което е свързано с температурата на флуида чрез сложен процес на топлообмен.

# **3.3.** Симулации на комбиниран режим – отопление със ЗБТП (разреждане на ВТО) и зареждането му с енергия от СК през неотоплителния сезон

За преодоляване на гореизложения проблем се налага зареждане с топлинна енергия на ВТО през неотоплителния сезон от СК. За целта при симулациите за 25 години освен положителния товар от общо 3230 kWh, приложен за отопление по месеци е приложен и отрицателен товар (зареждане на ВТО) отново от 2035 kWh за 5 месеца (от май до септември, когато не се отоплява с ТП). Стойностите на товарите са същите, като при горните симулации и са взети от експериментите при **режим 2** и **режим 4**. Схемата за прилагане на товарите по месеци е дадена на (фиг.3.18) (отоплителната схема е същата както при предната симулация):



Фиг. 3.18. Схема на приложения товар по месеци при симулация на комбиниране на отопление със зареждане с топлинна енергия от слънчевия колектор.

На (фиг.3.19), (фиг.3.20) и (фиг.3.21) са показани съответно средната, минималната и максималната температури на флуида, циркулиращ през ВТО, за период от 25 години:



Фиг. 3.19. Средна температура на флуида на 25-та година от симулацията.



Фиг. 3.20. Годишна минимална температура на флуида за 25 години.



Фиг. 3.21. Годишна максимална температура на флуида през ВТО за 25 години.

От графиките се вижда значително повишение на максималната температура на флуида през летния сезон, поради енергийното зареждане, освен това се забелязва по-плавно намаление на минималната температура и нейното почти стабилизиране с времето при по-високи стойности. Същото се наблюдава и за максималната температура, която почти не се изменя като стойност. Тези стойности за температурите на флуида през ВТО гарантират подобър и по-постоянен коефициент на трансформация при работа на термопомпата (ТП), избягва се опасността от обледеняване на топлообменника на изпарителя и блокиране на ТП.

#### <u>ИЗВОДИ ОТ ГЛАВА III-та:</u>

Проведени са числени симулации чрез използването на софтуера EED (Earth Energy Designer) на поведението на системата при два режима от работата ѝ, свързани с единичния вертикален топлообменник (BTO), като се изчислява температурата на циркулиращия през него топлоносител (флуид). Резултатите от симулациите на реалните едномесечни експерименти в **режим 2** и **режим 4** показват много добро съвпадение с опитните, което показва адекватност на модела с прецизно подбраните изходни параметри. Следователно може да се използва програмата за надеждни симулации на работата в тези два режима напред за период до 25 години.

Резултатите от симулиране на отопление със ЗБТП доказват топлинното обедняване на земята около ВТО с времето при прилагане на небалансиран товар – преобладаващо разреждане (отоплителни нужди). Ето защо е симулирана предложена комбинирана схема, при която се прилага зареждане на ВТО с топлина от СК през неотоплителния сезон и разреждането му чрез отопление със ЗБТП като добра стратегия за преодоляване топлинното обедняване на земята. Това води и до дългосрочно повишаване коефициената на енергийна ефективност (КЕЕ) на отоплителната система.

## <u>IV Глава</u>. ИКОНОМИЧЕСКИ АНАЛИЗ НА ХИБРИДНА СИСТЕМА СЪС ЗЕМНО БАЗИРАНА ТЕРМОПОМПА И СЛЪНЧЕВИ КОЛЕКТОРИ

В тази глава е представен кратък икономически анализ на ефективността на изследваната хибридна система за отопление със земно базирана термопомпа (ЗБТП) и слънчеви колектори (СК) при различните режими на работа. От изследваните пет режима на работа с най-голяма продължителност и приложение е режимът, свързан с основния обект и новост в системата – вертикалния топлообменник (ВТО), като при него се доставя топлина на крайния потребител. Ще направим икономически анализ на ефективността на системата само при работа в **режим 4** отопление чрез ЗБТП за период от един месец и една година.

## Изчисления за режим 4 – отопление със ЗБТП:

Пресмятаме стойността на 1kWh топлинна енергия  $\overline{S_{\text{те}}}$  предоставена на топлинния консуматор (отопляваното помещение) от ТП чрез въздушния конвектор по следната формула [5]:

(4.1) 
$$\overline{S_{\text{Te}}} = \frac{s_{\text{Te}}^{\text{rog}}}{Q_{\text{отп}}^{\text{rog}}} , \text{лв/ kWh},$$

където  $Q_{\text{отп}}^{\text{год}}$ , kWh/год е отпуснатата топлинна енергия за външни консуматори ( в случая отопляваното помещение).

Структурата на годишните разходи на енергийното производство  $S_{\text{те}}^{\text{год}}$ се определят по следния начин:

(4.2) 
$$S_{\text{Te}}^{\text{rod}} = s_{\text{en}}^{\text{rod}} + s_{\text{am}}^{\text{rod}} + s_{\text{an}}^{\text{rod}} + s_{\text{dp}}^{\text{rod}}$$
, *mb/* rod

където:

 $S_{en}^{rod}$ са разходите за електрическа енергия, лв/год;  $S_{am}^{rod}$  – амортизационните отчисления, лв/год;  $S_{3an}^{rod}$  - разходи за работни заплати, лв/год;

 $s_{\rm dp}^{\rm год}$  - други разходи (за текущи ремонти, материали и консумативи, разходи по охрана на труда и др.), лв/год.

Определянето на отделните годишни (месечни) разходи става за този режим по следните изрази:

(4.4) 
$$S_{aM}^{\Gamma O \mathcal{A}} = \frac{\kappa_{T\Pi}}{z_{aM}} + \frac{\kappa_{BTO}}{z_{BTO}}$$
, ЛВ/ГОД,

(4.5) 
$$S_{3a\pi}^{\Gamma O \mathcal{A}} = \overline{S_{3a\pi}} \cdot \Pi_{\mu H C}$$
,  $\pi B/\Gamma O \mathcal{A}$ ;

(4.6) 
$$s_{\text{др}}^{\text{год}} = 0,2(s_{a}^{\text{год}} + s_{3a\pi}^{\text{год}}), \text{ лв/год},$$

където:

 $N_{en}^{rod}$  — консумираната годишно (месечно) електрическа енергия от инсталацията в съответния режим, kWh/год;

 $\overline{s_{en}}$  - стойност на 1kWh електроенергия (осреднена за битови нужди по дневна и нощна тарифи), лв/kWh;

к<sub>тп</sub> – стойност на ТП (включително стойността на конвектора, циркулационните помпи, тръбите и крановете към тях, буферния съд и монтажа), лв;

к<sub>вто</sub> – стойност на изграждането на ВТО (сондиране, тръби и замазка), лв;

*z*<sub>ам</sub> – срок на амортизация на системата, год;

 $z_{\rm вто}$  - срок за амортизация на ВТО (значително по-дълъг от този на системата), год.

 $\overline{s_{3a\pi}}$  – средногодишната заплата на един работник, лв;

П<sub>инс</sub> – численост на поддържащия персонал.

С помощта на горните формули (4.1)÷(4.6) е пресметната стойността на 1kWh топлинна енергия, предоставена на топлинния консуматор (отопляваното помещение) от ТП чрез въздушния конвектор.

Началните условия за този режим са следните:

 $\kappa_{\text{тп}} = 6000 \text{ лв}; \ z_{\text{ам}} = 15 \text{ год}; \ \kappa_{\text{вто}} = 5000 \text{ лв} (100 \text{ лв на линеен метър}); \ z_{\text{вто}} = 50 \text{ год}; \ \overline{s_{3an}} = 7200 \text{ лв};$ 

 $\overline{s_{en}} = 0,17617$  лв/kWh осреднена за денонощие за битови нужди (16 часа дневна + 8 часа нощна тарифи);

П<sub>инс</sub>= 0,05 (един работник може да обслужва няколко инсталации).

 $N_{e\pi}^{rod} = Q_{\Pi \kappa} + Q_{\Pi BTO} + Q_{T\Pi} + Q_{\kappa OHB}$ , kWh/год, т. е. сбор от електрическите консумации на 2-те помпи, термопомпата с нейната автоматика и двигателя на въздушния конвектор  $Q_{\kappa OHB}$ .

 $N_{en}^{rod}$  = 2850 kWh/год (за единия месец на изпитанието общата електрическа консумация е 570kWh и приемаме, че в този режим системата работи 5 месеца през годината от ноември до март).

След пресмятането получаваме следните резултати:

 $s_{e\pi}^{rod} = 502,08$ лв/год;  $s_{am}^{rod} = 500$ лв/год;  $s_{aa\pi}^{rod} = 360$  лв/год;  $s_{dp}^{rod} = 172$ лв/год;

 $Q_{\text{отп}}^{\text{год}} = 5650 \text{ kWh/год}$  (или 1130 kWh за месеца на изпитанието);

 $s_{\text{те}}^{\text{год}} = 1930,59$  лв/год; или  $\overline{s_{\text{те}}} = 0,272$  лв/kWh за режим 4.

Полученият резултат е при използване на системата само през отоплителния сезон (от ноември до март) и равни топлинни товари за тези месеци.

## <u>ИЗВОДИ ОТ ГЛАВА IV-та:</u>

Направен е кратък икономически анализ на ефективността на хибридна система за отопление със ЗБТП и слънчеви колектори, работеща в режим на отопление чрез ТП, като източник на топлина е натрупаната във ВТО енергия през неотоплителния сезон. Пресметнати е стойността на единица топлинна енергия предоставена на консуматора (отопляваното помещение) – 0,272 лв/kWh. Може да се направи извода, че инсталацията предоставя ефективно отопление на помещението, въпреки големите начални разходи по изграждането ѝ – специално ВТО, който обаче е с много дълъг срок на експлоатация, практически вечен.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В съответствие с поставената цел и основни задачи в дисертационния труд е създадена хибридна енергопреобразуваща система за отопление със земно базирана термопомпа и слънчеви колектори, като е изследвано поведението ѝ при работа в различни режими според сезона и нуждите:

1. Направен е литературен обзор на съществуващите видовете подземни топлообменници, методите за Определяне топлинните характеристики на земята (ОТХ) и т. нар. хибридни системи със Земно базирани термопомпи (ЗБТП), използващи допълнителни източници на топлина като слънчеви колектори (СК). Анализирана е възможността за използването им в практиката за подобряване ефективността на отоплителния процес;

2. Проучени са съществуващите софтуерни програми за проектиране на вертикални топлообменници (ВТО) и моделиране поведението на хибридни ЗБТП системи за определен период от време;

3. Разработена е методика за определяне на топлотехническите характеристики на хибридна отоплителна система със ЗБТП тип "вода-вода" и СК с течен топлоносител при различни режими на работа;

4. Изградена е експериментална хибридна инсталация, състояща се от два ВТО (с дълбочина от 50m всеки), три плоски СК, реверсивна термопомпа (ТП) и водни акумулатори;

5. Системата е оборудвана с необходимите сензори и прибори за измерване и контрол на параметрите, както и с мрежа за автоматизирано събиране и запис на данните на компютър;

6. Направени са подобрения към съществуваща мобилна апаратура за ОТХ и са проведени опити за определяне топлинните характеристики на земята с цел поучените данни да се използват при числено симулиране на хибридни системи с ВТО;

7. Проведени са изпитания в режим на зареждане на водните резервоари с топлинна енергия от слънчевите колектори (СК) в продължение на 3 денонощия;

8. Проведени са изпитания в режим на зареждане на ВТО с топлинна енергия при неотоплителен сезон в продължение на 30 денонощия;

9. Проведени са изпитания в режим на пряко слънчево отопление в продължение на 4 денонощия (топлинната енергия от СК, натрупана във водните резервоари се подава директно на консуматора);

10. Проведени са изпитания в режим на отопление чрез ЗБТП в продължение на 28 денонощия (термопомпата работи на отопление, като топлината към изпарителя идва от ВТО);

11. Проведени са изпитания в режим на отопление чрез слънчево базирана термопомпа (СБТП) в продължение на 3 денонощия (като източник на топлина за термопомпата е топлинната енергия, натрупана от СК във водния акумулатор);

12. Изчислени са параметрите съгласно разработената методика, в т.ч коефициентите на енергийна ефективност (КЕЕ) на системата като цяло в съответните режими;

13. Построени са диаграми на енергийния баланс за периода на изпитание за всеки един режим на база на изчислените енергийни потоци и загуби между елементите на системата;

14. Измерено е изменението на температурата по дълбочина на ВТО при зареждане с енергия и разреждането му при два от режимите, както и естествената му релаксация след тези въздействия.

15. Достоверността на експерименталните резултати е доказана с теорията на грешките, като след всеки режим са оценени грешките от измерванията на основните величини, които отговарят на изискванията на методиката;

16. Проведени са числени симулации с програмата EED на поведението на BTO за период до 25 години при два от режимите, свързани с него. Проведените симулации на предложен смесен режим на работа – отопление със ЗБТП и зареждане на BTO от СК през неотоплителния сезон показват правилна стратегия за избягване на топлинното обедняване на подземния акумулатор, както и влошаването на коефициента на трансформация (КТ) на ТП;

17. Направен е кратък икономически анализ на ефективността на отопление с използване на ЗБТП и слънчеви колектори.

## БИБЛИОГРАФИЯ

[1] Андреев М., Люцканов В., "Лабораторна физика", "Наука и Изкуство", София. 1975.

[2] БДС 14937 - 79. Оборудване хладилно. Комплектни компресорни хладилни машини. Методи на изпитване, (1979).

[3] Божанов Е., Вучков И., Статистически методи за моделиране и оптимизиране на многофакторни обекти, Техника, София, (1983).

[4] Георгиев А., Използване на слънчева радиация, Издателство Имеон, Пловдив, ISBN 978-954-9449-65-5, (2012), 188стр.

[5] Икономика на енергетиката, София, "Техника", 1979.

[6] Йорданов В., Палов Д., Георгиев А., Топлотехника (термодинамика, топлопренасяне, възобновяеми източници на енергия) - учебник, Издателство на ТУ-София, (2012), ISBN 978-954-438-967-3, 240 стр

[7] Миндова Н., Физични величини и измерителни единици, Техника, София, (1985).

[8] ASHRAE (1997); ASHRAE Handbook of Fundamentals.

[9] ASHRAE/ANSI Standard 93–2003, Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors, American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA (2003).

[10] Austin W.A., Yavuzturk C., Spitler J.D., Development of an in-situ system for measuring ground thermal properties, ASHRAE Transactions, vol. 106, no. 1, (2000), p. 365-379.

[11] Austin, W. A., Development of an In-Situ System for Measuring of Ground Thermal Properties, Thesis, (1998); Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma.

[12] Ball D.A., Fischer R.D., Hodgett D.L., Design methods for ground-source heat pumps. ASHRAE Trans. (1983); 89(2B): p. 416–440.

[13] Barzilova S., Georgiev A., Tabakova S., Ground source heat pump systems and the supporting Thermal Response Test, Journal of the Technical Univ. at Plovdiv, "Fundamental Sciences and Applications; Physical Sciences - Mathematics, Mechanics, Physics", (2006), Vol. 13 (10), p. 51-58.

[14] Bernier M., (2006) "Closed-loop ground-coupled heat pump systems." ASHRAE Journal 48(9): p. 12–19.

[15] Bernier M., Chala A., Pinel P., (2008) Long-term ground-temperature changes in geoexchange systems, ASHRAE Transaction-114(2): p. 342 –350.

[16] Bernier M.A., (2000) A Review of the Cylindrical Heat Source Method for the Design and Analysis of Vertical Ground-Coupled Heat Pump Systems, Fourth international Conference on Heat Pumps in Cold Climates, Aylmer, Québec. [17] Bernier M.A., Ground-coupled heat pump system simulation, in: ASHRAE winter meeting, CD, technical and symposium papers. ASHRAE; (2001); p. 739–750.

[18] Bernier, M. A.; Shirazi A. S, "Solar Heat Injection into Boreholes: A Preliminary Analysis", École Polytechnique de Montreal, June (2007).

[19] Bi Y., Wang X., Liu Y., Zhang H., Chen L., Comprehensive exergy analysis of a groundsource heat pump system for both building heating and cooling modes, Appl. Energy (2009); 86: p. 2560–5256.

[20] Bi, Y., Tingwei G., Liang Z., Lingen C., Solar and ground source heat-pump system, Appl. Energy (2004); 78: p. 231–245.

[21] Bloomquist R.G., Geothermal space heating. Geothermics (2003); 32: p. 513–526.

[22] Bose J.E., Parker J.D., McQuiston F.C., Design/data manual for closed-loop ground coupled heat pump systems, Oklahoma State Univ. for ASHRAE; (1985).

[23] Bose J.E., Smith M.D., Spitler J.D., Advances in ground source heat pump systems – an international overview, in: Proceedings of the seventh international energy agency heat pump conference, Beijing; (2002); 1: p. 313–324.

[24] Bottarelli M., Georgiev A., Aydin A. A., Su Y., Yousif C., Ground-Source Heat Pumps using Phase Change Materials, Proc. of the European Geothermal Congress (EGC), Pisa, Italy, 3-7 June (2013), EGC2013 SG1-05.pdf.

[25] Busso A., Georgiev A., Roth P., Operating Experience with Vertical Borehole Heat Exchanger for Underground Thermal Energy Storage Applications in Chile and Argentina, Proceedings of the World. Geothermal Congress (2005), 24-29 April 2005, Antalya, Turkey, 1446.pdf.

[26] Busso A., Georgiev A., Roth P., Underground Thermal Energy Storage - First Thermal Response Test in South America, Proc. of the Int. Congress "RIO 3 - World Climate and Energy Event", 1 - 5 December (2003), Rio de Janeiro, Brazil, p. 189 – 196.

[27] Busso A., Reuss M., Operating experiences with geothermal response tests. Proceedings of FUTURESTOCK 2003, Ninth International Conference on Thermal Energy Storage, 1 - 4 September, (2003).

[28] Carslaw H.S., Jaeger J.C., Conduction of heat in solids, Oxford UK: Claremore Press; (1946).

[29] Chapuis S., Bernier M., Seasonal storage of solar energy in borehole heat exchangers, 11th Int. IBPSA Conf., Glasgow, Scotland, July 27–30, 2009, pp. 599–606.

[30] Chiasson A., (2007) Simulation and design of hybrid geothermal heat pumps, Department of Civil and Architectural Engineering. United States, University of Wyoming. Ph. D. thesis.

[31] Chiasson A.D., Spitler J.D., Rees S.J., Smith M.D., Model for simulating the performance of a shallow pond as a supplemental heat rejecter with closed-loop ground-source heat pump systems, ASHRAE Trans. (2000); 106: p. 107–121.

[32] Chiasson A.D., Yavuzturk C., Assessment of the viability of hybrid geothermal heat pump systems with solar thermal collectors. ASHRAE Trans. (2003): 109 (PART 2): p. 487–500.

[33] Chua K.J., Chou S.K., Yang W.M., Advances in heat pump systems: a review, Appl. Energy (2010); 87: p. 3611–3624.

[34] COMECO – Plovdiv, Bulgaria, Products catalogue.

[35] Cui P., Yang H.X., Fang Z.H., The simulation model and design optimization of ground source heat pump systems, HKIE Trans. (2007); 14(1): p. 1–5.

[36] Cui P., Yang H., Fang Z., Numerical analysis and experimental validation of heat transfer in ground heat exchangers in alternative operation modes, Energy Build. (2008); 40(6): p. 1060–1066.

[37] Cui P., Li X., Manc Y., Fang Z., Heat transfer analysis of pile geothermal heat exchangers with spiral coils, Appl. Energy (2011); 88: p. 4113–411.

[38] Cui P., Yang H.X., Fang Z.H., Heat transfer analysis of ground heat exchangers with inclined boreholes, Applied Thermal Engineering, 26 (11), (2006), p. 1169-1175.

[39] Cui. P., Yang H.X., Spitler J.D., Fang Z.H., Simulation of hybrid ground-coupled heat pump with domestic hot water heating systems using HVACSIM+, Energy Build. (2008); 40(9): p. 1731–1736.

[40] Curtis R., Lund J., Sanner B., Rybach L., Hellström G., Ground source heat pumps – geothermal energy for anyone, anywhere: current worldwide activity, Proceedings of world geothermal congress, Antalya, Turkey; April 24–29, (2005).

[41] Diao N.R., Zeng H.Y., Fang Z.H., Improvement in modeling of heat transfer in vertical ground heat exchangers, HVAC & R. Res. (2004); 10(4): p. 459–470.

[42] Duffie J.A., Beckman, W. A. Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, Fourth Edition, Hoboken, New Jersey, (2013).

[43] Eklof C., Gehlin S., (1996), TED – A Mobile Equipment for Thermal Response Test, Thesis (1996): 198E. Lulea University of Technology, Sweden.

[44] Eskilson P. Thermal analysis of heat extraction boreholes, Ph.D. thesis. Sweden: University of Lund; (1987).

[45] Eslami-nejad P., Bernier M., (2011). Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors using double U-tube borehole with two independent circuits, Applied Thermal Engineering: 31(14-15), p. 3066-3077.

[46] Fanney A.H., Dougherty B.P., Performance of a residential desuperheater, ASHRAE Trans. (1992); 98(1): p. 489–99.

[47] Fanney A.H., Dougherty B.P., Testing of refrigerant-charged solar domestic hot water systems, Solar Energy, 35(4), (1995), p. 353-366.

[48] Fisher D.E., Murugappan A., Padhmanabhan S.K., Rees S.J., Implementation and validation of ground-source heat pump system models in an integrated building and system simulation environment, HVAC&R. Res.(2006); 12(3a): p. 693–710.

[49] Floridesa G., Kalogirou S., Ground heat exchangers - A review of systems, models and applications, Renew. Energy (2007); 32(15): p. 2461–2478

[50] Gehlin S., Thermal response test in-situ measurements of thermal properties in hard rock, Licentiate thesis, Division of Water Resources Engineering, Department of Environmental Engineering, Lulea University of Technology, vol. 37; (1998), p. 1-10.

[51] Gehlin, S. Spitler, J.D., Thermal response test for BTES applications – State of the art 2001, Proc. of the 9-th Int. Conference of Thermal Energy Storage, Warsaw, Poland, (2003).

[52] Gelder A.J. van, Geothermal Response Tests: the Design and Engineering of Geothermal Energy Systems. Europäischer workshop über Geothermische Response Tests, EPFL, Lausanne, 25th and 26th of October (2001).

[53] Georgiev A., Pekov O., Angelov A., Popov R., Urchueguía J. F., Witte H., First steps of the ground accumulation in Bulgaria, Proceedings of the World Renewable Energy Congress-IX, 2006, Italy, Florence, 19-25 August (2006), ST46, pdf.

[54] Georgiev A., Popov R., Stavrev S., Borehole for Implementing of Thermal Response Test in the Technical University Sofia, branch Plovdiv. Proc. of the 4th Int. Scientific Conference "Energy Efficiency and Agricultural Engineering", 1-3 October, (2009), Rousse, Bulgaria, p. 525 – 530.

[55] Georgiev A., Popov R., Tabakova S., Computer Simulation of Ground Thermal Properties, 11<sup>th</sup> National Congress on Theoretical and Applied Mechanics, 2-5 Sept. (2009), Borovets, Bulgaria.

[56] Georgiev A., Popov R., Tabakova S., First Thermal Response Test in Bulgaria, Proc. EFFSTOCK 09, 11th Int. Conference on Thermal Energy Storage, Stockholm, Sweden, June 14 - 17, (2009), p. 24.

[57] Georgiev A., Simulation and experimental results of a vacuum solar collector system with storage. "Energy Conversion and Management", (2005), V. 46 (9-10), p. 1423-1442.

[58] Georgiev A., Tabakova S., Popov R., The Bulgarian Experience in the Thermal Response Tests, Proceedings World Geothermal Congress (2010), Bali, Indonesia, 25-29 April (2010).

[59] Georgiev A., Tabakova S., Popov R., Todorov Y., Bulgarian Variant of a Mobile Installation for Ground Thermal Properties Determination. Progress in Development and Application of Renewable Energy, National Taiwan University, First Edition (2009), ISBN 978-986-01-8796-0, pp. 197-208.

[60] Georgiev A., Testing solar collectors as an energy source for a heat pump. "Renewable Energy", (2008), V. 33 (4), p. 832-838.

[61] Georgiev A., Busso A., Roth P., (2006) Shallow Borehole Heat Exchanger: Response test and Charging - Discharging test with solar collectors, "Renewable Energy", V. 31 (7), p. 971-985.

[62] Gu Y., O'Neal D.L., Development of an equivalent diameter expression for vertical U-Tubes used in ground-coupled heat pumps, ASHRAE Trans. (1998); 104: p. 347–355. [63] Han Z., Zheng M., Kong F., Wang F., Li Z., Bai T., Numerical simulation of solar assisted ground-source heat pump heating system with latent heat energy storage in severely cold area, Appl. Therm. Eng. (2008); 28 (11-12): p. 1427–1436.

[64] Hellstrom G., Sanner B, PC-Programm zur Auslegung von Erdwärmesonden, IZW-Bericht 1/94, pp. 341-350, Karlsruhe, (1994).

[65] Hellstrom G., Ground heat storage: Thermal analyses of duct storage systems, Sweden: Department of Mathematical Physics University of Lund; (1991).

[66] Hellstrom G., Sanner B., PC-programs and modeling for borehole heat exchanger design, in: Proc. intern. Geothermal days Germany, Geeste, Supplement; (2001), p. 35–44.

[67] Hellström G., Sanner B., "Earth Energy Designer", eine Software zur Berechnung von Erdwärmesondenanlagen. - Proc. 4. Geothermische Fachtagung Konstanz, Neubrandenburg, (1996).

[68] Hellström G., Sanner B., (2000), Earth Energy Designer User Manual, Version 2.0.

[69] Hellström G., Nordell B., High temperature solar heated seasonal storage system for low temperature heating of buildings, Solar Energy, 69 (6), 2000, P. 511-523.

[70] Hellström G., Kjellson E., (2000), Laboratory Measurements of Heat Transfer Properties for Different Types of Borehole Heat Exchangers, Proceedings of Terrastock 2000, Stuttgart, Germany, August 28-September 1, Vol. 1, p. 183-188.

[71] Hellström G., Sanner B. et al., Experience with the borehole heat exchanger software EED, Paper from conference "Megastock 1997", Sapporo, Japan, (1997).

[72] Hellstrom G., Sanner B., Software for dimensioning of deep boreholes for heat extraction, In: Proc. 6th int. conf. energy storage CALORSTOCK 94; (1994), p. 195–220.

[73] Hellstrom G.: Duct ground heat storage model, Manual for Computer Code, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, (1989).

[74] Hepbasli A., Akdemir O., Hancioglu E., Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system, Energy Conversion and Management (2003); 44: p. 527–48.

[75] Hepbasli A., Thermodynamic analysis of a ground-source heat pump system for district heating, Int. J. Energy Res. (2005), 29: p. 671–687.

[76] Hepbasli A., Kalinci Y., A review of heat pump water heating systems, Renew. Sust. Energy Rev. (2009); 13: p. 1211–1222.

[77] Ingersoll L.R., Adler F.T., Plass H.J., Ingersoll A.C., Theory of earth heat exchangers for the heat pump, ASHVE Trans. (1950); 56: p. 167–188.

[78] Ingersoll L.R., Plass H.J., Theory of the ground pipe source for the heat pump, ASHVE Trans. (1948); 54: p. 339–348.

[79] Kavanaugh S.P., Simulation and experimental verification of vertical ground coupled heat pump systems, Ph. D dissertation, Stillwater, Oklahoma: Oklahoma State University; (1985).

[80] Kavanaugh S.P., A design method for hybrid ground-source heat pumps, ASHRAE Trans. (1998); 104(2): p. 691–698.

[81] Kavanaugh S.P., Field test of a vertical ground-coupled heat pump in Alabama, ASHRAE Trans. (1992); 98 (part 2): p. 607–615.

[82] Kavanaugh S.P., Field tests for ground thermal properties—methods and impact on ground-source heat pump design. ASHRAE Trans. (2000); 106: p. 851–855.

[83] Kavanaugh S.P., Rafferty K., Ground-source heat pumps: design of geothermal systems for commercial and institutional buildings, Atlanta: ASHRAE Inc; (1997), p. 22 31.

[84] Kjellsson E., "Solar Heating in Dwellings with Analysis of Combined Solar Collectors and Ground-source Heat Pump" Report TVBH 3047, Dept. of Building Physics, Lund University, Sweden, (2004).

[85] Kjellsson E., Hellstrom G., Perers B., Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings. Energy: Vol. 35 (6), (2010), pp. 2667–2673.

[86] Kjellsson E., Hellström G., Perers B., Analyses of ground-source heat pumps combined with solar collectors in dwellings, Proc. EFFSTOCK 09, 11th Int. Conference on Thermal Energy Storage, Stockholm, Sweden, June 14 - 17, (2009), p. 83.

[87] Klein S.A. et al., TRNSYS manual, a transient simulation program, Madison: Solar Engineering Laboratory, University of Wisconsin-Madison; (1996).

[88] Kusuda T., Achenback P. R., "Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States", ASHRAE Transactions, (1965

[89] Lamarche L., Beauchamp B., A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes, Energy and Buildings 39 (2), (2007), p. 188–198.

[90] Lamarche L., Beauchamp B., New solutions for the short-time analysis of geothermal vertical boreholes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50 (2007), p. 1408-1419.

[91] Lee C.K., Effects of multiple ground layers on thermal response test analysis and ground-source heat pump simulation, Appl. Energy (2011); 88: p. 4405–4410.

[92] Li Z., Zheng M., Development of a numerical model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers, Appl. Therm. Eng. (2009); 29(5-6): p. 920–924.

[93] Li S., Yang W. et al., (2009) Soil temperature distribution around a U-tube heat exchanger in a multi-function ground source heat pump system. Applied Thermal Engineering 29(17-18): p. 3679-3686.

[94] Liu X., Enhanced design and energy analysis tool for geothermal water loop heat pump systems, In: Proceedings of 9th international energy agency heat pump conference, Zürich, Switzerland; May 20–22, (2008).

[95] Ma G.Y., Chai Q.H., Characteristics of an improved heat-pump cycle for cold regions, Appl. Energy (2004); 77: p. 235–247.

[96] Man Y., Yang H., Wang Z., In situ operation performance test of ground coupled heat pump system for cooling and heating provision in temperate zone, Applied Energ., 97(9), (2012), p. 913-920.

[97] Man Y., Yang H., Fang. Z., Study on hybrid ground-coupled heat pump systems, Energy Build. (2008); 40(11): p. 2028–2036.

[98] Marcotte, D., Pasquier, P., (2008), On the estimation of thermal resistance in borehole thermal conductivity test, Renewable Energy 33, p. 2407–2415. [43]

[99] MAXA – Italy, Heat Pumps Catalogue.

[100] Metz P.D., The use of ground-coupled tanks in solar-assisted heat-pump systems, ASME Trans. J. Sol. Energy Eng. (1982); 104(4): p. 366–72.

[101] Michopoulos A., Papakostas K.T., Kyriakis N., Potential of autonomous groundcoupled heat pump system installations in Greece, Appl. Energy (2011); 88: p. 2122–2129.

[102] Morgensen, P., (1983). Fluid to Duct Wall Heat Transfer in Duct System Heat Storages, Proceedings of the International Conference on Subsurface Heat Storage in Theory and Practice, Swedish Council for Building Research. June 6-8.

[103] Muraya N.K., O'Neal D.L., Heffington W.M., Thermal interference of adjacent legs in a vertical U-tube heat exchanger for a ground-coupled heat pump, ASHRAE Trans. (1996); 102(2): p. 12–21.

[104] Omer A.M. Ground-source heat pumps systems and applications, Renew. Sust. Energy Rev., (2008); 12: p. 344–371.

[105] Ortiz A., Georgiev A., Roth P., (2002). Ground Thermal Properties Study for BTES Applications - World and Chilean Review, Proceedings of Int. Solar Energy Congress "Sun at the End of the World", Chile, Valparaíso, 28 - 31 October, (2002).

[106] Ozgener O., Hepbasli A., Performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating: An experimental study, Build. Environ. (2005); 40(8): p. 1040–1050.

[107] Ozyurt O., Ekinci D.A., Experimental study of vertical ground-source heat pump performance evaluation for cold climate in Turkey, Appl. Energy (2011); 88: p. 1257–1265.

[108] Pahud D., Geothermal Energy and Heat Storage. Technical Report. UNSPECIFIED, (2002).

[109] Popov R., Georgiev A., SCADA system for study of installation consisting of solar collectors, phase change materials and borehole storages. Proc. of the 2nd Int. Conf. on Sustainable Energy Storage, June 19-21, (2013), Trinity College Dublin, Ireland, pp. 206-211.

[110] Popov R., Georgiev A., Tabakova S., Research and educational SCADA system for study of solar collectors charging phase change materials storages, First International Europeen Conference – Education, Science, Innovations. 09-10. June (2011), Pernik, Bulgaria. [111] Ramamoorthy M., Jin H., Chiasson A.D., Spitler J.D., Optimal sizing of hybrid groundsource heat pump systems that use a cooling pond as a supplemental heat rejecter – a system simulation approach, ASHRAE Trans., (2001); 107(part1): p. 26–38.

[112] Rawlings R. H. D., Sykulski, J. R, "Ground Source Heat Pumps: A technology review", University of Southampton, (1999).

[113] REHAU, Raugeo Geothermal Probes – technical catalogue.

[114] Reuß M., Pröll M., Quality control of borehole neat exchanger systems, Proc. EFFSTOCK 09, 11th Int. Conference on Thermal Energy Storage, Stockholm, Sweden, June 14 - 17, (2009), p. 104.

[115] Roth P., Georgiev A., Busso A., Barraza E., First in situ determination of ground and borehole thermal properties in Latin America, Renewable Energy 29 (2004), p. 1947 - 1963.

[116] Rottmayer, S.P., (1997), Simulation of Ground Coupled Vertical U-tube Heat Exchangers, Thesis. University of Wisconsin, Madison, WI, USA.

[117] Sanner B., Karytsas C., Mendrinos D., Rybach L., (2003), Current status of ground source heat pumps and underground thermal storage in Europe, Geothermics, 32 (4-6): p. 579-588.

[118] Sanner B., Reuß M., Minds E., Thermal response test experiences in Germany, Proceedings of Terrastock 2000, Eighth International Conference on Thermal Energy Storage, Stuttgart, August 28 September 1, vol. 1. (2000), p. 177-182.

[119] Sanner, S. et al., Thermal response test – Current status and world–wide application, Proceedings of World Geothermal Congress, Antalya, Turkey, April 24B29, (2009).

[120] Sarbu I., Bura H., Thermal tests on borehole heat exchangers for ground–coupled heat pump systems, INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY and ENVIRONMENT, Issue 3, Volume 5, (2011), pp. 385-393.

[121] Self S. J., Reddy B. V., Rosen M. A., Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options, Applied Energy (2012). In press.

[122] Sharqawy M.H., Mokheimer E.M., Badr H.M., (2009), Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers, Geothermics 38, p. 271–277.

[123] Shonder J.A. et al., (2000), "A comparison of vertical ground heat exchanger design software for commercial applications", ASHRAE Transactions 106(1): p. 831 – 842.

[124] Solar Energy Laboratory (SEL), University of Wisconsin-Madison, (1997), TRNSYS: A Transient Systems Simulation Program, User's Manual.

[125] Spitler J.D., GLHEPRO – A design tool for commercial building ground loop heat exchangers, Proceedings of the fourth international heat pumps in cold climates conference, Aylmer, Québec; August 17–8, (2000).

[126] Spitler J.D., Ground-source heat pump system research past, present and future, HVAC R. Res. (2005); 11(2): p. 165–167.

[127] Spitler, J.D., Rees S.J., Yavuzturk C., (1999), More Comments on In-situ Borehole Thermal Conductivity Testing, The Source, 12(2): 4-6 March/April (1999 [128] SUNSYSTEM – Shoumen, Bulgaria, Products catalogue.

[129] Thornton J.W., McDowell T.P., Shonder J.A., Hughes P.J., Pahud D., Hellstrom G., Residential vertical geothermal heat pump system models: calibration to data. ASHRAE Trans (1997); 103(2): p. 660–674.

[130] Trillat-Berdal V., Souyri B. et al., (2007) Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors, Applied Thermal Engineering 27(10): p. 1750-1755.

[131] Trillat-Berdal V., Souyri B., Fraisse G., Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors, Energy Build. (2006); 38(12): p. 1477–1484.

[132] Urchueguia J. F., Atanasov P., Georgiev A., A Mobile Thermal Response Test Facility for Heat Injection and Extraction at the Polytechnic University of Valencia. J. of Fundamental Sciences and Applications, Vol. 15, (2009), Proc. of the Int. Scientific Conf. "Advanced Manufacturing Technologies", AMTECH'09, pp. 297-303.

[133] Wang E., Alan S. Fung A. S., Qi C., Leong W. H., Build-up and long-term performance prediction of a hybrid solar ground source heat pump system for office building in cold climate, Proc. of eSim (2012): The Canadian Conference on Building Simulation.

[134] Wang H., Qi C., Performance study of underground thermal storage in a solar ground coupled heat pump system for residential buildings, Energy and Buildings 40 (2008), p. 1278–1286.

[135] Wang X., Zheng M., Zhang W., et al., Experimental study of a solar-assisted groundcoupled heat pump system with solar seasonal thermal storage in severe cold areas, Energy and Buildings 42, (2010), p. 2104–2110.

[136] Witte H., van Gelder G., Spitler J., (2002), In-Situ Thermal Conductivity Testing: A Dutch Perspective, ASHRAE Transactions. 108(1).

[137] Witte H., Geothermal Response Tests with Heat Extraction and Heat Injection: Examples of Application in Research and Design of Geothermal Ground Heat Exchangers, Europäischer workshop über Geothermische Response Tests, EPFL, Lausanne, 25th and 26th of October (2001).

[138] Wu R., Energy efficiency technologies – air source heat pump vs. ground source heat pump, J. Sust. Dev. (2009); 2: p.14–23.

[139] Wu X. (2008) Research and simulation analysis of combing solar collector and ground source heat pump heating system, Geology Engineering. P. R. China, Jilin, University. Ph. D. thesis.

[140] Xi C., Lin L., Hongxing Y., Long term operation of a solar assisted ground coupled heat pump system for space heating and domestic hot water, Energy and Buildings: Vol.43, (2011), pp. 1835–1844.

[141] Yang H., Cui P., Fang Z., Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: a review of models and systems, Appl. Energy (2010); 87: p.16-27.

[142] Yang W., Shi M., Liu G., Chen Z., A two-region simulation model of vertical U-tube ground heat exchanger and its experimental verification, Appl. Energy (2009); 86: p. 2005–2012.

[143] Yavuzturk C., Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems, PhD thesis, USA: Oklahoma State University; (1999).

[144] Yavuzturk C., Spitler J.D., (1999). A Short Time Step Response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchangers, ASHRAE Transactions, 105(2): p. 475-485.

[145] Yavuzturk C., Spitler J.D., Comparative study of operating and control strategies for hybrid ground-source heat pump systems using a short time step simulation model, ASHRAE Trans. (2000); 106: p. 192–209.

[146] Yavuzturk C., Spitler J.D., Field validation of a short time step model for vertical ground-loop heat exchangers, ASHRAE Trans. (2001); 107(1): p. 617–625.

[147] Yavuzturk C., Spitler J.D., Rees S.J., A Transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers, ASHRAE Trans. (1999); 105(A): p. 465–474.

[148] Yu M.Z., Diao N.R., Su D.C., Fang Z.H., A pilot project of the closed-loop groundsource heat pump system in China, In: Proceeding of IEA 7th heat pump conference, Beijing; (2002), p. 356–364.

[149] Zeng H., Diao N., Fang, Z., (2003) Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer: 46 (23), p. 4467-4481.

[150] Zeng H.Y., Diao N.R., Fang Z.H., A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers, Heat Transfer Asian Res (2002); 31(7): p. 558–567.

[151] Zeng H.Y., Diao N.R., Fang Z.H., Efficiency of vertical geothermal heat exchangers in ground source heat pump systems, J. Therm. Sci. (2003); 12(1): p. 77–88.

[152] Zhang, W.Y., Study on the seasonal soil heat storage characteristics in a solar ground coupled heat pump system in severe cold areas, Ph.D. thesis, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, (2010).

## СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ НА АВТОРА ПО ТЕМАТА

- E. Toshkov, A. Georgiev, R. Popov. Ground Coupled Heat Pumps with Solar Collectors – International and Bulgarian Experience. Proc. of the Second European Polytechnical University Int. conference, Education, Science, Innovations", 9-10 June 2012, ISSN-1314-5711, Pernik, Bulgaria, p. 367-374.
- E. Toshkov. Build-up of hybrid installation with ground source heat pump and solar collectors. Издателство на ТУ Варна, Топлотехника, год. 4, книга 2, 2013, ISSN 1314-2550, стр. 24-27.
- 3) E. Toshkov, A. Georgiev, R. Popov. Measuring system of a hybrid installation with ground source heat pump and solar collectors. J. of the Technical Univ. Sofia, branch Plovdiv, "Fundamental Sciences and Applications", Vol. 20, 2014, pp. 33-38, ISSN-1310-8271.
- 4) Emil Toshkov, Aleksandar Georgiev, Rumen Popov, Nadezhda Vassileva.Investigation methods of hybrid Ground Source Heat Pump system with solar collectors. SixthInternational Conference on Energy Efficiency and Agricultural Engineering 2015, November 11-12, 2015, Ruse, Bulgaria (приета за доклад и печат).

## СПРАВКА

## за научно-приложните и приложни приноси в дисертационния труд на ЕМИЛ ТОШКОВ ТОШКОВ

## Научно-приложни приноси

 Разработена е методика за определяне на топлотехническите характеристики на хибридна отоплителна система със земно базирана термопомпа (ЗБТП) тип "вода-вода" и слънчеви колектори (СК) с течен топлоносител при различни режими на работа;

- Изследвана е хибридна земно базирана термопомпена система при следните режими: зареждане на водни акумулатори, зареждане на вертикални топлообменници (ВТО), пряко слънчево отопление, отопление чрез ЗБТП и отопление чрез слънчево базирана термопомпа (СБТП).
- 3. Изчислени са параметрите и коефициент на енергийна ефективност (КЕЕ) на системата като цяло и са построени диаграми на енергийния баланс за периода на изпитание за всеки един режим на база на изчислените енергийни потоци и загуби между елементите на системата.
- Измерено е изменението на температурата по дълбочина на ВТО при зареждане с енергия и разреждането му при два от режимите, както и естествената му релаксация след тези въздействия.
- Проведени са числени симулации с програмата EED на поведението на ВТО за период до 25 години при предложен смесен режим на работа – отопление със ЗБТП и зареждане на ВТО от СК през неотоплителния сезон.

## Приложни приноси

- Изградена е експериментална хибридна инсталация, състояща се от два ВТО по 50m всеки, три плоски СК, реверсивна термопомпа (ТП) и водни акумулатори, с възможности за работа в различни режими за отопление на помещения и сезонно акумулиране на слънчева енергия;
- Създадена е измерителна система към хибридната инсталация, състояща се от сензори и прибори за измерване и контрол на параметрите на отделните елементи и мрежа за автоматизирано събиране и запис на данните на компютър;
- Направени са подобрения към съществуваща мобилна апаратура за Определяне на топлинни характеристики (ОТХ) с цел получаване на надеждни резултати от измервания на топлинните характеристики на земята около изградени ВТО.