

UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN TIMIȘOARA
FACULTATEA DE CONSTRUCȚII
DEPARTAMENTUL DE CONSTRUCȚII CIVILE ȘI INSTALAȚII

TEZA DE DOCTORAT
REZUMAT

**OPTIMIZAREA INSTALAȚIILOR
TERMICE DIN CLĂDIRI ÎN SCOPUL
REDUCERII CONSUMULUI ENERGETIC
ȘI A EMISIILOR DE CO₂ UTILIZÂND
POMPA DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL**

Doctorand,
ing. Călin Sebarchievici

Conducător de doctorat,
prof.dr.ing. Ioan Sârbu

TIMIȘOARA
2013

CUVÂNT ÎNAINTE

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității autorului în cadrul Universității "Politehnica" din Timișoara – Catedra de Instalații pentru Construcții începând cu anul 2008. Această teză a fost concepută în urma experienței acumulate în domeniul proiectării instalațiilor termice și sanitare, a execuției instalațiilor electrice și de automatizare, precum și a cercetărilor teoretice și experimentale efectuate în cadrul laboratorului de instalații al catedrei.

Lucrarea se referă la posibilitatea îmbunătățirii performanțelor instalațiilor termice din clădiri - instalații de încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum - ce utilizează pompa de căldură cuplată la sol, în scopul reducerii consumului de energie și a emisiilor de CO₂. Consider că prezenta lucrare are o importanță deosebită pentru specialiștii din domeniul instalațiilor ce utilizează pompa de căldură, prin aportul cercetărilor teoretice și experimentale și a simulărilor numerice efectuate.

Primul meu cuvânt de mulțumire și recunoștință îl adresez conducătorului de doctorat, D-nului prof.dr.ing.eur.ing. Ioan Sârbu, pentru ajutorul științific și moral pe care mi l-a acordat, alături de Catedra de Instalații din cadrul UPT, pe care o conduce. De asemenea îi mulțumesc pentru felul în care s-a implicat în educația mea de cercetător astfel încât contribuțiile mele științifice să fie de o înaltă calitate.

O adâncă recunoștință și mulțumire o aduc și D-nului ing. Horia Bura, un profesionist de înaltă ținută care m-a susținut neconținut ori de câte ori am avut nevoie de un sfat practic, util pentru înțelegerea părții teoretice și m-a ajutat în aproape toate studiile și cercetările întreprinse.

Îi mulțumesc D-nului ing. Nicolae Neguț, care mi-a fost alături în elaborarea testului de răspuns termic al solului cu ajutorul programului de calcul Earth Energy Designer, conceput pentru proiectarea și simularea optimă a schimbătoarelor de căldură verticale din sol și mi-a dat sfaturi utile în elaborarea cercetărilor legate de energia termică a solului.

Îmi exprim întreaga considerație și gratitudine față de membrii comisiei de doctorat, domnii prof.dr.ing. Theodor Mateescu, prof.dr.ing. Gheorghe Badea și prof.dr.ing. Ioan Borza pentru disponibilitatea și amabilitatea cu care au acceptat să analizeze conținutul tezei.

Adresez mulțumiri D-nului ing. Cătălin Măglaș, D-nului ing. Călin Muscă și D-nului dr. ing. Mihai Iacob pentru susținerea în execuția și optimizarea standului experi-mental și pentru promptitudinea transmiterii informațiilor și colaborarea avută în cadrul cercetărilor.

Nu în ultimul rând, doresc să mulțumesc familiei, care mi-a fost alături și m-a susținut neconținut pe toată durata elaborării tezei de doctorat.

Timișoara, mai 2013

Ing. Călin Sebarchievici

SINTEZA TEZEI DE DOCTORAT

Lucrarea de față are ca obiect principal optimizarea instalațiilor termice din clădiri în scopul reducerii consumului energetic și a emisiilor de CO₂ utilizând pompa de căldură cuplată la sol. În acest sens autorul a realizat un stand experimental cu ajutorul căruia s-au obținut îmbunătățiri ale instalațiilor termice pentru încălzirea și răcirea clădirilor prin intermediul controlului asupra turației pompei de circulație. Lucrarea prezintă modele și programe de simulare a schimbătoarelor de căldură cuplate la sol, precum și posibilitatea hibridizării pompelor de căldură ce utilizează solul ca sursă de energie. S-au efectuat simulări numerice pentru studiul capacității termofizice a solului utilizând programul EED, simulări pentru consumurile de energie termică cu ajutorul programului TRNSYS și simulări ale confortului termic interior folosind programul THERMAL COMFORT. În final sunt expuse avantajele obținute prin cercetările experimentale, contribuțiile aduse și direcțiile viitoare de cercetare și promovare a studiilor efectuate.

Teza conține 148 de pagini, 79 de figuri și 38 de tabele, bibliografia având 114 titluri bibliografice.

CUPRINS

1. INTRODUCERE.....	7
1.1. Considerații asupra subiectului tezei de doctorat	7
1.2. Conținutul tezei de doctorat	8
2. UTILIZAREA POMPEI DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL LA ÎNCĂLZIREA/RĂCIREA CLĂDIRILOR	11
2.1. Necesitatea utilizării pompei de căldură	11
2.2. Principiul de funcționare a pompei de căldură cu comprimare mecanică de vapori.....	11
2.2.1. Schema și ciclul termodinamic al pompei de de căldură	12
2.2.2. Limita de rentabilitate și capabilitate a pompei de căldură cu electrocompresor	12
2.3. Performanțele pompei de căldură.....	13
2.3.1. Indicatori economici.....	13
2.3.2. Indicatori energetici.....	13
2.4. Regimuri de funcționare a pompei de căldură.....	13
2.5. Descrierea sistemelor de pompe de căldură geotermice.....	14
3. MODELE ȘI PROGRAME DE SIMULARE A SCHIMBĂTOARELOR DE CALDURĂ DIN SOL.....	15
3.1. Considerații generale.....	15
3.2. Modele de simulare a SCS.....	15
3.2.1. Transferul de căldură din exteriorul puțului.....	15
3.2.1.1. Modelul Kelvin al sursei liniare.....	15
3.2.1.2. Modelul sursei cilindrice.....	15
3.2.1.3. Modelul Eskilson.....	16
3.2.1.4. Soluția sursei liniare finite.....	16
3.2.1.5. Modelul pasului de timp scurt.....	16
3.2.1.6. Alte modele numerice folosite.....	16
3.2.2. Transferul de căldură din interiorul puțului.....	16
3.2.2.1. Modelul unidimensional.....	17
3.2.2.2. Modelul bidimensional.....	17
3.2.2.3. Modelul cvasi-tridimensional.....	17
3.2.3. Comparații între modelele analitice și numerice	17
3.3. Programe de proiectare/simulare a SCS.....	18
3.3.1. Programe de proiectare bazate pe modelul sursei liniare.....	18
3.3.1.1. Programele Universității din Lund.....	18
3.3.1.2. Programul GLHEPRO.....	18
3.3.1.3. Programul GEO STAR.....	18
3.3.1.4. Programe de simulare energetică a clădirii integrate cu modele de SCS.....	18
3.3.2. Programul GchpCalc bazat pe modelul sursei cilindrice.....	18
3.3.3. Programe de simulare numerică.....	19
4. EVOLUȚIA CONCEPȚIEI SISTEMELOR HIBRIDE DE POMPE DE CĂLDURĂ CUPLATE LA SOL.....	19
4.1. Considerații generale.....	19
4.2. Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu schimbătoare de căldură suplimentare.....	19
4.3. Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu producere de apă caldă....	20
4.4. Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu panouri solare termice.....	20
4.5. Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu panouri solare fotovoltaice.....	21
4.5.1. Considerații generale.....	21
4.5.2. Radiația solară și tehnologia panourilor fotovoltaice.....	21
4.5.3. Criterii de dimensionare a sistemelor fotovoltaice.....	21
4.5.4. Analiza posibilității de alimentare a PCCS cu energie electrică produsă de panourile fotovoltaice.....	22

5. DETERMINAREA NECESARULUI DE CĂLDURĂ/FRIG ȘI A CONSUMULUI DE ENERGIE TERMICĂ PENTRU LABORATORUL EXPERIMENTAL.....	23
5.1. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire.....	23
5.2. Calculul necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum.....	23
5.3. Calculul sarcinii termice de răcire.....	24
5.4. Prezentarea laboratorului experimental și a rezultatelor calculelor efectuate.....	24
5.5. Analiza economico-energetică comparativă și a performanțelor de mediu pentru încălzirea/răcirea laboratorului cu diverse surse de energie primară.....	25
6. STUDII ȘI CERCETĂRI EXPERIMENTALE.....	26
6.1. Descrierea standului experimental al pompei de căldură cuplate la sol.....	26
6.2. Soluții de reducere a consumului energetic în sistemele de încălzire/răcire și preparare a apei calde de consum.....	28
6.2.1. Optimizarea energetică a pomparei apei în instalația interioară de încălzire.....	28
6.2.1.1. Reglarea furnizării căldurii.....	28
6.2.1.2. Corelarea debitului pompat cu necesarul de căldură... ..	29
6.2.1.3. Economia de energie pentru încălzirea laboratorului utilizând controlul turației pompei de circulație.....	31
6.2.1.4. Economia de energie pentru răcirea laboratorului utilizând controlul turației pompei de circulație.....	32
6.2.2. Reducerea consumului de energie și a emisiilor de CO ₂ prin micșorarea temperaturii de tur.....	32
6.3. Determinarea performanței și a consumului energetic pentru pompa de căldură în diferite situații de funcționare.....	32
6.3.1. Evoluția COP al pompei de căldură în funcție de ecartul de temperatură a apei calde din boiler.....	32
6.3.2. Studiul COP și al căldurii extrase din sol în scopul preparării apei calde de consum pentru o familie.....	33
6.3.3. Studiul COP al pompei de căldură pentru încălzirea laboratorului și prepararea apei calde de consum pentru o familie.....	33
6.3.4. Studiul COP al pompei de căldură pentru răcirea laboratorului și prepararea apei calde de consum pentru o familie.....	34
6.3.5. Studiul COP al pompei de căldură la prepararea apei calde de consum cu diferite temperaturi.....	34
6.4. Studiul comparativ al sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare de joasă temperatură în condițiile asigurării confortului termic adecvat.....	34
6.4.1. Considerații generale.....	34
6.4.2. Încălzirea prin pardoseală radiantă.....	35
6.4.2.1. Descrierea sistemului.....	35
6.4.2.2. Validarea experimentală a modelării numerice a emisiei termice la pardoseli radiante	36
6.4.3. Descrierea sistemului de încălzire cu radiatoare de joasă temperatură.....	36
6.4.4. Comparatie între performanța energetică a sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare	37
6.4.5. Evaluarea confortului termic	37
6.4.5.1. Considerații generale.....	37
6.4.5.2. Modelul matematic	37
6.4.5.3. Aplicarea modelului PMV-PPD	38
7. SIMULĂRI NUMERICE UTILIZÂND SOFTWARE SPECIALIZAT.....	38
7.1. Simularea capacității termofizice a solului folosind programul EED	38
7.1.1. Testul de răspuns termic al solului	38
7.1.2. Analiza temperaturii neafectate a solului	38
7.1.3. Descrierea programului EED	39
7.1.4. Aplicarea programului de simulare EED	39

7.1.4.1. Datele de intrare	39
7.1.4.2. Rezultatele simulării	39
7.2. Simulări ale consumurilor energetice utilizând programul TRNSYS.....	39
7.2.1. Prezentarea programului de simulare TRNSYS	39
7.2.2. Simularea consumului de energie termică pentru încălzirea și răcirea laboratorului	39
7.2.3. Simularea consumului de energie termică pentru prepararea apei calde menajere utilizând pompa de căldură cuplată la sol	40
7.2.4. Simularea consumului de energie termică pentru prepararea apei calde menajere utilizând panourile solare termice	41
8. CONCLUZII, CONTRIBUȚII PERSONALE SI DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE	41
8.1. Concluzii	41
8.2. Contribuții personale	43
8.3. Direcții viitoare de cercetare și promovare a conceptelor propuse	44

CAP.1 INTRODUCERE

1.1 Considerații asupra obiectului tezei de doctorat

În decursul ultimelor decenii ale mileniului doi și a primului deceniu al mileniului trei omenirea a făcut salturi uriașe în toate sectoarele de activitate, dat fiind faptul că tehnica și tehnologia au avut o evoluție exponențială, cu rezultate spectaculoase și benefice. Totodată în această perioadă au apărut fenomene complexe precum creșterea explozivă a populației, sporirea consumului energetic și deteriorarea mediului înconjurător. Urmare a acestor fenomene, omenirea este confruntată cu o triadă de probleme: consumul de energie, protecția mediului, creșterea economică.

Și în țara noastră consumul de energie este în creștere continuă, impunându-se luarea unor măsuri drastice de reducere a acestuia. În Carta Verde (COM 769) din 29 mai 2000, "Pentru o Strategie Europeană în Aprovizionarea cu Energie", Comisia Uniunii Europene a subliniat trei aspecte legate de necesitatea promovării economisirii de energie:

- securitatea aprovizionării cu energie deoarece, dacă nu se iau măsuri, dependența de import va atinge 70% în 2030;
- problemele de mediu sunt din ce în ce mai accentuate, iar 94% din producția de emisii de gaze are loc în procesele de generare și utilizare a energiei;
- Uniunea Europeană (UE) are o influență limitată asupra condițiilor de aprovizionare cu energie.

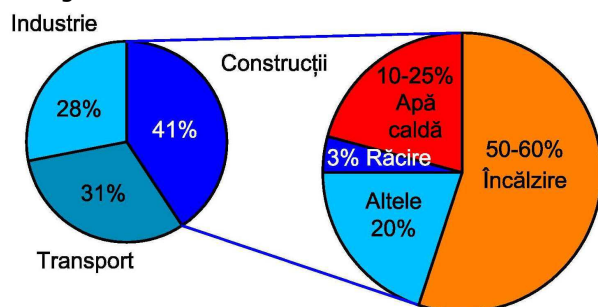


Fig. 1.1 Consumul de energie primară din UE

sectorul construcțiilor ocupă locul doi în ierarhia diverselor ramuri de activitate umană, după transporturi. În structura acestui consum ponderea cea mai mare o au procesele termice: încălzirea încăperilor, condiționarea aerului și prepararea apei calde de consum. În România se preia în aceste procese cca. 82%, în Italia cca. 91%, iar în S.U.A. cca. 76% din totalul energiei consumate în clădiri.

Studiile efectuate la nivelul țărilor membre ale UE, au indicat că, până în anul 2020, se poate economisi un procent de 26% din consumul de energie prezent în clădiri [52], reprezentând o reducere cu 11% a consumului energetic total în țările UE, precum și un mod eficient de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră.

În acest context, economia de energie și reducerea emisiilor poluante reprezintă două caracteristici ce orientează eforturile de cercetare și dezvoltare și în domeniul instalațiilor pentru construcții.

Progresele remarcabile realizate în privința reducerii consumului anual de căl-dură în construcțiile civile precum și reducerea degajărilor de CO₂ sunt legate de protocolul de la Kyoto (1997). Din acest motiv se impune promovarea eficienței energetice a clădirilor, utilizarea rațională a energiei la nivelul clădirilor, dar și utilizarea energiilor regenerabile, în ideea de a economisi combustibilii fosili și de a reduce nivelul emisiilor poluante [76, 79, 81, 85, 72]. Studiile și cercetările trebuie axate pe probleme prioritare privind o nouă orientare față de energetica clădirilor și anume:

- reducerea consumurilor de energie la clădirile vechi, luându-se o serie de măsuri din punct de vedere tehnic și economic;
- adoptarea de măsuri pentru construcțiile noi ce vizează economia de energie concomitent cu creșterea gradului de confort.

Creșterea ponderii consumului de energie în clădiri la 30% din consumul total național ca și obligațiile țărilor membre ale UE de a mări la 12,5% ponderea resurselor regenerabile din consumul comunitar de energie, argumentează cercetarea în domeniul utilizării resurselor regenerabile de energie pentru acoperirea cerințelor igienice și de confort din clădirile civile și industriale.

Clădirile sunt o parte importantă a culturii și a patrimoniului european și ele joacă un rol de seamă în politica energetică a UE, întrucât în sectorul construcțiilor consumul de energie reprezintă 41% din consumul de energie primară (Fig. 1.1) [88].

Strategia economică a unei dezvoltări durabile impune în mod cert promovarea eficienței și utilizarea rațională a energiei la nivelul clădirilor, consumator major de energie atât în România cât și în țările membre ale UE. Astfel, în România consumul de energie în

Reducerea la minimum a consumului de energie convențională presupune intergrarea clădirii în mediul înconjurător, respectiv medierea între climatul exterior (cu variațiile sale de temperatură diurne și sezoniere, de iluminare și eoliene) și condițiile necesare în mod normal pentru confortul uman [78, 87].

Reducerea consumului de energie necesară pentru asigurarea condițiilor de confort termic vizează atât micșorarea pierderilor prin anvelopa clădirilor cât și o mai bună gospodărire a energiei prin optimizarea gestionării acesteia. În prima categorie de măsuri se încadrează tehnologiile de reabilitare care conduc la îmbunătățirea performanțelor de izolare termică a anvelopei clădirii [76, 79, 81]. În cea de-a doua categorie se numără diverse sisteme și echipamente de încălzire cu randament ridicat [83], reabilitarea, modernizarea și optimizarea instalațiilor termice aferente clădirilor, utilizarea resurselor de energie regenerabile [72, 82, 85, 89], controlul riguros al calității aerului [77, 86], toate având ca obiectiv asigurarea standardelor de confort în vigoare și îmbunătățirea lor continuă. Pe această linie se înscrie și obiectul lucrării de față.

Potrivit Directivei Europene 2009/28/EC [111] promovarea surselor regenerabile de energie ca o resursă energetică semnificativă și nepoluantă este unul din principalele obiective ale politicilor energetice mondiale. Din analiza ratelor de dezvoltare din ultimele trei decenii se constată că energia produsă din surse regenerabile a înregistrat o creștere anuală de 2%. Este evident că, pe termen mediu, sursele regenerabile de energie nu pot fi privite ca alternativă totală la sursele convenționale, dar este cert că, datorită avantajelor pe care le au (resursele locale abundente, ecologice, ieftine, independente de importuri), acestea trebuie utilizate în complementaritate cu combustibilii fosili și energia nucleară. Din categoria energiilor regenerabile cea mai răspândită, inepuizabilă și mai accesibilă este energia solară, disponibilă atât direct din radiațiile solare captabile cu panourile solare termice, fotovoltaice, sau indirect, fiind stocată în sol, apă sau aer. Echipamentul capabil să folosească util căldura solară stocată în sol, apă sau aer este pompa de căldură.

Chiar dacă România are un potențial ridicat pentru energiile regenerabile, acestea încă nu sunt exploatate pe deplin [17].

La data de 17 decembrie 2008, Parlamentul European a adoptat Directiva privind sursele de energie regenerabilă [90]. Pentru prima dată, această directivă recunoaște energia provenită din aer, cea geotermică (inclusiv cea din sol) și cea hidrotermică ca sursă de energie regenerabilă. Această directivă deschide o oportunitate majoră pentru utilizarea pompelor de căldură la încălzirea și răcirea clădirilor noi și existente.

Cantitatea de energie preluată de pompa de căldură din mediul ambiant care urmează să fie luată în considerare ca energie regenerabilă, E_{reg} , se calculează în conformitate cu relația [90]:

$$E_{reg} = E_U \left(1 - \frac{1}{FPS} \right) \quad (1.1)$$

în care: E_U este energia termică utilă produsă de pompa de căldură; $FPS = E_U / E_{sez}$ – factorul de performanță sezonier mediu, estimat pentru pompa de căldură; E_{sez} – consumul sezonier (pe perioada de calcul) de energie al sistemului cu pompă de căldură.

Numai pompele de căldură, pentru care $FPS > 1,15/\eta$ vor fi luate în considerare, unde η este raportul dintre producția totală brută de energie electrică și consumul de energie primară pentru producerea energiei electrice. Pentru țările din UE se adoptă o valoare medie $\eta = 0,4$. Înseamnă că valoarea minimă a coeficientului de performanță sezonier ar trebui să fie $FPS = COP_{sez} > 2,875$.

Utilizarea energiei geotermice pentru încălzirea/răcirea spațiilor și pentru prepararea apei calde de consum (a.c.c.) este considerată o alternativă pentru un mediu curat la tehnologiile clasice. Cele mai importante tehnologii pentru utilizarea căldurii preluate din sol sunt pompele de căldură geotermice [7, 33].

În acest context general, lucrarea de față tratează problematica optimizării instalațiilor termice din clădiri în scopul reducerii consumului de energie și a emisiilor de CO_2 utilizând pompa de căldură cu comprimare mecanică de vapori cuplată la sol.

1.2 Conținutul tezei de doctorat

Prezenta teză de doctorat are ca obiectiv principal optimizarea funcțional-energetică a instalațiilor termice din clădiri utilizând pompa de căldură cuplată la sol. În vederea îmbunătățirii performanțelor sistemului existent, prin realizarea unui stand experimental s-a propus un nou sistem pentru care cercetările experimentale și numerice au confirmat reducerea consumului energetic și a emisiilor de CO_2 .

Primul capitol introductiv prezintă unele considerații privind obiectul și actualitatea tezei de doctorat precum și conținutul acesteia, referindu-se la importanța clădirilor atât ca parte a patrimoniului european cât și din punct de vedere energetic, consumul de energie în sectorul construcțiilor reprezentând 41% din consumul de energie primară. Reducerea consumului de

energie necesară pentru asigurarea condițiilor de confort termic vizează o mai bună gospodărire a energiei la nivelul clădirilor prin optimizarea gestionării acesteia. În această categorie de măsuri se numără diverse sisteme și echipamente de încălzire/răcire cu randament ridicat, reabilitarea, modernizarea și optimizarea instalațiilor termice aferente clădirilor, utilizarea resurselor de energie regenerabile și controlul confortului termic, abordate în lucrare.

Capitolul 2 este destinat atât justificării necesității utilizării pompelor de căldură pe baza legislației interne și internaționale (Protocolul de la Kyoto din 1997 și Directiva 2002/91/CE a Parlamentului European), fiind prezentate considerentele pentru introducerea pe scară din ce în ce mai largă a pompelor de căldură cu comprimare de vapori în schemele de alimentare cu căldură/frig a clădirilor, cât și expunerii principalelor probleme legate de principiul de funcționare, calculul ciclului termodinamic, limitele de rentabilitate și de capacitate precum și de performanțele pompelor de căldură cu electrocompresor, prin prisma indicatorilor economici și energetici. Se continuă cu prezentarea regimurilor de funcționare și cu o descriere generală a pompelor de căldură geotermice (PCG), care cuprind o mare varietate de sisteme ce pot folosi ca sursă de căldură apa freatică (PCAF), apa de suprafață (PCAS) sau solul (PCCS), evidențiindu-se în detaliu avantajele și dezavantajele acestora și rezultând oportunitatea implementării pompelor de căldură cuplate la sol cu schimbător de căldură vertical (sondă de sol) într-un sistem de încălzire/răcire.

Capitolul 3 se referă la principalele modele și programe de simulare a schimbătoarelor de căldură din sol (SCS) precum și la transferul de căldură din exteriorul și interiorul puțului. Sunt evidențiate avantajele pompei de căldură ce utilizează solul ca sursă de căldură, față de un sistem convențional de condiționare a aerului. Sunt prezentate comparativ modelele de simulare a transferului de căldură din exteriorul puțului forat (Kelvin, sursei cilindrice, Eskilson, sursei liniare finite, pasului de timp scurt etc.) bazate fie pe metode analitice fie pe metode numerice și modelele ce descriu transferul de căldură în interiorul SCS (unidimensional, bidimensional, cvasi-tridimensional), cu descrierea amănunțită a fiecărui model. Caracteristicilor modelelor numerice și analitice pentru SCS sunt sintetizate tabelar. În final se efectuează o descriere a principalelor programe de proiectare a SCS bazate pe modelul sursei liniare și al sursei cilindrice, precum și a programelor de simulare numerică TRNSYS și EED.

Capitolul 4 efectuează o amplă sinteză documentară privind evoluția concepției sistemelor hibride de pompe de căldură cuplate la sol, cu aspecte de noutate din domeniu și unele contribuții proprii. Pentru a reduce costul inițial și a îmbunătăți performanța sistemului de PCCS în clădirile cu necesar de energie termică neechilibrat și pentru a echilibra efectiv încărcarea termică a solului, se recomandă realizarea unui schimbător de căldură suplimentar pentru cedarea sau absorbția energiei termice excendente.

Se prezintă posibilitatea de hibridizare a pompelor de căldură cuplate la sol cu ajutorul unor sisteme sau echipamente, dintre care: schimbătoare de căldură suplimentare, echipament de producere a apei calde de consum, panouri solare termice, panouri solare fotovoltaice. În final se efectuează o analiză a posibilității de alimentare a PCCS cu energie electrică produsă de panourile fotovoltaice. În urma simulărilor efectuate s-a constatat că prin hibridizarea sistemului PCCS cu un echipament de panouri fotovoltaice se poate acoperi integral consumul de energie electrică la funcționarea sistemului PCCS pe durata întregului an. În situațiile când sistemul de stocare este încărcat complet se pot alimenta și alți consumatori precum sistemul de iluminat interior sau computerul de monitorizare și înregistrare a datelor.

Capitolul 5 abordează aspectele teoretice conform legislației în vigoare pentru determinarea sarcinii termice de încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum. Pe baza acestora s-au efectuat calculele corespunzătoare pentru incinta laboratorului experimental. De asemenea, se prezintă consumurile lunare de energie termică pentru acoperirea sarcinii de încălzire și răcire a laboratorului, precum și consumurile energetice pentru prepararea apei calde de consum în cazul a patru temperaturi diferite, calculate conform Mc001 și măsurate experimental. Rezultatele obținute au fost ulterior folosite la alegerea echipamentelor, dimensionarea instalației de încălzire-răcire, reglarea pompei de circulație pentru sezonul de încălzire-răcire în vederea obținerii unor performanțe mai ridicate ale pompei de căldură. În final s-a efectuat o analiză economico-energetică comparativă și a performanțelor de mediu pentru încălzirea/răcirea laboratorului cu diverse surse de energie primară. Rezultă că față de oricare din soluțiile cu cazane termice, soluția de încălzire și răcire cu PCCS are o perioadă de recuperare a investiției suplimentare mai mică decât durata de recuperare normată de 8-10 ani. De asemenea, pompa de căldură are un consum de energie pentru încălzire mai mic cu 88...90% față de cazanele termice clasice, precum și emisii de CO₂ per kWh de căldură utilă mai reduse cu 38...57% față de aceste sisteme, justificându-se oportunitatea unei astfel de investiții.

Capitolul 6 este una din părțile esențiale ale tezei, fiind destinat studiilor și cercetărilor experimentale în sistemele de încălzire/răcire și preparare a apei calde de consum integrate cu pompa de căldură cuplată la sol. În prima parte se descrie laboratorul de încercări, conceperea standului experimental al pompei de căldură, precum și conceperea și realizarea programului de cercetare experimentală. Se propune un sistem de optimizare funcțională a instalației de

încălzire/răcire prin montarea unui vas tampon termic între pompa de căldură și ventiloconvectoare, de unde agentul termic este trimis prin intermediul unei pompe de circulație cu turație variabilă către ventiloconvectoare. Pentru determinarea consumurilor energetice și pentru calculul coeficientului de performanță se utilizează două contoare de energie termică și un contor electronic trifazat de energie electrică. Monitorizarea și înregistrarea datelor din experimente este făcută cu ajutorul unui calculator alimentat de la un tablou de distribuție al laboratorului, diferit de cel al standului.

Sunt analizate soluțiile de reducere a consumului energetic în sistemele de încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum, efectuându-se în acest sens studii experimentale privind optimizarea energetică a pompării apei în instalația interioară de încălzire și reducerea consumului de energie și a emisiilor de CO₂ prin micșorarea temperaturii pe tur. A rezultat faptul că prin reglarea debitului pompei se obțin consumuri de energie primară reduse la sursa de producere a energiei termice, ceea ce conduce implicit la reducerea emisiilor de CO₂. În urma analizei corelării debitului pompat cu necesarul de căldură rezultă că prin procedeul variației turației cu ajutorul convertizorului de frecvență față de procedeul start-stop se realizează o micșorare a consumului anual de energie cu aproximativ 4%. Pentru determinarea expresiei analitice a curbei de variație a frecvenței convertizorului de frecvență prevăzut la motorul pompei de circulației, în funcție de ecartul de temperatură, s-a aplicat interpolarea geometrică prin metoda celor mai mici pătrate și s-a elaborat un program de calcul în limbaj FORTRAN pentru micro sisteme PC. Cercetările experimentale comparative în vederea obținerii unei economii de energie pentru încălzirea și răcirea laboratorului au condus la performanțe mai ridicate ale sistemului utilizând controlul turației pompei de circulație în comparație cu reglajul clasic al instalației de pompă de căldură cuplată la sol (COP mai mare cu 7-8% și emisii de CO₂ mai reduse cu 7,5-8%).

În continuare se determină performanța și consumul energetic pentru pompa de căldură în diferite situații de funcționare, pentru ca în ultima parte să se efectueze un studiu comparativ al sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare de joasă temperatură în condițiile asigurării confortului termic adecvat. Se descriu sistemele de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare de joasă temperatură, se validează experimental modelul numeric elaborat pentru emisia termică la pardoseli radiante și se efectuează o comparație între performanța energetică a celor două sisteme de încălzire, rezultând un COP cu doar 5% mai mare în cazul sistemului de încălzire prin pardoseală față de sistemul de încălzire cu radiatoare, dar numărul de porniri/opriri este de 3 ori mai mic în primul caz. Se evaluează apoi confortul termic interior, dezvoltându-se un model matematic pe baza indicilor PMV-PPD, în conformitate cu norma europeană EN ISO 7730, care apoi se aplică pentru cele două sisteme de încălzire analizate utilizând programul specializat Thermal Comfort, constatându-se că sistemul de încălzire prin pardoseală conduce la un confort termic sporit (valori PMV mai mici cu 45...49%). În final se sistematizează și centralizează avantajele și dezavantajele sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare.

Capitolul 7 este consacrat simulărilor numerice cu ajutorul programelor specializate. În scopul simulării capacității termofizice a solului folosind programul EED se descriu principiile fizice ce stau la baza testului de răspuns termic al solului pentru determinarea rezistenței termice reale a puțului forat și conductivității termice a solului, precum și echipamentul pentru efectuarea testului și se prezintă analiza datelor cu evaluarea lor finală, determinarea temperaturii neafectate a solului și rezultatele simulării. Cu ajutorul programului EED sunt reprezentate grafic evoluțiile temperaturilor medii ale fluidului de lucru în sol corespunzătoare puterii termice de răcire, încălzire și de preparare a apei calde de consum, pe o perioadă de simulare de 25 ani. Au fost simulate patru scenarii diferite, dintre care două pentru sezonul de iarnă (sarcina de bază și sarcina de vârf pentru încălzire) și două pentru sezonul de vară (sarcina de bază și sarcina de vârf pentru răcire). Analizând evoluțiile în timp ale temperaturilor fluidului din sol pentru sarcinile de vârf se observă că acestea au valori aproximativ constante, sursa de căldură (solul) regenerându-se integral și în acest fel pompa de căldură cuplată la sol își va menține performanțele ridicate în funcționare. De asemenea, se efectuează simulări numerice utilizând programul TRNSYS pentru stabilirea consumului de energie termică a laboratorului experimental și a consumului de energie termică pentru prepararea apei calde de consum atât cu pompa de căldură cuplată la sol cât și cu panourile solare termice. Din analiza datelor simulate și măsurate s-au constatat diferențe de maximum 3,7% între acestea la prepararea apei calde de consum cu diverse temperaturi, de 2% pe perioada de răcire și de 1,4% pe perioada de încălzire, putând fi astfel validate rezultatele experimentale.

În capitolul 8 se prezintă principalele concluzii în urma elaborării acestei teze de doctorat, făcându-se referire la posibilitățile de îmbunătățire ale performanțelor sistemului de pompă de căldură cuplată la sol integrată în instalațiile termice din clădiri și de reducere a emisiilor de CO₂ și se expun contribuțiile personale și direcțiile viitoare de cercetare.

Rezultatele parțiale ale studiilor și cercetărilor efectuate pe parcursul elaborării tezei de doctorat au fost valorificate prin publicarea a 17 lucrări, având conținutul unor subcapitole din teză, în reviste de specialitate din țară și străinătate și publicații ale unor manifestări științifice internaționale, dintre care 4 indexate ISI și 4 indexate în BDI.

CAP. 2 UTILIZAREA POMPEI DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL LA ÎNCĂLZIREA/RĂCIREA CLĂDIRILOR

2.1 Necesitatea utilizării pompei de de căldură

Pompele de căldură sunt instalații moderne care se utilizează în ultimul timp ca o alternativă la centralele termice pe hidrocarburi, având o eficiență cu 50...75% mai mare și cheltuieli de exploatare de 2...3 ori mai reduse. Acestea sunt instalații termoelectrice care consumă din exterior o anumită cantitate de energie sub diferite forme: electrică, mecanică, termică, cinetică, solară etc.

Introducerea pe scară din ce în ce mai largă a pompelor de căldură cu comprimare de vapori în schemele de alimentare cu căldură/frig a clădirilor este determinată de mai multe considerente:

- existența unor surse gratuite de căldură de tipul: aer (aerul exterior sau aerul evacuat prin instalațiile de ventilare), apă (apa de suprafață, apa freatică, apa caldă uzată, apa geotermală) și sol [70];
- superioritatea sistemelor care utilizează pompe de căldură, atât din punct de vedere economic, cât și din punct de vedere al protecției mediului, prin reducerea semnificativă a emisiilor de CO₂;
- înlăturarea inconvenientelor provocate de utilizarea combustibililor clasici (transport, stocare, poluare);
- posibilitatea utilizării aceleiași instalații, printr-o simplă inversare a ciclului, pentru răcire în anotimpul cald.

Prin realizarea unor clădiri cu necesar de căldură redus, impuse de prețurile în creștere ale energiei termice, suportate din ce în ce mai greu de consumatori, crește și eficiența sistemelor de încălzire ce utilizează surse de energie regenerabilă.

Implementarea pompei de căldură într-un sistem existent, conduce în mod firesc la interacțiuni cu sursa (sursele) de căldură din componența acestuia. De la caz la caz, pompa de căldură poate coopera cu sursele clasice existente sau le poate înlocui total dacă efectul util (cantitatea și calitatea căldurii produse), precum și eficiența economică a soluției sunt acceptabile.

În cazul conceperii unui sistem nou de alimentare cu căldură având în componență și pompă de căldură, pot fi realizate încă din faza de concepție a soluției toate condițiile necesare unei perfecte integrări a pompei de căldură în ansamblul sistemului, astfel încât în toate situațiile funcționale să se obțină eficiența maximă.

Pompa de căldură cuplată la sol obține aproximativ trei sferturi din energia necesară pentru încălzire/răcire din sol, iar pentru restul utilizează ca energie de acționare curent electric. Această pompă de căldură oferă posibilitatea utilizării căldurii ecologice (energie solară acumulată în sol) pentru o încălzire economică și ecologică. Pentru utilizarea practică a acestei surse de energie trebuie respectate următoarele criterii: disponibilitate suficientă, capacitate cât mai mare de acumulare, nivel cât mai ridicat de temperatură, regenerare suficientă, captare economică, timp redus de așteptare.

Necesitatea utilizării pompelor de căldură în clădiri are la bază legislația internă și internațională. De menționat în acest sens două reglementări relativ recente:

- Protocolul de la Kyoto (1997), parafat și de România, are ca scop reducerea cu minim 5% a emisiilor de gaze cu efect de seră față de nivelul din anul 1990, în perioada 2008–2013. Una din posibilități este reducerea consumurilor energetice prin utilizarea pompelor de căldură cu agenți de lucru având impact cât mai redus asupra încălzirii atmosferei. Dintre măsurile protocolului referitoare la pompele de căldură se menționează: reducerea consumurilor energetice în clădiri; limitarea emisiilor de CO₂; utilizarea de sisteme de încălzire/răcire, alternative celor actuale, mai economice și mai puțin poluante, pompele de căldură fiind menționate în acest sens.
- Directiva 2002/91/CE a Parlamentului European [110] privind performanța energetică a clădirilor transpusă în România în Legea 372/2005, intrată în vigoare de la 1 ianuarie 2007, în care se menționează metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor, incluzând și instalațiile de producere a căldurii, printre care și pompele de căldură.

2.2 Principiul de funcționare a pompei de căldură cu comprimare mecanică de vapori

Pompa de căldură este o instalație termică care parcurge un ciclu termodinamic Carnot inversat, consumă energie de acționare și produce un efect termic. Principiul pompei de căldură

a fost dezvoltat de William Thompson în anul 1852, iar prima pompă de căldură a fost construită în Elveția, la Zurich, în anul 1912.

2.2.1 Schema și ciclul termodinamic al pompei de de căldură

Pompa de căldură cu comprimare mecanică de vapori de amoniac și freoni funcționează după ciclul Carnot inversat, deplasat în domeniul vaporilor umezi, dar situat deasupra temperaturii mediului ambiant. În Fig. 2.2 se prezintă schema de principiu și ciclul termodinamic teoretic de funcționare al pompei de căldură cu subrăcire. Pentru reducerea pierderii cauzate de ireversibilitatea laminării se recurge la includerea în schema pompei de căldură a unui subrăcitor cu rol de a reduce temperatura agentului cu starea 3 de lichid saturat, rezultat în urma procesului de condensare, sub temperatura T_c la care se desfășoară acest proces. Procesele funcționale sunt următoarele:

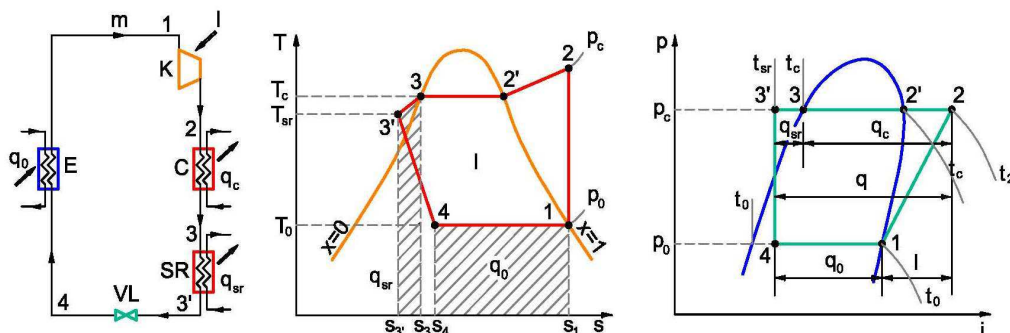


Fig. 2.2 Schema și ciclul teoretic de funcționare a pompei de căldură cu subrăcire

1-2: comprimare izentropică în compresorul K, care determină creșterea presiunii și temperaturii de la valorile corespunzătoare vaporizării p_0 , T_0 până la cele de condensare p_c , $T_2 > T_c$ (în domeniul vaporilor supraîncălziți);

2-2': răcire izobară în condensatorul C la presiunea p_c de la temperatura T_2 la $T_2' = T_c$;

2'-3: condensare izobar-izotermică în condensatorul C la presiunea p_c și temperatura T_c ;

3-3': subrăcire izobară în subrăcitorul SR la presiunea p_c de la temperatura T_c la $T_{sr} < T_c$;

3'-4: laminare izentalpică în ventilul de laminare VL, care conduce agentul din starea 3' de lichid subrăcit la p_c , T_{sr} în starea 4 de vapori umezi la p_0 , T_0 ;

4-1: vaporizarea izobar-izotermică în evaporatorul E la presiunea p_0 și temperatura T_0 .

La pompele de căldură gradul de subrăcire $\Delta T_{sr} = T_c - T_{sr}$ poate fi adâncit până la atingerea de către agentul de lucru lichid a temperaturii mediului ambiant, ceea ce determină reducerea substanțială a pierderii cauzate de ireversibilitatea procesului de laminare.

2.2.2 Limita de rentabilitate și capacitate a pompei de căldură cu electrocompresor

Având în vedere că pompa de căldură are o eficiență teoretică supraunitară, pentru aprecierea modului în care este valorificată energia primară consumată se folosește indicatorul sintetic η_s [73]:

$$\eta_s = \eta_g \varepsilon_{PC} \quad (2.9)$$

unde:

$$\eta_g = \eta_p \eta_t \eta_{el} \quad (2.10)$$

în care: η_g este randamentul global; η_p , η_t – randamentele de producere și de transport a energiei electrice; η_{el} – randamentul motorului electric.

Pentru a se justifica utilizarea pompei de căldură, indicatorul sintetic trebuie să satisfacă condiția: $\eta_s > 1$. De asemenea, numai dacă eficiența reală $\varepsilon_{PC,r} > 2,78$ poate fi luat în considerare procedeul utilizării pompei de căldură.

Valoarea maximă a eficienței pompei de căldură este restricționată de legea a doua a termodinamicii:

– în regim de încălzire:

$$\varepsilon_{PC} \leq \frac{T_c}{T_c - T_0} = \varepsilon_c \quad (2.11)$$

– în regim de răcire:

$$\varepsilon_{PC} \leq \frac{T_0}{T_c - T_0} \quad (2.12)$$

unde: T_c este temperatura absolută a sursei calde (temperatura de condensare); T_0 – temperatura absolută a sursei reci (temperatura de vaporizare).

Valoarea maximă, teoretic posibilă ε_c , a eficienței se obține în cazul ciclului Carnot inversat.

Eficiența reală $\varepsilon_{PC,r}$ a pompei de căldură este mai mică decât eficiența teoretică maximă ε_c , reprezentând 40...60% din valoarea acesteia. Rezultă că pentru ca $\varepsilon_{PC,r}$ să aibă valoarea peste 2,78 trebuie ca ε_c să fie de cel puțin 6...7.

Dacă $T_c = 70$ °C, trebuie ca T_0 să fie minimum 12...20 °C, condiție îndeplinită de majoritatea deșeurilor termice. Numai în cazul pompei de căldură cu aer atmosferic, ca sursă de energie, se poate vorbi de o limitare a folosirii instalației în zilele foarte reci ale anului.

2.3 Performanțele pompei de căldură

Performanțele pompei de căldură și ale sistemului clădire–instalație de încălzire/răcire se determină pe baza indicatorilor economici și energetici ai acestor sisteme. Oportunitatea implementării unei pompei de căldură într-un sistem de încălzire/răcire rezultă pe baza atât a criteriilor energetice cât și a celor economice.

2.3.1 Indicatori economici

De regulă pompa de căldură realizează o economie de combustibil ΔC (cheltuieli de exploatare) față de sistemul clasic cu centrală termică (CT), care este dependentă de tipul pompei de căldură. Pe de altă parte, pompele de căldură implică o investiție suplimentară I_{PC} față de cea a instalației clasice I_{CT} , care produce aceeași cantitate de căldură.

Astfel, se poate determina timpul de recuperare TR , în ani, a sporului de investiție, $\Delta I = I_{PC} - I_{CT}$, pe seama economiei de exploatare realizată prin consumul mai scăzut de combustibil, $\Delta C = C_{CT} - C_{PC}$:

$$TR = \frac{\Delta I}{\Delta C} \leq TR_n \quad (2.13)$$

în care TR_n este durata de recuperare normată.

2.3.2 Indicatori energetici

• Funcționarea unei pompei de căldură este caracterizată prin *coeficientul de performanță* COP (*eficiența termică* ε_{PC}), definit ca raportul dintre energia termică utilă produsă E_U și energia consumată pentru obținerea ei (energia de acționare E_A):

$$COP = \varepsilon_{PC} = \frac{E_U}{E_A} \quad (2.18)$$

2.4 Regimuri de funcționare a pompei de căldură

Regimul de funcționare a pompei de căldură se adaptează sistemului de distribuție a energiei termice existent în clădiri. În cazul în care este necesară o temperatură pe conducta de ducere superioară temperaturii maxime pe ducere a pompei de căldură (55 °C), atunci pompa de căldură va funcționa numai în completarea unei surse de căldură clasice. În clădirile noi se va alege un sistem de distribuție cu o temperatură maximă pe conducta de ducere de 35 °C.

Din punct de vedere tehnic se pot diferenția următoarele regimuri de funcționare:

– *regimul monovalent*. În cazul regimului monovalent instalația cu pompă de căldură acoperă întregul necesar de căldură al clădirii. Sistemul de distribuție trebuie dimensionat pentru o temperatură pe ducere inferioară temperaturii maxime pe ducere a pompei de căldură.

– *regimul bivalent*. O instalație de încălzire bivalentă (fig. 2.5) are două surse de căldură. Pompa de căldură cu acționare electrică este combinată cu cel puțin o sursă de căldură auxiliară pentru combustibili solizi, lichizi sau gazoși. Acest regim poate fi *bivalent paralel* (pompa de căldură funcționează simultan cu altă sursă de căldură) sau *bivalent alternativ* (funcționează sau pompa de căldură sau cealaltă sursă de căldură).

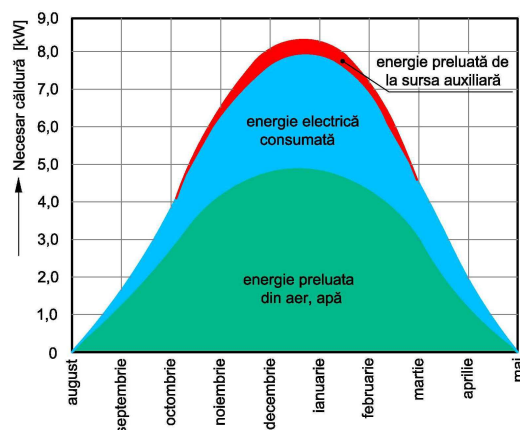


Fig. 2.5 Pompă de căldură în regim de încălzire bivalent

– *regimul monoenergetic* este un regim de funcționare bivalent la care cea de-a doua sursă de căldură (sursa auxiliară) funcționează cu același tip de energie (curent electric) ca și pompa de căldură.

2.5 Descrierea sistemelor de pompe de căldură geotermice

Pompele de căldură geotermice (PCG) folosesc capacitatea solului pentru încălzirea și răcirea spațiilor, respectiv pentru prepararea apei calde menajere. Tehnologia PCG poate oferi o mai înaltă eficiență energetică pentru condiționarea aerului în comparație cu sistemele tradiționale de aer condiționat și are o fluctuație mai mică de temperatură a sursei de căldură decât în cazul sursei aer.

Prima înregistrare a conceptului de PCG a fost în Elveția în anul 1912 [5], iar primele interese pentru acesta au apărut concomitent în America de Nord și Europa după cel de-al Doilea Război Mondial și au durat circa până la începutul anilor 1950, când gazul și petrolul au început să fie folosite pe scară largă ca și combustibili pentru încălzire. În acea perioadă a fost propusă teoria analitică a conducerii căldurii pentru PCG de către Ingersoll și Plass [42], folosind ca bază în dezvoltarea unor programe de proiectare ulterioare.

Următoarea perioadă de activitate intensă asupra PCG a fost începând din anii 1970 în America de Nord și Europa, când cercetarea s-a concentrat pe dezvoltarea sistemelor de sonde verticale și a metodelor de proiectare a acestora, datorită avantajului unei zone mici de teren pentru instalarea sondelor [45, 9, 25].

Până în prezent PCG au fost folosite pe scară largă atât pentru domeniul rezidențial cât și pentru clădirile comerciale. Se estimează că instalările pompelor de căldură au crescut continuu la nivel global cu o rată de circa 10-30% pe an.

Pompele de căldură geotermice cuprind o mare varietate de sisteme ce pot folosi ca sursă de căldură apa freatică, apa de suprafață sau solul. Aceste sisteme au fost grupate în trei categorii de către ASHRAE [3]:

- pompe de căldură folosind apă freatică (PCAF) de tip apă-apă;
- pompe de căldură folosind apă de suprafață (PCAS) de tip apă-apă;
- pompe de căldură cuplate la sol (PCCS) de tip sol-apă.

Schemele de funcționare a acestor sisteme sunt reprezentate în Fig. 2.6.

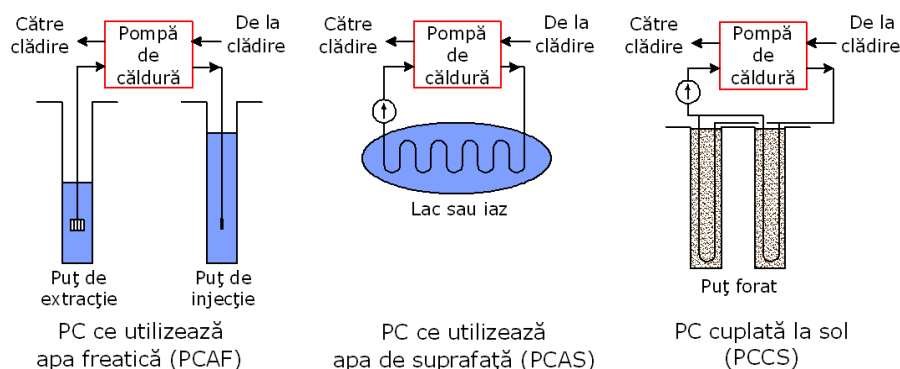


Fig. 2.6 Schema diferitelor pompe de căldură geotermice

CAP. 3 MODELE ȘI PROGRAME DE SIMULARE A SCHIMBĂTOARELOR DE CALDURĂ DIN SOL

3.1 Considerații generale

Diferența majoră dintre sistemul de PCCS și un sistem convențional de condiționare a aerului este utilizarea schimbătorului de căldură din sol. Costurile de construcție a puțului forat sunt mari din punct de vedere economic atunci când se compară cele două sisteme. Pe de altă parte, mărimea forajului joacă un rol decisiv în performanța sistemului PCCS. Astfel, este foarte important să se cerceteze și să se valideze programe de calcul cu ajutorul cărora se poate studia comportamentul sistemelor de PCCS și în acest fel să se contribuie la optimizarea acestora din punct de vedere economic și tehnic.

Principalul scop a analizei termice a SCS este determinarea temperaturii agentului termic (apă-glicol) ce circulă prin conductele tip U și pompa de căldură în anumite condiții de operare.

Metoda aproximării [5] a fost folosită o bună perioadă de timp.

Procedeele empirice pot să ajute destul de bine pentru anumite localități unde solul are o compoziție omogenă, iar specificațiile de proiectare sunt în principal bazate pe experiențele anterioare ale unor sisteme instalate.

În completarea metodei aproximării, au fost dezvoltate câteva modele de complexitate diferită pentru proiectarea și anticiparea performanțelor SCS. În procesul de transfer de căldură dintr-un foraj sunt implicați un număr de factori incerti ca proprietățile termice ale solului, debitul apei freatice, necesarul de căldură/frig al clădirii pe durata unui ciclu de câțiva ani sau chiar a zece ani. În acest caz, transferul de căldură este mai complicat și trebuie să fie tratat în ansamblu ca un proces de tranziție. Din cauza situațiilor complicate și a scării de timp (timp îndelungat), procesul de transfer termic trebuie analizat pentru două regiuni separate. Una dintre ele este solul din exteriorul forajului, unde transferul de căldură trebuie să fie tratat ca un proces de tranziție. Cu ajutorul testului de răspuns termic din sol, temperatura pe suprafața peretelui puțului forat poate să fie determinată pentru orice moment al unor condiții de operare specificate. O altă zonă des analizată este cea din interiorul forajului, inclusiv bentonita, conductele tip-U, precum și agentul termic (apa-glicol) ce circulă prin interiorul conductelor. Această zonă este analizată ca fiind în echilibru iar uneori ca fiind în regim tranzitoriu. Analizele asupra celor două regiuni spațiale sunt interconectate în peretele forajului.

3.2 Modele de simulare a SCS

3.2.1 Transferul de căldură din exteriorul puțului

Recent s-au dezvoltat un număr de modele pentru simularea transferului de căldură din exteriorul puțului forat, majoritatea dintre acestea fiind bazate fie pe metode analitice, fie pe metode numerice. Unele modele au fost dezvoltate pe baza soluțiilor analitice și numerice, cum ar fi modelul Eskilson [25].

3.2.1.1 Modelul Kelvin al sursei liniare

Cea mai recentă aproximare a calculului transferului energiei termice în jurul schimbătorului de căldură realizat din conductă tip U montată în sol este modelul Kelvin al sursei liniare [43].

În teoria lui Kelvin, solul este privit ca un mediu infinit cu o temperatură inițială uniformă, în care puțul este asimilat cu o sursă liniară infinită. În concordanță cu teoria lui Kelvin, temperatura de răspuns din sol datorată unui flux constant de căldură este dată de relația:

3.2.1.2 Modelul sursei cilindrice

Soluția sursei cilindrice pentru un flux termic constant a fost dezvoltată de Carslaw și de Jaeger [11], apoi îmbunătățită de Ingersoll ș.a. [43] și mai târziu a fost abordată într-un număr mare de studii de cercetare [20, 6].

În cazul modelului sursei cilindrice, forajul este asimilat ca un cilindru de lungime infinită, înconjurat de un mediu omogen (solul) cu proprietăți constante, iar transferul de căldură se realizează prin conducție termică.

3.2.1.3 Modelul Eskilson

Atât modelul unidimensional din teoria lui Kelvin cât și modelul sursei cilindrice neglijează fluxul de căldură de-a lungul puțului; de aceea aceste modele sunt nepotrivite pentru un studiu de lungă durată a pompelor de căldură cuplate la sol. Un progres semnificativ a fost făcut de Eskilson [25] pentru a ține seama de lungimea finită a puțului forat. În modelul Eskilson solul este asimilat cu un mediu omogen cu temperaturi inițiale și pe frontieră (pe peretele forajului) constante, în timp ce capacitatea termică a elementelor puțului (perete, ciment de umplutură) sunt neglijate.

Funcția f reprezintă răspunsul temperaturii adimensionale la nivelul peretelui puțului, care a fost calculată numeric.

3.2.1.4 Soluția sursei liniare finite

Bazându-se pe modelul lui Eskilson, un grup de cercetători [30] a dezvoltat o soluție analitică pentru sursa liniară finită, care consideră influențele lungimii finite a puțului forat și suprafața solului ca o frontieră.

Se consideră următoarele ipoteze pentru a obține o soluție analitică:

- solul este considerat un mediu omogen semiinfinit cu proprietăți termofizice constante;
- frontiera acestui mediu (solul de la suprafață) păstrează o temperatură constantă t_0 , aceeași ca cea de la începutul perioadei considerate;
- dimensiunea radială a puțului forat se neglijează, astfel încât puțul este aproximat cu o sursă liniară ce se întinde de la frontieră pe o anumită lungime L ;
- fluxul unitar de căldură a sursei q_1 este constant de la început ($\tau=0$).

Rezultatele soluției analitice au fost comparate cu cele ale soluțiilor numerice din [25,108] și au fost compatibile între ele pentru condiția $a\tau/r_p^2 \geq 5$. Soluția temperaturii este dată de Zeng ș.a. [108]:

3.2.1.5 Modelul pasului de timp scurt

Deoarece atât modelul lui Eskilson, cât și modelul sursei liniare finite neglijează efectul capacității termice a puțului, inclusiv a tuburilor tip U, a fluidului de lucru și a bentonitei, temperaturile de răspuns adimensionale ale peretelui puțului forat sunt aproximativ corecte pentru un timp mai mare ca r_p^2/a , estimat de Eskilson [25].

Pentru un puț forat obișnuit cu o rază de 55 mm, timpul necesar poate fi cuprins între 2 și 6 ore. Yavuzturk și Spitler [104,105] au dezvoltat un model numeric al pasului de timp scurt pentru simularea transferului tranzitoriu de căldură la sondele verticale, a cărui rezultate pot fi corecte într-un timp de până la o oră sau mai puțin.

Modelul numeric a fost prezentat ca o componentă a programului TRNSYS creat de Klein ș.a. [100]. Acesta poate evalua consumul de energie și puterea electrică a sistemului PCCS pentru intervale de timp orare sau mai reduse.

3.2.1.6 Alte modele numerice folosite

Hellstrom [37] și Thornton ș.a. [96] au propus un model de simulare pentru acumulatele de căldură din sol folosite la stocarea sezonieră a energiei termice.

Muraya ș.a. [58] au dezvoltat un model cu elemente finite al transferului tranzitoriu al căldurii din jurul unui schimbător de căldură vertical cu tub tip-U al unui sistem PCCS pentru a studia interferențele termice ce pot apare între părțile adiacente tubului tip-U.

Rottmayer ș.a. [66] au prezentat un model cu diferențe finite care simulează procesul de transfer de căldură a unui schimbător de căldură tip-U. Modelul a fost validat pentru condiții simple și a fost comparat cu un model existent, rezultând o bună concordanță.

3.2.2 Transferul de căldură din interiorul puțului

Rezistența termică în interiorul puțului forat determinată în prealabil de proprietățile termice ale materialului de umplutură și de poziția tuburilor din interiorul forajului are o importanță deosebită asupra performanței SCS. Principalele obiective ale acestei analize este determinarea temperaturilor de intrare, respectiv de ieșire din sondă ale fluidului de lucru în concordanță cu temperatura peretelui puțului, fluxul său termic și rezistența termică. Au fost elaborate câteva modele cu diferite grade de complexitate pentru a descrie transferul de căldură în interiorul SCS.

3.2.2.1 Modelul unidimensional

Pentru proiectarea SCS s-a propus un model unidimensional simplificat care consideră tubul tip-U o conductă "echivalentă" simplă (rectilie) [36].

În acest model, atât capacitatea termică a puțului cât și fluxul de căldură axial din bentonită și pereții tuburilor sunt neglijate, astfel încât transferul de căldură în interiorul puțului este aproximat ca un proces unidimensional aflat în regim staționar.

3.2.2.2 Modelul bidimensional

Hellstrom [37] a derivat soluțiile analitice bidimensionale ale rezistențelor termice de-a lungul conductelor în secțiunea perpendiculară la axa puțului, ce sunt superioare expresiilor empirice ale modelului unidimensional. În cazul modelului bidimensional, temperatura fluidului din sonda tip-U se exprimă prin suprapunerea celor două temperaturi cauzate de fluxurile de căldură unitare, q_1 și q_2 ale celor două tuburi ale sondei tip-U (Fig. 3. 1).

3.2.2.3 Modelul cvasi-tridimensional

Pe baza modelului bidimensional, Zeng ș.a. [107] au propus modelul cvasi-tridimensional, ce ține seama de variația temperaturii fluidului de lucru de-a lungul adâncimii puțului. Pentru a menține modelul concis și ușor de control se neglijează totuși fluxul de căldură conductiv din bentonită în direcție axială. Ecuațiile de echilibru energetic pot fi scrise pentru fluidul de lucru din tubul de tur și retur astfel:

Modelul cvasi-tridimensional a fost validat și recomandat pentru proiectarea și analiza termică a schimbătoarelor de căldură din sol.

3.2.3 Comparații între modelele analitice și numerice

Deși modelele numerice pot oferi un nivel ridicat de flexibilitate și acuratețe în comparație cu modelele analitice, majoritatea dintre ele pot fi ineficiente din punct de vedere al calculului din cauza numărului mare de discretizări complexe. Mai mult decât atât, modelele numerice sunt inconvenient de integrat direct într-un proiect sau program de analiză energetică în programele de analiză energetică, decât dacă datele simulate sunt precalculate și stocate într-o bază de date mare.

Modelele analitice sunt de obicei elaborate pe baza unui număr de ipoteze simplificatoare cu scopul de a rezolva algoritmi matematici complicați. De aceea, acuratețea rezultatelor analitice este puțin redusă datorită considerării sursei liniare în centrul puțului, neglijând existența tubului tip-U în puț [18]. Totuși, timpul necesar de calcul al modelului analitic este mult mai redus decât cel al modelelor numerice. Un alt avantaj este acela că algoritmul dedus din modelele analitice poate fi rapid integrat într-un program de proiectare/simulare. Caracteristicile modelelor numerice și analitice pentru SCS sunt sistematizate și sintetizate în Tabelul 3.1.

Tabelul 3.1. Comparație între modelele de simulare a SCS

Domeniul	Modelul de simulare	Metoda	Interferențe termice între puțuri	Efecte de frontieră
Exteriorul puțului	Sursă liniară Kelvin	Sursă liniară infinită	Da	Nu
	Sursă cilindrică	Sursă cilindrică infinită	Da	Nu
	Modelul Eskilson	Metode numerice și analitice combinate	Da	Da
	Soluția sursei liniare finite	Metodă analitică	Da	Da
	Modelul pasului de timp scurt	Metodă numerică	Da	Da
Interiorul puțului	Unidimensional	-	Nu	Nu
	Bidimensional	-	Da	Nu
	Cvasi-tridimensional	-	Da	Da

3.3 Programe de proiectare/simulare a SCS

3.3.1 Programe de proiectare bazate pe modelul sursei liniare

3.3.1.1 Programele Universității din Lund

Primele programe de dimensionare a SCS verticale, pentru micro sisteme PC, au fost elaborate de către un grup de cercetători de la Universitatea din Lund, Suedia [37, 16]. Algoritmii programelor au fost elaborați pe baza abordării Eskilson (sursă liniară finită) unde temperatura în domeniul puțului forat este convertită într-un set de factori de temperatură adimensionali, numiți funcțiile- f [42,21]. Aceste funcții- f depind de distanța dintre puțuri și de adâncimea puțului. Valorile funcțiilor- f obținute din simulările numerice au fost stocate într-un fișier de date, cu posibilitatea accesării lui de către programele PC. Utilizatorii trebuie însă să cunoască bine parametrii de intrare și să facă unele calcule în prealabil.

Pentru o utilizare mai ușoară a programelor Universității din Lund, s-a creat programul Earth Energy Designer (EED), pe aceeași bază ca și programele anterioare [38, 39].

În programul EED, temperatura fluidului din SCS este calculată în funcție de sarcinile lunare de încălzire/răcire și de rezistența termică a puțului. Proprietățile termice ale solului, precum și proprietățile materialului tuburilor și a fluidelor de lucru sunt salvate într-o bază de date a programului. Cu toate acestea, pentru cazurile de schimbare a adâncimii puțului forat sau a distanței dintre puțuri, programul trebuie să interpoleze între funcții f stocate în baza de date și calculate în funcție de raportul dintre distanța între puțuri și adâncimea puțului (adică B/L). Procesul de interpolare provoacă erori în mod inevitabil de calcul.

3.3.1.2 Programul GLHEPRO

GLHEPRO este dezvoltat în primul rând pentru proiectarea SCS verticale în circuit închis utilizate în clădirile comercial-administrative [93] și se bazează pe modelul aproximativ a lui Eskilson. Acesta a fost realizat în scopul de a face metodologia suedeză ușor de folosit de către utilizatorii americani. Temperatura fluidului în interiorul tuburilor din puț este determinată utilizând rezistența termică a puțului în regim de transfer termic staționar unidimensional. Procedura de proiectare presupune ajustarea automată a mărimii schimbătorului de căldură, în scopul de a satisface cerințele minime specificate de utilizator sau a temperaturii maxime de intrare a fluidului de lucru în pompa de căldură.

3.3.1.3 Programul GEO STAR

Este un pachet software dezvoltat de către un grup de cercetători din China [107] pentru proiectarea și simularea SCS. Acest pachet software este capabil să stabilească dimensiunea minimă a SCS pentru a satisface cerința minimă specificată de utilizator și temperatura maximă de intrare în pompa de căldură ținând seama de o serie de elemente de proiectare, cum ar fi necesarul de încălzire/răcire al clădirii, proprietățile termice ale solului, configurația sondei și caracteristicile de funcționare ale pompei de căldură. Pentru conducția termică în exteriorul puțului este dezvoltată o soluție analitică explicită a sursei liniare finită într-un mediu semi-finit [108]. Temperatura peretelui puțului se obține cu ajutorul soluției analitice. Pentru transferul de căldură din interiorul puțului, se poate utiliza modelul cvasi-tridimensional. Analiza în cele două regiuni spațiale se interconectează pe peretele puțului forat.

3.3.1.4 Programe de simulare energetică a clădirii integrate cu modele de SCS

Programul EnergyPlus este un program de simulare energetică a clădirii extins pentru a permite și simulări ale sistemului PCCS [31]. Au fost implementate modele pentru pompa de căldură de apă-apă și pentru un schimbător de căldură vertical. Modelul SCS folosește, funcții f propuse de Eskilson pentru a modela răspunsul solului la diferite fluxuri de căldură.

Alt program de analiză energetică a clădirii Equest și motorul său de simulare DOE-2.2 au fost îmbunătățite pentru a facilita proiectarea și analiza energetică a sistemelor PCCS [49]. Un model de SCS vertical bazat pe algoritmul funcției- f a fost implementat în program. A fost implementat în asistentul de creare de clădiri Equest un model de schimbător de căldură vertical, pe baza algoritmului funcției g .

3.3.2 Programul GchpCalc bazat pe modelul sursei cilindrice

GchpCalc este un program pentru a ajuta inginerii în proiectarea sistemelor de pompe de căldură cuplate la schimbătoare verticale în sol. Conceptele fundamentale detaliate ale acestui program pot fi găsite în [45]. Algoritmul programului se bazează pe modelul sursei cilindrice.

Acesta folosește o ecuație simplă de transfer termic în regim staționar (2.33) pentru a determina lungimea necesară a puțului.

3.3.3 Programe de simulare numerică

În domeniul pompelor de căldură cuplate la sol au fost dezvoltate unele coduri de simulare numerică, bazate în principal pe metoda diferențelor finite. Printre acestea, programul numeric cel mai reprezentativ este TRNSYS cu modulul DST dezvoltat de Pahud și Hellstrom [61].

TRNSYS este un pachet modular de simulare a sistemelor în care utilizatorii pot descrie componentele sistemului și modul de interconectare a acestora. Deoarece programul este modular, modelul stocării energiei în sol (DST) pentru SCS verticale este ușor de adăugat în bibliotecile componente existente. Programele de simulare numerică sunt mai dificil de utilizat, cu excepția cazului în care datele simulate sunt calculate anterior și stocate într-o bază de date.

Un alt program de simulare numerică este programul EED (Earth Energy Designer) [23] utilizat pentru proiectarea schimbătoarelor de căldură verticale cuplate la sol și determinarea evoluției temperaturii sursei de căldură pe o perioadă mai îndelungată, oferind în acest fel o estimare precisă a performanței pompei de căldură geotermice în timp.

CAP. 4 EVOLUȚIA CONCEPȚIEI SISTEMELOR HIBRIDE DE POMPE DE CĂLDURĂ CUPLATE LA SOL

4.1 Considerații generale

Pompele de căldură cuplate la sol pot obține performanțe energetice mai ridicate în clădirile unde necesarul de încălzire și răcire al clădirilor este bine echilibrat de-a lungul întregului an. Majoritatea clădirilor din climatele calde sau reci au necesarul de căldură sau de răcire neechilibrat, astfel că pot apărea situații când mai multă căldură este transmisă în sol decât este extrasă pe parcursul unui an, conducând la ridicarea temperaturii solului și diminuarea astfel a performanței sistemului în timp. Pentru a menține o performanță ridicată în funcționare, la clădirile cu o sarcină de răcire dominantă este nevoie de un schimbător de căldură cuplat la sol mult mai mare în comparație cu cel pentru clădirile cu necesar echilibrat. În mod similar, când sistemele PCCS sunt utilizate pentru clădiri cu sarcină de încălzire dominantă ele vor avea nevoie de o suprafață mare de teren pentru a satisface necesarul de căldură maxim. Prin urmare, costul inițial ridicat și suprafața de teren mare necesară pentru instalarea SCS restricționează utilizarea pe scară largă a tehnologiei PCCS în clădirile cu necesar de energie termică neechilibrat.

4.2 Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu schimbătoare de căldură suplimentare

În ultimii ani s-au făcut numeroase cercetări experimentale pentru dezvoltarea și instalarea a diferite tipuri de pompe de căldură hibride cuplate la sol (PCHCS). În cazul clădirilor cu sarcină de răcire dominantă au fost utilizate un agent pentru răcire circulat printr-un turn de răcire sau o suprafață pentru cedarea energiei termice. În Fig. 4.1 se prezintă principiul de funcționare al sistemului hibrid cuplat la un turn de răcire legat în serie cu SCS prin intermediul unui schimbător de căldură în plăci.

Kavanaugh și Rafferty [45] au analizat posibilitatea reducerii costului inițial de instalare a SCS prin atașarea unui răcitor cu lichid sistemului de pompă de căldură. Aceste cercetări recomandă ca sistemul hibrid să fie dimensionat pe baza sarcinii de încălzire maxime, iar capacitatea răcitorului să fie calculată în concordanță cu diferența dintre lungimea SCS necesară pentru acoperirea sarcinii de răcire și de încălzire.

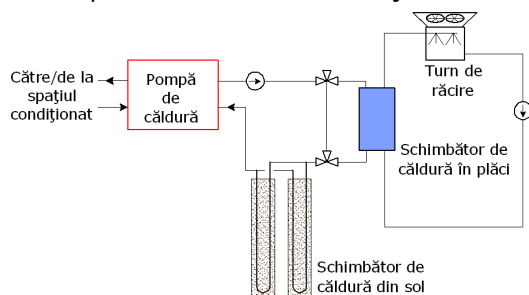


Fig. 4.1. Schema sistemului hibrid PCCS cu turn de răcire

4.3 Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu producere de apă caldă

Prepararea apei calde de consum (a.c.c) este necesară în viața de zi cu zi a sectorului rezidențial și comercial. Prepararea cu mijloace tradiționale a apei calde de consum se face de obicei prin arderea combustibililor fosili sau cu boilerele electrice, care nu doar că sunt mari consumatoare de energie, dar și emit un volum considerabil de gaze dăunătoare, contribuind astfel la amplificarea efectului de seră din atmosferă.

Prin urmare, pentru a reduce costul inițial ridicat al PCCS concomitent cu consumul de energie pentru prepararea a.c.c, sistemele hibride PCCS cu producere de apă caldă de consum devin o alternativă pentru clădirile cu sarcină de răcire dominantă, în special în domeniul rezidențial dar și cel comercial. De exemplu, se poate utiliza un schimbător de căldură suplimentar de mici dimensiuni, care recuperează căldură din gazul supraîncălzit din compresor pentru a preîncălzi/încălzi apa caldă de consum.

În sezoanele de răcire, schimbătorul de căldură suplimentar folosește energia termică în exces care poate fi cedată solului, pentru a încălzi apa caldă de consum „gratuit”. În sezoanele de încălzire, se extrage mai multă căldură din sol pentru a se asigura simultan încălzirea clădirii și prepararea a.c.c. Astfel se poate echilibra căldura cedată și cea extrasă din sol prin intermediul SCS (Fig. 4.2).

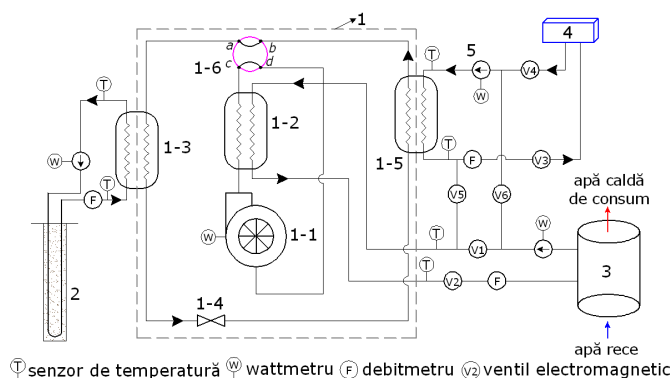


Fig. 4.2. Schema unei PCHCS cu preparare de a.c.c

1-PC apă-apă; 2-SCS; 3-rezervor de înmagazinare; 4-ventiloconvector; 5-pompă de circulație; 1- compresor; 1-2- subrăcitor; 1-3- condensator; 1-4- ventil de laminare; 1-5- vaporizator; 1-6- ventil inversor

4.4 Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu panouri solare termice

Ideea de a cupla un colector solar la SCS, din considerentul că energia solară poate fi stocată în sol, a fost pentru prima dată propusă de Penrod în 1956. După câteva decenii, sistemele PCCS asistate solar au fost recomandate de Metz [56]. S-au făcut eforturi pentru investigarea performanțelor și aplicațiilor PCCS cu panouri solare termice. Chiasson și Yavuzturk [14] au prezentat o evaluare a fezabilității sistemului hibrid PCCS cu panouri solare termice prin simulare pentru clădirile cu necesar de încălzire dominant.

Cu ajutorul programului TRNSYS s-a realizat evaluarea performanței PCCS în sistem hibrid și în sistem convențional, pe o perioadă de 20 de ani, prin simulare pentru diferite cazuri și condiții climatice. De asemenea, au fost simulate colectoarele solare fixe și cele mobile, ce pot urmări sursa solară. S-a demonstrat din analiza costurilor pentru o perioadă de 20 de ani că sistemele hibride de PCCS

cu panouri solare termice sunt alegerea cea mai bună pentru încălzirea clădirilor cu necesar de încălzire dominant.

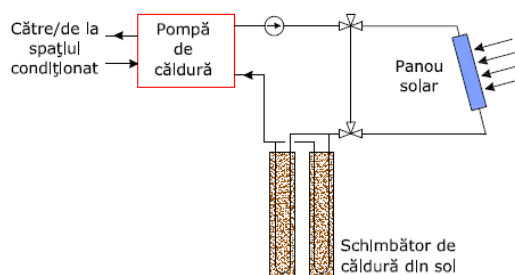


Fig. 4.3. Schema sistemului hibrid de PCCS cu panouri solare termice

În acest sistem, căldura provenită de la soare este folosită prioritar pentru încălzirea apei calde de consum și este injectată în sol prin intermediul sondelor verticale doar atunci când necesarul de căldură pentru prepararea a.c.c. este asigurat. Studiul experimental asupra performanței în funcționare a sistemului a indicat faptul că energia injectată în sol de către panourile solare a avut o valoare de circa 39,5 W/m, aproximativ egală cu valoarea medie a căldurii extrase din sol de pompa de căldură (40 W/m).

Rezultatele simulărilor au arătat că PCCS au un coeficient de performanță îmbunătățit deoarece temperatura solului se poate recupera efectiv datorită suplimentării cu energie solară. În același timp PCCS pot compensa intermitența și instabilitatea energiei solare.

4.5 Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu panouri solare fotovoltaice

4.5.1 Considerații generale

Ultimii ani au fost caracterizați de o creștere considerabilă a atenției mondiale asupra încălzirii globale, tot mai asociată influenței omului asupra schimbărilor climatice. În cadrul înaltei întâlniri G8, ce a avut loc în Germania în iunie 2007, s-a dat o ușoară atenție încălzirii globale, trimițând această schimbare către anii 2050. Uniunea Europeană, este de părere că în anul 2020 aproximativ 20% din întreaga energie europeană va fi produsă din resurse regenerabile. Acest puternic semnal al politicii UE a îndreptat atenția asupra prezentului și viitorului de a obține energia din surse neconvenționale.

4.5.2 Radiația solară și tehnologia panourilor fotovoltaice

Datorită reacțiilor nucleare ce au loc în interiorul său, Soarele reprezintă o sursă energetică vitală pentru planeta noastră. Imensa cantitate de energie radiată sub forma undelor electromagnetice, demonstrează că această stea poate să fie considerată cu o bună aproximare un corp negru (radiant complet) cu o temperatură medie a suprafeței de circa 5780 K.

În interiorul Soarelui, prin intermediul fuziunii termonucleare, în fiecare secundă 600 milioane tone de hidrogen se transformă în 595,5 milioane tone de heliu, iar cele 4,5 milioane tone de hidrogen rămase (reprezentând 0,75% din total) se transformă direct în energie după ecuația lui Einstein: $E=mc^2$.

Energia astfel generată este de circa 405.000 miliarde TJ, reprezentând o energie de neimaginat la nivelul scoarței terestre. Toată această extraordinară putere a Soarelui este datorată conversiei în energie a unei părți infime din totalul cantității de materie a sa, cantitate comparabilă cu greutatea unui mic lanț muntos de pe Terra.

Termenul „constantă solară” semnifică fluxul radiant al energiei solare (radiația solară directă), care are valoarea medie 1368 W/m² [15]. Considerând aria plană a globului de 1275x10¹⁴ m² și raza medie a Pământului de aproximativ 6371 km, radiația totală transmisă Pământului este 1,74x10¹⁷ W [102].

4.5.3 Criterii de dimensionare a sistemelor fotovoltaice

Dimensionarea unui sistem fotovoltaic conectat la rețeaua electrică se poate efectua pe baza unor parametri tehnici sau economici, și anume:

- bugetul disponibil pentru investiție;
- consumurile electrice al utilizatorului;
- suprafața disponibilă.

În cazul sistemelor de puteri mici este important să se țină seama de consumurile electrice ale utilizatorului, estimate printr-o analiză directă a consumurilor precedente. În cazul sistemelor destinate unei producții mari de energie electrică când se determină mărimea și tipul generatorului fotovoltaic, trebuie să se țină seama de suprafața avută la dispoziție și de durata de recuperare a investiției.

La alegerea unui modul fotovoltaic, primul parametru luat în considerare este puterea maximă utilă, adică puterea maximă dezvoltată în condiții de testare standard (CTS), și anume:

- radiație incidentă: 1000 W/m²;
- temperatura celulei: 25 °C;
- spectru: MA1,5;
- viteza vântului: 0 m/s.

Pentru a avea informații concrete despre funcționarea sistemelor fotovoltaice s-a introdus termenul „temperatura nominală de operare a celulei” (TNOC), care dă temperatura nominală de lucru a unei celule ce face parte din interiorul unui modul ce funcționează în următoarele condiții:

- radiația incidentă: 800 W/m²;

- temperatura mediului înconjurător: 20 °C;
- viteza vântului: 1 m/s.

4.5.4 Analiza posibilității de alimentare a PCCS cu energie electrică produsă de panourile fotovoltaice

Pentru determinarea radiației solare disponibile la amplasamentul laboratorului experimental (Fig. 4.6) echipat cu PCCS s-a utilizat Photovoltaic Geographical Information System oferit de site-ul UE [112].

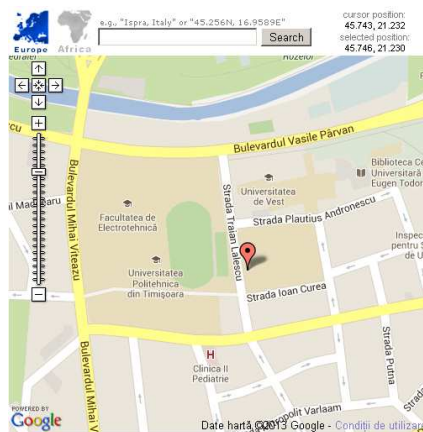


Fig. 4.6. Amplasamentul laboratorului experimental

În Fig. 4.8 este ilustrată interfața programului de estimare a energiei solare și a sistemelor de panouri fotovoltaice pentru locația aleasă. Simulările s-au făcut ținând seama de o optimizare a orientării panourilor fotovoltaice, de puterea electrică de vârf instalată și de tipul de panou fotovoltaic ales.

PV Estimation

Monthly radiation

Daily radiation

Stand-alone PV

Performance of Grid-connected PV

Radiation database: Climate-SAF PVGIS [\[What is this?\]](#)

PV technology: Crystalline silicon

Installed peak PV power 5 kWp

Estimated system losses [0;100] 14 %

Fixed mounting options:

Mounting position: Free-standing

Slope [0;90] 35 ° ☐ Optimize slope

Azimuth [-180;180] 0 ° ☒ Also optimize azimuth
(Azimuth angle from -180 to 180, East=-90, South=0)

Tracking options:

☒ Vertical axis Slope [0;90] 0 ° ☒ Optimize

☒ Inclined axis Slope [0;90] 0 ° ☒ Optimize

☒ 2-axis tracking

Horizon file Choose File No file chosen

Output options

☒ Show graphs ☐ Show horizon

☐ Web page ☐ Text file ☒ PDF

Calculate [\[help\]](#)

Fig. 4.8. Interfața programului de simulare

Datele inițiale pentru efectuarea simulării sunt:

- datele geografice ale amplasamentului: latitudine Nord 44°44'44"; longitudine 21° 13'47" Est; altitudine 89 m față de nivelul Mării Negre;
- puterea nominală a sistemului fotovoltaic: 5 kW;
- pierderi datorate temperaturii și radiației reduse: 9,4%;

- pierderi datorate efectelor de reflexie: 2,9 %;
- alte pierderi din sistem (inverter, cablaje): 14%;
- pierderi ale sistemului fotovoltaic: 24,4%.

În urma simulărilor efectuate a rezultat unghiul optim de inclinare de circa 34° a panourilor fotovoltaice pentru a obține un randament maxim și unele date referitoare la radiația solară și producția de energie electrică: H_d – energia specifică a radiației medii zilnice primită de sistemul de panouri fotovoltaice; H_m – energia specifică a radiației medii lunare primită de sistemul de panouri fotovoltaice; E_d – producția zilnică medie de electricitate; E_m – producția lunară medie de electricitate. Rezultatele au fost sintetizate în Tabelul 4.1.

În urma simulărilor s-a constatat că prin hibridizarea sistemului PCCS cu un sistem de panouri fotovoltaice se poate acoperi integral consumul de energie electrică la funcționarea sistemului PCSS pe durata întregului an. În consecință rezultă că pentru acoperirea necesarului de încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum se obține o reducere integrală a emisiilor de CO₂ prin hibridizarea propusă.

Întrucât sistemul a fost dimensionat să acopere un maxim de putere iar în timpul anului există situații când sistemul de stocare este încărcat complet se pot alimenta și alți consumatori precum sistemul de iluminat interior al laboratorului sau computerul de monitorizare și înregistrare a datelor.

CAP. 5 DETERMINAREA NECESARULUI DE CĂLDURĂ/FRIG ȘI A CONSUMULUI DE ENERGIE TERMICĂ PENTRU LABORATORUL EXPERIMENTAL

5.1 Calculul necesarului de căldură pentru încălzire

Necesarul de căldură pentru încălzire Q_{inc} se determină separat pentru fiecare încăpere, conform standardului SR 1907/97:

$$Q_{inc} = Q_T \left(1 + \frac{\Sigma A}{100} \right) + Q_{inf} \quad (5.1)$$

în care: Q_T este fluxul termic cedat prin transmisie în regim staționar; Q_{inf} – sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat; ΣA – suma adaosurilor la pierderile de căldură prin transmisie.

- Fluxul termic cedat prin transmisie se calculează cu relația:

$$Q_T = \sum c_M m S \frac{t_i - t_e}{R_0} + Q_{sol} \quad (5.2)$$

în care: m este coeficientul de masivitate termică al elementelor de construcție exterioare; S – aria suprafeței fiecărui element de construcție; R_0 – rezistența termică globală a elementului de construcție considerat, stabilită conform STAS 6472/3; t_i – temperatura de calcul a aerului interior, în funcție de destinația clădirii și a încăperii considerate; t_e – temperatura de calcul a aerului exterior, în funcție de zona climatică; Q_{sol} – fluxul termic cedat prin sol pentru încăperile așezate direct pe sol sau îngropate parțial în sol; c_M – coeficientul de corecție al necesarului de căldură, în funcție de masa specifică a construcției.

5.2 Calculul necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum

Energia necesară pentru prepararea apei calde de consum reprezintă un element important în evaluarea consumurilor energetice a clădirilor civile și industriale. Dacă energia necesară pentru acoperirea pierderilor de căldură prin anvelopa clădirii trebuie să fie asigurată în timpul sezonului de încălzire, cea pentru obținerea apei calde de consum trebuie asigurată pe întreaga perioadă a anului.

În cazul utilizării pompelor de căldură, temperatura apei calde de consum obținute va fi de aproximativ 45...50 °C. Pentru evitarea consumurilor de energie ridicate rezultate din funcționarea în regim instant a preparării apei calde de consum, pompele de căldură funcționează în regim de acumulare, fiind dotate în cu un boiler. Acesta este prevăzut cu o serpentină prin intermediul căreia agentul termic ridică temperatura apei calde la cea de consum.

Sarcina termică Q_{ac} , în W, necesară pentru prepararea a.c.c. necesare zilnic se determină în regim de acumulare cu relația:

$$Q_{ac} = \frac{N_u C_{zn} \rho_w c_w (t_{ac} - t_{ar})}{3600 \tau} \quad (5.11)$$

în care: N_u este numărul persoanelor ce utilizează apa caldă de consum; C_{zn} – consumul zilnic normat pentru unitatea de utilizare, în l/om.zi, cu valorile recomandate în STAS 1478 sau Mc 001; ρ_w, c_w – densitatea, în kg/m³ și căldura specifică, în J/(kgK) ale apei la temperatura medie între intrarea și ieșirea din boilerul pompei de căldură; t_{ac} – temperatura apei calde la ieșire din boiler, în °C; t_{ar} – temperatura apei reci la intrare în boiler, în °C; τ – timpul în care este încălzită apa, în h.

5.3 Calculul sarcinii termice de răcire

În cazul pompei de căldură reversibile, se determină sarcina termică de răcire Q_{racire} în regim de vară, folosind relația:

$$Q_{racire} = Q_{ap} + Q_{deg} \quad (5.16)$$

în care: Q_{ap} este necesarul de frig pentru compensarea aporturilor de căldură prin insolație; Q_{deg} – necesarul de frig pentru compensarea degajărilor de căldură de la sursele interioare.

Deoarece sursele termice interioare cu degajări de căldură au în general o intensitate constantă, sarcina termică de vară este maximă când aportul de căldură din exterior este maxim.

• *Necesarului de frig pentru compensarea aporturilor de căldură prin insolație* Q_{ap} se calculează conform STAS-ului 6648. În conformitate cu metodologia acestui standard, în mod aproximativ, căldura transmisă prin elementele de construcție masive exterioare (pereți, planșeu, pardoseală) este:

$$Q_{ap} = \sum \frac{S[(t_{sm} - t_i) + f(t_s - t_{sm})]}{R} \quad (5.17)$$

5.4 Prezentarea laboratorului experimental și a rezultatelor calculelor efectuate

Cercetările experimentale s-au efectuat în laboratorul Catedrei de Instalații din clădirea Facultății de Construcții, situat la nivelul parter (Fig. 5.1), în care este amplasată pompa de căldură cuplată la sol. Încăperea laboratorului este delimitată de un birou (în partea stângă), un laborator (în partea dreaptă), un coridor (pe direcția vestică), o sală de ședințe la etajul 1, o sală de cursuri la demisol și de un perete exterior orientat spre Est. Calculele s-au efectuat pentru localitatea Timișoara, situată în zona climatică II și zona eoliană IV având temperatura de calcul a aerului exterior $t_e = -15$ °C și viteza convențională a vântului $v = 4$ m/s.

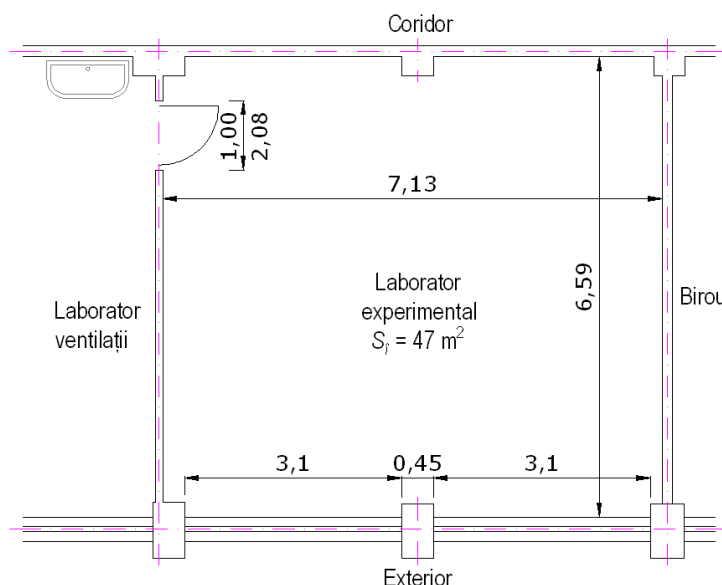


Fig. 5.1 Planul laboratorului

S-a asimilat suprafața încăperii laboratorului cu o suprafață locuibilă în Timișoara și pentru un indice de ocupare de 0,065 persoane/m² a rezultat un număr de 3 persoane aferent suprafeței respective. Considerând valoarea consumului zilnic de 50 l/om.zi, temperatura apei din boiler de 45 °C, temperatura apei reci de 20 °C, timpul în care este încălzită apa de consum de 1 h (determinat experimental la utilizarea pompei de căldură) și aplicând relația (5.10) s-a determinat sarcina termică necesară pentru prepararea apei calde de consum $Q_{ac} = 4,36$ kW.

Pentru consumul mediu de apă caldă de circa 50 litri/om-zi al unei familii de 3 persoane, s-a calculat cu ajutorul metodologiei Mc 001 energia termică consumată pentru asigurarea necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum în cazul a patru temperaturi t_{ac} diferite ale a.c.c. De asemenea, s-au efectuat măsurări experimentale ale energiei termice consumate de pompa de căldură pentru asigurarea puterii termice necesare preparării a.c.c. în cazul celor patru temperaturi considerate.

În Fig. 5.2 este ilustrată energia consumată lunar pentru încălzire și răcire pe perioada unui an.

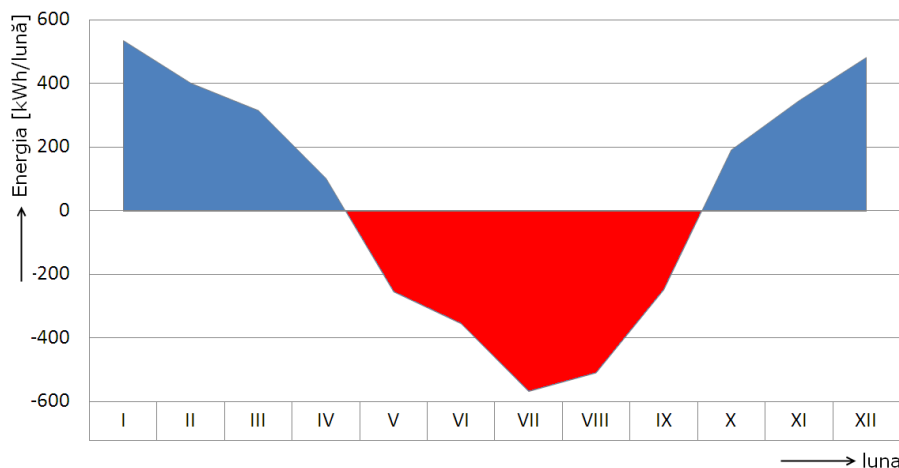


Fig. 5.2 Variația energiei consumate lunar pentru încălzirea și răcirea laboratorului

5.5 Analiza economico-energetică comparativă și a performanțelor de mediu pentru încălzirea/răcirea laboratorului cu diverse surse de energie primară

Ipoteze de calcul. Se efectuează un studiu privind realizarea încălzirii/răcirii încăperii laboratorului cu o pompă de căldură cuplată la sol, utilizând ca sursă de căldură solul, comparativ cu alte surse de energie primară.

Încăperea cu suprafață utilă de 47 m² situată la parter va fi încălzită cu ventiloconvectoare de perete. Ecartul temperaturii apei calde la ventiloconvectoare este 50/40 °C. Rețeaua de distribuție pentru ventiloconvectoare este din cupru.

Calculul necesarului de căldură al încăperii s-a efectuat în Tabelul 5.1, rezultând $Q_{inc}=3,11$ kW, iar temperatura de calcul a aerului interior s-a considerat de +22 °C. Pentru prepararea apei calde de consum s-a estimat necesarul de căldură $Q_{ac}=4,36$ kW.

Calculul sarcinii termice de răcire s-a efectuat în Tabelul 5.4, rezultând $Q_{racire}=2,15$ kW, iar temperatura de calcul a aerului interior s-a considerat de +26 °C.

Soluția propusă. Ecartul temperaturii apei calde la ventiloconvectoare este 50/40 °C. Rețeaua de distribuție pentru ventiloconvectoare este din cupru.

Necesarul de căldură al încăperii se va asigura de o pompă de căldură Stiebel Eltron WPC 5-cool și un boiler cu capacitatea de 175 litri. Pompa de căldură este de tip cu comprimare mecanică (compresor scroll) funcționând cu freon ecologic R-410A. Sursa de căldură o constituie solul cu temperatura de minim 10 °C.

În condițiile de funcționare cu $t_0 = 7$ °C și $t_c = 50$ °C puterea termică cedată de pompa de căldură este $Q_{PC} = 6,5$ kW. Se constată că această putere termică acoperă atât necesarul de încălzire al laboratorului cât și necesarul de căldură pentru prepararea apei calde de consum. În sezonul cald pompa de căldură asigură o răcire pasivă, având puterea de răcire $Q_0=3,8$ kW pentru temperatura sursei de 15 °C și temperatura returului instalației de răcire de 23 °C. Se constată că această putere termică acoperă necesarul de răcire al laboratorului.

Analiza economică. Comparând soluția descrisă pentru realizarea încălzirii și răcirii încăperii laboratorului cu alte variante posibile de surse de energie primară (cazan cu GPL, cazan cu motorină și cazan cu gaze) rezultă o investiție superioară pentru pompa de căldură, dar și o economie la cheltuielile de exploatare, care face posibilă recuperarea sporului de investiție.

Rezultă astfel perioada de recuperare a investiției suplimentare pentru pompa de căldură, comparativ cu cazanele termice:

– față de cazanul cu motorină:

$$TR = \frac{I_{PC} - I_{CT, motorina}}{C_{CT, motorina} - C_{PC}} = \frac{10950 - 3300}{(6828 + 54) - (510 + 25)} = 1,19 \text{ ani}$$

(5.26)

– față de cazanul cu GPL:

$$TR = \frac{I_{PC} - I_{CT, GPL}}{C_{CT, GPL} - C_{PC}} = \frac{10950 - 2900}{(5537 + 54) - (510 + 25)} = 1,57 \text{ ani}$$

(5.27)

– față de cazanul cu gaz natural:

$$TR = \frac{I_{PC} - I_{CT, Gaz}}{C_{CT, Gaz} - C_{PC}} = \frac{10950 - 4370}{(1448 + 54) - (510 + 25)} = 6,47 \text{ ani}$$

(5.28)

Se observă că, față de oricare din soluțiile cu cazane termice, soluția de încălzire și răcire cu PCCS are o perioadă de recuperare TR a investiției suplimentare mai mică decât durata de recuperare normată TR_n , de 8...10 ani.

Consumul anual de energie. În ceea ce privește consumul anual de energie pentru încălzire pompa de căldură are un consum de energie mai mic cu 88,7% față de cazanul cu GPL, cu 90% față de cazanul cu motorină și cu 88,8% față de cel cu gaz natural. Răcitorul split cuplat cu sistemele de încălzire clasice funcționează 500 h/an cu un consum anual mediu de energie de 540 kWh/an comparativ cu pompa de căldură în regim de răcire al cărui consum anual mediu de energie este de 250 kWh/an.

Emisiile de CO₂. Sistemul PCCS utilizează mai puțină energie decât sistemele clasice de încălzire/răcire, ajutând la conservarea resurselor naturale. Acest sistem reprezintă o importantă tehnologie pentru reducerea emisiilor gazelor cu efect de seră. În Tabelul 5.8 se compară emisiile (directe) de CO₂ ale sistemului de pompă de căldură cuplată la sol cu emisiile celorlalte surse de energie primară.

În [16] a fost efectuată o analiză pentru estimarea *contribuției totale la încălzirea atmosferei* (TEWI) a sistemelor PCCS comparativ cu alte sisteme utilizate la încălzirea/răcirea clădirilor rezidențiale, comerciale și social-administrative. Rezultatele modelării au arătat reducerea emisiilor de CO₂ de la 15 la 77% prin aplicarea sistemului PCCS.

CAP. 6 STUDII ȘI CERCETĂRI EXPERIMENTALE

6.1 Descrierea standului experimental al pompei de căldură cuplate la sol

Standul utilizat pentru cercetările și măsurătorile efectuate este amplasat în laboratorul experimental și are în componență următoarele echipamente (Fig. 6.1):

- o pompă de căldură cuplată la sol tip WPC 5 cool cu puterea termică de 6,5 kW și puterea de răcire de 3,8 kW;
- două ventiloconvectoare de perete cu puterea termică totală de 3,2 kW;
- un lavoar;
- un acumulator pentru apă caldă;
- o pompă de circulație pentru instalația de încălzire/răcire;
- trei vase de expansiune, câte unul pentru instalația de încălzire, instalația de preparare a apei calde de consum și schimbătorul de căldură din sol.

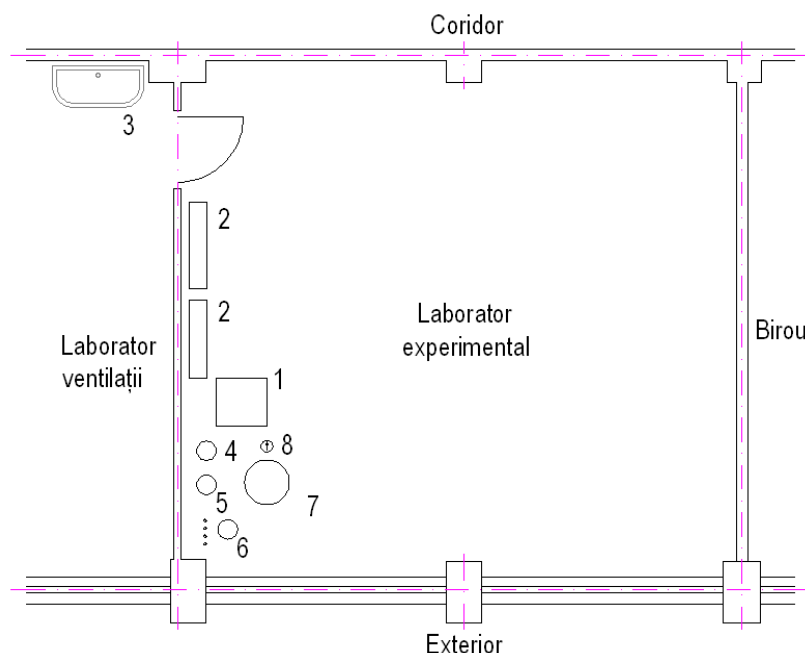


Fig. 6.1. Planul de amplasare al echipamentelor standului experimental

1-PCCS; 2-ventiloconvector; 3-lavoar; 4-vas de expansiune al instalației de preparare acc; 5-vas de expansiune al instalației de încălzire; 6-vas de expansiune al SCS; 7-acumulator pentru apă caldă; 8-pompă de circulație trifazată.

PCCS asigură agentul termic pentru încălzire, răcire și pentru prepararea apei calde de consum. Agentul termic poate fi livrat către cele două ventiloconvectoroare în două moduri:

- direct, prin recirculare cu ajutorul unei pompe de circulație din interiorul PCCS;
- indirect, cu ajutorul pompei de circulație prin intermediul unui acumulator de apă caldă;

Pentru asigurarea preluării dilatărilor din instalație s-au montat vase de expansiune pentru SCS, instalația de încălzire și cea de preparare a.c.c.

Pompa de căldură sol-apă, cu comprimare mecanică de vapori este cuplată la o sondă verticală în sol cu lungimea de 80 m. Pentru evitarea riscului de îngheț și pentru un transfer termic mai ridicat în schimbătorul de căldură din sol s-a introdus un amestec apă-glicol de concentrație circa 30%. Căldura extrasă din sol este cedată agentului frigorific prin intermediul vaporizatorului și ulterior prin intermediul condensatorului agentului termic.

Fig. 6.2. Schema funcțională a instalației de încălzire/răcire

1-PCCS; 2-ventiloconvector; 3-lavoar; 4-vas de expansiune acc; 5-vas de expansiune al SCS; 6-vas de expansiune pentru circuitul de încălzire/răcire; 7-calculator de energie termică; 8-debitmetru cu ultrasunete pentru circuitul de încălzire/răcire; 9-sonde de temperatură; 10-debitmetru cu ultrasunete pentru circuitul SCS; 11-aerisitor automat; 12-SCS; 13-tablou electric de distribuție a standului; 14-contor electronic trifazat de energie electrică; 15-sistem de protecție a PC; 16-contor pentru acc; 17-senzor de temperatură exterioară.

Pentru determinarea consumurilor energetice și pentru calculul coeficientului de performanță s-au utilizat două contoare de energie termică și un contor electronic trifazat de energie electrică.

Față de schema inițială a standului experimental (Fig. 6.2) s-a montat un vas tampon termic între pompa de căldură și ventiloconvectoroare, obținându-se schema funcțională optimizată a instalației de încălzire/răcire ilustrată în Fig. 6.6. În acest caz pompa de căldură va alimenta cu agent termic vasul tampon și de la acesta prin intermediul unei pompe de circulație agentul termic este trimis către ventiloconvectoroare.

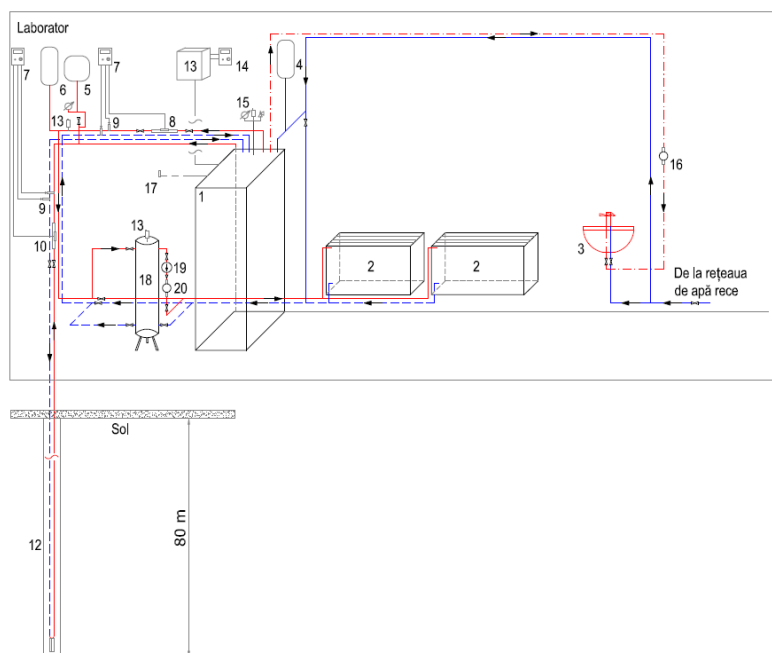


Fig. 6.6. Schema funcțională optimizată a instalației de încălzire/răcire
 1-PCCS; 2-ventiloconvector; 3-lavuar; 4-vas de expansiune acc; 5-vas de expansiune al SCS; 6-
 vas de expansiune pentru circuitul de încălzire/răcire; 7-calculator de energie termică; 8-
 debitmetru cu ultrasunete pentru circuitul de încălzire/răcire; 9-sonde de temperatură;
 10-debitmetru cu ultrasunete pentru circuitul SCS; 11-aerisitor automat; 12-SCS; 13-tablou
 electric de distribuție a standului; 14-contor electronic trifazat de energie electrică; 15-sistem de
 protecție a PC; 16 – contor pentru acc; 17 – senzor de temperatură exterioră 18 – vas tampon
 termic; 19 – pompă de circulație trifazată; 20 – debitmetru cu turbină

Prin intermediul automatizării pompei de căldură se poate controla funcționarea pompei de circulație atașată vasului tampon și anume pornirea și oprirea acesteia. Prin acest montaj se îmbunătățește funcționarea întregului sistem de încălzire, vasul tampon termic permițând reducerea numărului de porniri-opriri a PC datorită inerției sale termice și astfel o mărire a eficienței energetice.

6.2 Soluții de reducere a consumului energetic în sistemele de încălzire/răcire și preparare a apei calde de consum

6.2.1 Optimizarea energetică a pomparei apei în instalația interioară de încălzire

6.2.1.1 Reglarea furnizării căldurii

Pompele de circulație pentru agentul termic din instalațiile de încălzire sunt în general de tipul centrifugale monoetajate și au ca element principal transmiterea energiei mecanice în energie hidraulică prin intermediul palelor rotorului către agentul termic vehiculat, pomparea datorându-se fenomenului de centrifugare realizat de mișcarea palelor rotorului.

În timpul funcționării unui sistem de încălzire, scopul urmărit este ca, la consumatori, să se asigure debitele de agent termic, respectiv de căldură, corespunzătoare condițiilor cerute (în funcție de parametrii climatici exteriori); de aceea, instalația este prevăzută cu un sistem de reglare care poate fi calitativ, cantitativ sau mixt.

Reglarea constituie un proces prin intermediul căruia se urmărește modificarea permanentă sau temporară a înălțimii de pompare H și a debitului G , astfel încât pompa să asigure parametrii necesari unei bune funcționări ale sistemului și să se realizeze o economie de energie.

Reglarea cantitativă impune o variație a debitului în timpul exploatării instalației, păstrând parametrii agentului termic constanți și se poate realiza:

- cu pompe cu caracteristici tehnice diferite (debit și înălțime de pompare);
- cu pompe cu turație variabilă, respectiv cu posibilități de a modifica debitul și înălțimea de pompare ale aceleiași pompe, funcție de necesități.

Asigurarea debitelor de agent termic, respectiv a debitelor de căldură solicitate de consumatori, impun asigurarea unei reglări pe traseul rețelei de conducte, între sursă și consumatori.

Necesitatea reglării debitului pompelor sau a sistemelor de pompare este strâns legată de economia de energie, dar și de realizarea unor debite de agent în instalație conforme cu:

- necesarul de căldură la consumatori;
- închiderea totală sau parțială a vanelor automate pe circuite;
- închiderea totală sau parțială a robinetelor termostactice la corpurile de încălzire.

În cazul instalațiilor termice aceste reglaje sunt absolut necesare datorită faptului că pompele sunt alese pentru a satisface o putere maximă pentru încălzire sau răcire, putere rezultată din calculele făcute conform normativelor în vigoare, pentru valori extreme ale temperaturilor din zona climatică considerată.

Având în vedere că perioada de asigurare a agentului termic la parametrii maximi este destul de scurtă, se justifică reglarea debitului pompei pentru obținerea de randamente ridicate și consumuri reduse de energie nu doar pentru pompă ci și echipament individual și pentru întregul sistem de încălzire, inclusiv eficientizarea consumurilor de energie pentru sursa de producere a energiei termice (cazan, pompă de căldură).

Optimizarea prin reglarea debitului pompei conduce, deci, la consumuri de energie primară reduse la sursa de producere a energiei termice, ceea ce conduce implicit la reducerea emisiilor de CO_2 .

În Fig. 6.7 este reprezentat ciclul de funcționare al unei pompei de circulație pentru perioada de încălzire.

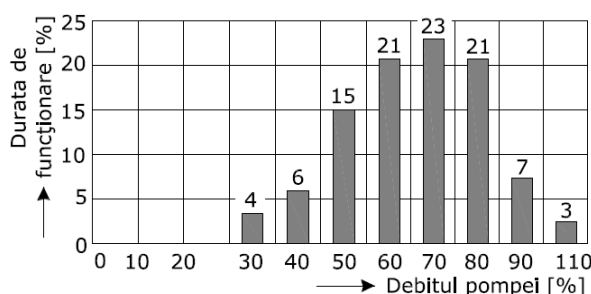


Fig. 6.7. Ciclul de funcționare într-o instalație de încălzire

Practica a arătat că, costurile de investiție cu instalațiile auxiliare de mentinere a siguranței pompelor cu turație variabilă, reprezintă circa 10% din totalul cheltuielilor de exploatare. Cu alte cuvinte, 90% constituie consumul energetic, pe durata vieții unei pompe, durată ce se poate estima între 15 și 20 de ani. De asemenea, trebuie subliniat că, economia de energie realizată, utilizând pompele cu turație variabilă, duce la amortizarea instalațiilor într-un timp foarte scurt.

A rezultat că prin procedeul variației turației, față de procedeul start-stop, s-a realizat o scădere a consumului anual de energie de la 156,69 kWh la 150,31 kWh, deci o reducere cu 6,38 kWh, respectiv un procent de 4,06%.

6.2.1.2 Corelarea debitului pompat cu necesarul de căldură

Cu o pompă cu turație constantă există două metode de a face să varieze debitul dintr-o rețea de conducte:

- trecerea printr-un bypass a unei părți din debitul din debit, în care caz, pompa lucrează întotdeauna cu același punct de funcționare, iar puterea absorbită rămâne constantă;
- crearea unei pierderi de sarcină suplimentară (ΔH) prin prevederea unor vane de reglare; în acest caz punctul de funcționare se deplasează spre stânga în diagrama $H-G$.

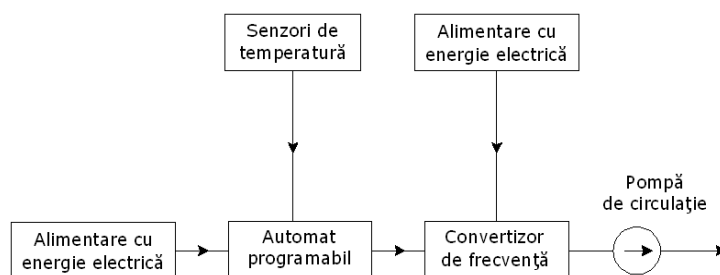


Fig. 6.13. Schema sistemului de control al pompei cu turație variabilă

Pentru reglajul propus s-au calculat diferite valori ale necesarului de căldură (sarcinii de încălzire) Q_{inc} , în funcție de ecartul de temperatură Δt dintre interior și exterior, conform paragrafului 5.1, pentru o plajă a temperaturii de calcul a aerului exterior t_e cuprinsă între -20 și 22 °C, ținând seama că temperatura aerului interior este constantă ($t_i=22$ °C), iar temperatura aerului exterior variază în funcție de alternanța zi-noapte și de sezon.

Pentru fiecare valoare a necesarului de căldură corespunde un debit G de agent termic care trebuie pompat în instalație de către pompa de circulație la o anumită turație v a motorului său și în acest fel se efectuează controlul turației pompei de circulație atașată vasului tampon termic. În Tabelul 6.3 sunt sintetizate rezultatele numerice ale calculului efectuat pentru realizarea controlului turației pompei de circulație în sezonul de încălzire.

Prin rezultatele obținute este dată de fapt prin puncte curba de variație a frecvenței convertizorului de frecvență în funcție de ecartul de temperatură și se aplică interpolarea geometrică prin metoda numerică a celor mai mici pătrate [74] pentru a determina expresia analitică a acestei curbe, sub forma:

$$v(\Delta t) = a_0 + a\Delta t^\alpha \quad (6.6)$$

Pentru reglajul propus s-au calculat diferite valori ale necesarului de răcire (sarcinii de răcire) $Q_{răcire}$, în funcție de ecartul de temperatură Δt dintre interior și exterior, conform paragrafului 5.3, pentru o plajă a temperaturii de calcul a aerului exterior t_e cuprinsă între 26 și 42 °C, ținând seama că temperatura aerului interior este constantă ($t_i=26$ °C), iar temperatura aerului exterior variază în funcție de alternanța zi-noapte și de sezon.

Pentru fiecare valoare a necesarului de răcire corespunde un debit G de agent termic care trebuie pompat în instalație de către pompa de circulație la o anumită turație v a motorului său și în acest fel se efectuează controlul turației pompei de circulație atașată vasului tampon termic. În Tabelul 6.4 sunt sintetizate rezultatele numerice ale calculului efectuat pentru realizarea controlului turației pompei de circulație în sezonul de răcire.

Aplicând interpolarea geometrică prin metoda numerică a celor mai mici pătrate [74] s-a determinat expresia analitică a curbei de variație a frecvenței convertizorului de frecvență, sub forma:

$$v = 14,845\Delta t^{0,175} \quad (6.13)$$

În Fig. 6.16 este prezentat montajul realizat pentru controlul turației pompei de circulație în concordanță cu necesarul de căldură al încăperii. Față de sistemul clasic unde pornirea/oprirea pompei de circulație este comandată de către automatizarea pompei de căldură, cu ajutorul acestui montaj s-au separat controlul pornirii/opririi și controlul turației pompei de circulație.

Pentru corelarea opririi și pornirii simultane a pompei de circulație cu pompa de căldură s-au stabilit valorile de temperatură comune acestei operații. S-au efectuat măsurători pentru stabilirea valorii frecvenței corespunzătoare debitului de fluid necesar.

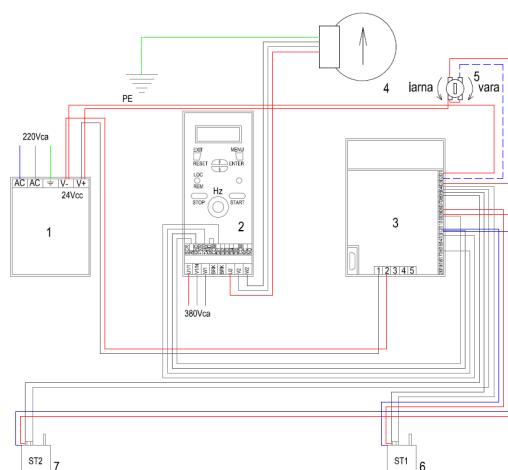


Fig. 6.16 Schema de montaj a automatizării pompei de circulație
1–alimentator 220Vca/24Vcc; 2–convertizor de frecvență; 3–automat programabil; 4–pompa de circulație trifazată; 5–selector sezon rece sau cald; 6–senzor de temperatură interioară; 7–senzor de temperatură exterioară.

Com Soft este un program de achiziție de date și control pentru pompele de caldură Stiebel Eltron, a cărei interfață este prezentată în Fig. 6.17. Programul permite înregistrarea mai multor parametri dintre care se menționează temperatura și umiditatea aerului interior, temperatura de condens (punctul de rouă), temperatura aerului exterior, temperatura tur-retur a instalației de încălzire/răcire, temperatura apei calde de consum, temperatura sursei de căldură, temperatura și presiunea agentului frigorific, precum și date privind funcționarea principalelor componente ale echipamentului. Înregistrarea datelor se face într-un jurnal, ulterior putând să fie prelucrate și interpretate grafic sau tabelar. Ținând seama de faptul că evoluția unor parametri este mai rapidă în timp, se pot crea mai multe jurnale de înregistrare a parametrilor, fiecare putând avea o frecvență de achiziție a datelor diferită. Jurnalul de date poate fi exportat în programul Microsoft Office Excel cu care interpretările grafice și numerice se prelucreză mult mai ușor.

recorded on	Parameter designation	Module	ID	Value
09.04.13 13:29:46	Return temperature	Boiler module	0	22,90
09.04.13 13:29:46	Source temperature	Boiler module	0	22,00
09.04.13 13:29:46	Status Compressor	Boiler module	0	0
09.04.13 13:29:46	Status Buffer primary pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:29:47	Status Source pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:29:47	DHW temperature	Boiler module	0	22,10
09.04.13 13:29:47	DHW valve status	Boiler module	0	0
09.04.13 13:29:47	Set DHW temperature	Boiler module	0	10,00
09.04.13 13:30:48	Relative humidity	Control module	1	29,90
09.04.13 13:30:48	Room temperature	Control module	1	25,40
09.04.13 13:30:49	Dew point temperature	Boiler module	0	6
09.04.13 13:30:49	Flow temperature	Boiler module	0	24,20
09.04.13 13:30:49	Heating circuit pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:30:49	Hot gas	Boiler module	0	24
09.04.13 13:30:49	HP sensor	Boiler module	0	13
09.04.13 13:30:49	Outside temperature	Boiler module	0	15,30
09.04.13 13:30:49	Return temperature	Boiler module	0	22,90
09.04.13 13:30:50	Source temperature	Boiler module	0	22,00
09.04.13 13:30:50	Status Compressor	Boiler module	0	0
09.04.13 13:30:50	Status Buffer primary pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:30:50	Status Source pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:30:50	DHW temperature	Boiler module	0	22,20
09.04.13 13:30:50	DHW valve status	Boiler module	0	0
09.04.13 13:30:50	Set DHW temperature	Boiler module	0	10,00
09.04.13 13:31:52	Relative humidity	Control module	1	29,90
09.04.13 13:31:52	Room temperature	Control module	1	25,40
09.04.13 13:31:52	Dew point temperature	Boiler module	0	6
09.04.13 13:31:53	Flow temperature	Boiler module	0	24,20
09.04.13 13:31:53	Heating circuit pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:31:53	Hot gas	Boiler module	0	24
09.04.13 13:31:53	HP sensor	Boiler module	0	13
09.04.13 13:31:53	Outside temperature	Boiler module	0	15,30
09.04.13 13:31:53	Return temperature	Boiler module	0	22,00
09.04.13 13:31:53	Source temperature	Boiler module	0	22,00
09.04.13 13:31:54	Status Compressor	Boiler module	0	0
09.04.13 13:31:54	Status Buffer primary pump	Boiler module	0	0

Fig. 6.17. Interfața programului de achiziție de date

6.2.1.3 Economia de energie pentru încălzirea laboratorului utilizând controlul turației pompei de circulație

S-au efectuat măsurători analizând două variante de funcționare a sistemului de încălzire:

- varianta I se referă la asigurarea puterii termice pentru acoperirea necesarului de căldură utilizând reglajul clasic al instalației de pompă de căldură cuplată la sol;
- varianta II, optimizată se referă la utilizarea vasului tampon termic și la aplicarea controlului turației pompei de circulație.

Cercetările experimentale s-au efectuat pe o perioadă de o lună. Reperete principale luate în considerare pentru validarea măsurătorilor sunt valorile medii ale temperaturilor exterioare și interioare.

Astfel, în cazul cercetărilor efectuate pe o perioadă de o lună s-a obținut variația în timp a temperaturilor aerului exterior (t_e) și interior (t_i) pentru cele două variante reprezentată în Fig. 6.18. De asemenea, în Fig. 6.19 este ilustrată variația în timp a temperaturii sursei de căldură (t_s) pentru cele două variante, constatându-se o bună concordanță între acestea.

În Tabelul 6.5 sunt prezentate valorile medii ale temperaturilor măsurate, ale energiei electrice consumate (E_{el}), ale energiei termice utilizate pentru încălzire (E_t) și ale coeficientului de performanță a sistemului (COP_{sist}), precum și emisiile de CO_2 .

Tabelul 6.5. Determinarea experimentală a performanțelor sistemului de încălzire

Varianta	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	t_{sm} [°C]	E_{el} [kWh]	E_t [kWh]	COP_{sist}	CO_2 [kg]
I	22,65	3,25	16,24	125,18	510,62	4,07	50,45
II	21,84	4,76	17,08	116,47	512,54	4,40	46,94

Se observă că în cazul variantei II, optimizate coeficientul de performanță al sistemului este mai mare cu 7,5%, iar emisiile de CO_2 sunt mai reduse cu 7% față de varianta I de funcționare.

6.2.1.4 Economia de energie pentru răcirea laboratorului utilizând controlul turației pompei de circulație

S-au efectuat măsurători analizând două variante de funcționare a sistemului de încălzire:

- varianta I se referă la asigurarea puterii termice pentru acoperirea necesarului de răcire utilizând reglajul clasic al instalației de pompă de căldură cuplată la sol;

- varianta II, optimizată se referă la utilizarea vasului tampon termic și la aplicarea controlului turației pompei de circulație.

Cercetările experimentale s-au cosiderat pe o perioadă de 1 lună, reperele principale luate în considerare pentru validarea măsurătorilor fiind valorile medii ale temperaturilor exterioare și interioare.

Astfel, în cadrul cercetărilor efectuate s-a obținut variația în timp a temperaturii aerului exterior (t_e) reprezentată în Fig. 6.20, și respectiv a aerului interior (t_i) și a sursei de căldură (t_s) reprezentată în Fig. 6.21, pentru cele două variante de funcționare, constatându-se o bună concordanță între acestea.

În Tabelul 6.6 sunt prezentate valorile medii ale temperaturilor măsurate, ale energiei electrice consumate (E_{el}), ale energiei termice utilizate pentru răcire (E_t) și ale coeficientului de performanță a sistemului (EER_{sist}), precum și emisiile de CO_2 .

Tabelul 6.6. Determinarea experimentală a performanțelor sistemului de răcire

Varianta	t_{im} [°C]	t_{em} [°C]	t_{sm} [°C]	E_{el} [kWh]	E_t [kWh]	EER_{sist} [Btu/Wh]	CO_2 [kg]
I	26,22	24,54	20,50	70,99	287,21	13,79	28,60
II	25,71	24,88	20,65	65,16	288,45	15,09	26,25

Se observă că în cazul variantei II, optimizate raportul de eficiență energetică al sistemului este mai mare cu 8%, iar emisiile de CO_2 sunt mai reduse cu 8% față de varianta I de funcționare.

6.2.2 Reducerea consumului de energie și a emisiilor de CO_2 prin micșorarea temperaturii de tur

Agentul termic din instalația de încălzire este folosit și la prepararea apei calde de consum prin redirecționarea acestuia în serpentina boilerului cu ajutorul vanei cu trei căi.

Având în vedere faptul că în sezonul de primăvară și de toamnă nu este necesară utilizarea unei temperaturi ridicate a agentului termic pe tur pentru acoperirea necesarului de căldură se poate reduce temperatura acestuia astfel încât va rezulta o economie de energie pentru prepararea apei calde de consum.

Pentru analiza micșorării consumului de energie și a reducerii emisiilor de CO_2 în cazul preparării apei calde consum s-au efectuat măsurători cu reglarea temperaturii agentului termic pe tur la 45, 50 și respectiv 55 °C.

În Tabelul 6.7 s-au centralizat valorile obținute în urma măsurătorilor, rezultând că pentru o reducere de 10 °C a temperaturii apei pe tur se obține o economie de energie de circa 2,5% și o reducere a emisiilor de CO_2 de 2,5%.

6.3 Determinarea performanței și a consumului energetic pentru pompa de căldură în diferite situații de funcționare

6.3.1 Evoluția COP al pompei de căldură în funcție de ecartul de temperatură a apei calde din boiler

Performanța pompei de căldură este influențată de volumul de apă caldă cosumat instantaneu, acesta conducând și la emisii de CO_2 mai ridicate.

În Fig. 6.23 este prezentată evoluția temperaturilor agentului termic (t_t , t_r) produs de pompa de căldură, a temperaturii sursei de căldură (t_s) și a temperaturii apei calde de consum (t_{acc}) la încălzirea apei din boiler cu 25 °C.

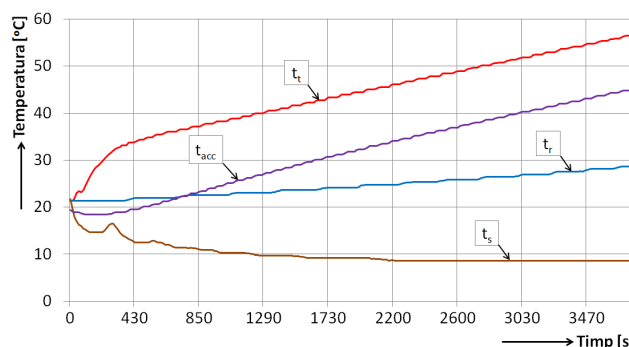


Fig. 6.23 Variația temperaturilor la încălzirea apei din boiler cu 25 °C

Se poate observa că performanța pompei de căldură poate scădea cu până la 23% când temperatura apei calde de consum trebuie ridicată cu 25 °C.

6.3.2 Studiul COP și al căldurii extrase din sol în scopul preparării apei calde de consum pentru o familie

La analiza performanțelor pompei de căldură și a căldurii extrase din sol s-au efectuat măsurători în cazul preparării apei calde pentru o familie timp de o săptămână, considerând un consum mediu de circa 65 litri/om-zi la o temperatură de 45 °C.

În Fig. 6.25 este prezentată evoluția temperaturilor agentului termic (t_t , t_r) produs de pompa de căldură, precum și a temperaturii sursei de căldură (t_s) și a apei calde de consum (t_{acc}) la încălzirea apei din boiler la 45 °C.

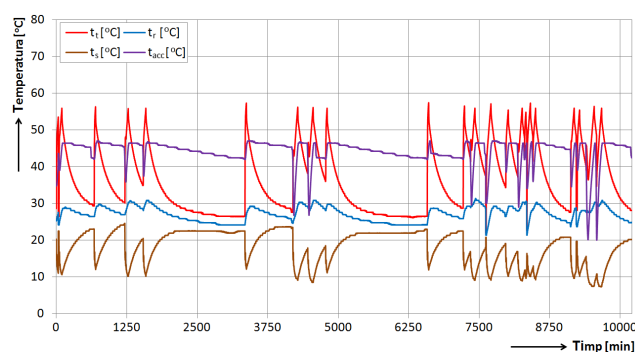


Fig. 6.25 Evoluția temperaturilor în funcție de timp

În Tabelul 6.9 sunt centralizate valorile temperaturilor agentului termic (t_t , t_r) produs de pompa de căldură, energia electrică consumată (E_{el}), energia termică extrasă din sol ($E_{t\ sol}$), energia termică utilizată (E_t), precum și coeficientul de performanță COP al pompei de căldură și emisiile de CO₂ în cazul preparării apei calde de consum pentru o familie.

În urma analizei măsurătorilor s-a constatat că pentru prepararea apei calde de consum s-a extras o cantitate de energie termică din sol de 16,74 kWh reprezentând 36,5% din energia termică produsă de pompa de căldură, pentru obținerea unei temperaturi de 45 °C în boiler.

6.3.3 Studiul COP al pompei de căldură pentru încălzirea laboratorului și prepararea apei calde de consum pentru o familie

La determinarea performanțelor pompei de căldură cuplată la sol în timpul sezonului rece s-au efectuat cercetări experimentale atât pentru acoperirea necesarului de căldură pentru încălzire cât și pentru prepararea apei calde de consum, considerând două variante de reglaj:

- varianta I este cea în care pompa de căldură este cuplată direct la sistemul de încălzire;
- varianta II, optimizată ce utilizează vasul tampon termic și controlul turației pompei de circulație.

Pentru studiul comparativ al celor două variante s-au efectuat măsurări experimentale timp de o săptămână pentru acoperirea necesarului de căldură și s-a utilizat același volum de apă caldă de consum $V_{acc}=1,22\text{ m}^3$.

În urma rezultatelor obținute se observă că utilizând controlul turației pompei de circulație se poate obține atât o economie de energie electrică de aproximativ 3 % cât și o reducere a emisiilor de CO₂ de 3%.

6.3.4 Studiul COP al pompei de căldură pentru răcirea laboratorului și prepararea apei calde de consum pentru o familie

La determinarea performanțelor pompei de căldură cuplată la sol în timpul sezonului cald s-au efectuat cercetări experimentale atât pentru acoperirea puterii termice de răcire cât și a necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum, considerând două variante de reglaj:

- varianta I este cea în care pompa de căldură este cuplată direct la sistemul de încălzire;
- varianta II, optimizată ce utilizează vasul tampon termic și controlul turației pompei de circulație.

Pentru studiul comparativ al celor două variante s-au efectuat măsurări experimentale timp de o săptămână pentru acoperirea puterii termice de răcire și a necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum, utilizând același volum de apă caldă de consum $V_{acc}=1,36 \text{ m}^3$.

În urma rezultatelor obținute se observă că utilizând controlul turației pompei de circulație se poate obține atât o economie de energie electrică de aproximativ 5 % cât și o reducere a emisiilor de CO₂ de 5%.

6.3.5 Studiul COP al pompei de căldură la prepararea apei calde de consum cu diferite temperaturi

La analiza performanțelor pompei de căldură în cazul preparării apei calde de consum pentru o familie de 3 persoane s-au efectuat măsurători timp de 4 săptămâni, considerând un consum mediu de circa 50 litri/om-zi la temperaturi de 40, 45, 50 și 60 °C.

6.4 Studiul comparativ al sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare de joasă temperatură în condițiile asigurării confortului termic adecvat

6.4.1 Considerații generale

Toate sistemele de încălzire (convective și prin radiație) urmăresc același scop, și anume realizarea confortului termic. S-a dovedit că fiecare sistem are avantaje și dezavantaje, astfel încât la stabilirea soluției de încălzire se urmărește atât realizarea dezideratelor de natură tehnică, cât și a celor de natură economică (costuri și consumuri energetice minime). În Fig. 6.31 este reprezentată variația pe verticală a temperaturii aerului la sistemele de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare față de distribuția optimă teoretică a acesteia [71].

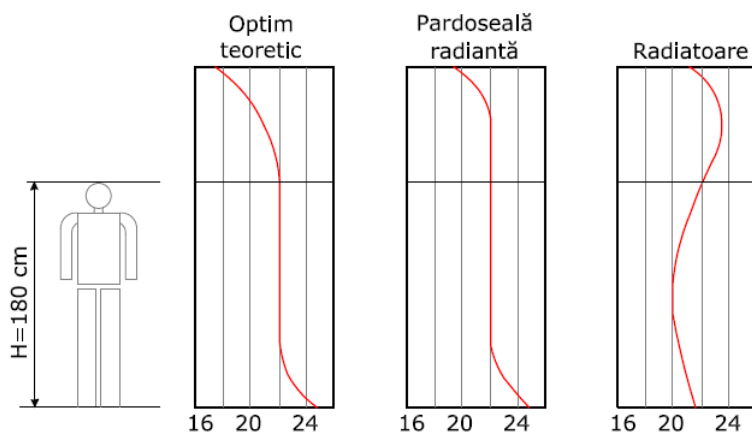


Fig. 6.31 Variația temperaturii aerului pe verticală pentru pardoseală radiantă și radiatoare

Pentru efectuarea unui studiu comparativ al acestor două sisteme de încălzire s-a considerat spațiul biroului (Fig. 6.32) din vecinătatea laboratorului experimental dotat atât cu sistem de încălzire prin pardoseală cât și cu sistem de încălzire cu radiatoare tip panou din oțel, ambele conectate cu pompa de căldură cuplată la sol.

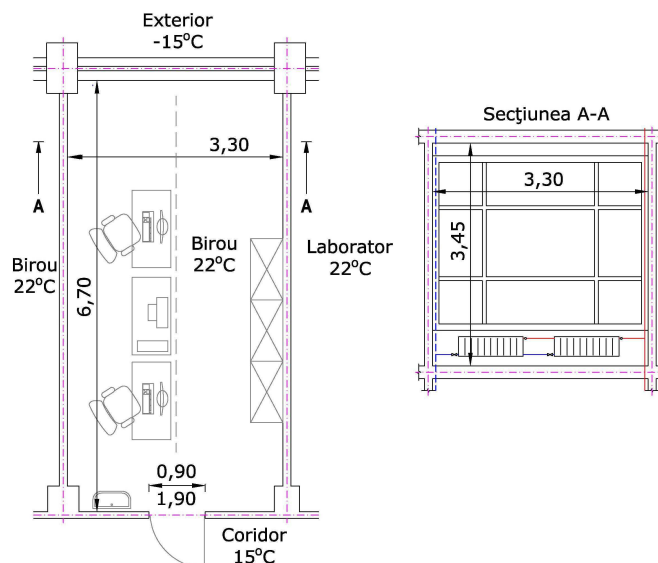


Fig. 6.32 Planul încăperii biroului încălzit

Alimentarea sistemelor de încălzire se face prin intermediul unui distribuitor-colector cu 5 circuite după cum urmează: primele două circuite alimentează sistemul de încălzire prin pardoseală, circuitele 3 și 4 sunt cuplate la sistemul de încălzire cu radiatoare, iar circuitul 5 este de rezervă. În timpul măsurărilor efectuate sistemele de încălzire analizate sunt alimentate alternativ.

Pentru realizarea unei performanțe cât mai ridicate a sistemului de încălzire prin pardoseală și a celui cu radiatoare s-a prevăzut un termostat pentru comanda pornirii/oprii pompei de recirculare atunci când în încăperea s-a atins temperatura dorită a aerului interior.

6.4.2 Încălzirea prin pardoseală radiantă

6.4.2.1 Descrierea sistemului

Sistemul de încălzire prin pardoseală este realizat din două circuite conectate la un distribuitor-colector (Fig. 6.33), dimensionate pentru acoperirea necesarului de încălzire al biroului de 1,35 kW, calculat conform metodologiei prezentate în paragraful 5.1. Primul circuit are o lungime de 54 m și este montat în serpentină spirală, cu pași mai apropiați către exteriorul clădirii pentru a compensa efectul punții termice, iar cel de-al doilea circuit cu lungimea de 61 m este montat în serpentină simplă. Pasul de montare a serpentinelor este de la 10 la 30 cm.

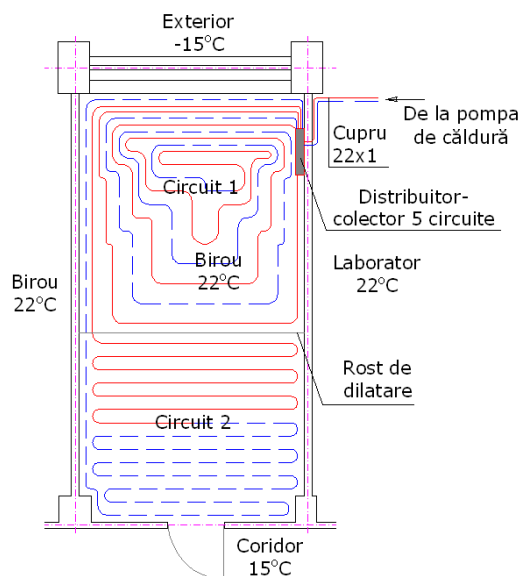


Fig. 6.33 Schema circuitelor încălzirii prin pardoseală

Conductele sistemului de încălzire prin pardoseală sunt realizate din polietilenă reticulată și au diametrul exterior de 17 mm și grosimea peretelui de 2 mm. Reglarea debitelor masice pentru fiecare circuit s-a realizat de la robinetele de pe circuitele distribuitor-colectorului. Acestea au fost setate pentru acoperirea necesarului de căldură corespunzător zonei climatice a Timișoarei ($t_e = -15^\circ\text{C}$).

6.4.2.2 Validarea experimentală a modelării numerice a emisiei termice la pardoseli radiante

Formularea modelului matematic. La modelarea schimbului de căldură între pardoseala radiantă și mediul ambiant se utilizează metoda "tubului virtual". Aceasta permite calculul temperaturii într-un punct P , în jurul unui tub T de rază p , plasat la o distanță b de o suprafață S , menținută la temperatura constantă de 0°C .

Modelarea permite, deci, pentru diverse structuri ale pardoselii, determinarea temperaturii suprafeței în orice punct al acesteia. De asemenea, se poate calcula temperatura în oricare punct din interiorul pardoselii. Emisia termică este proporțională cu diferența dintre temperatura suprafeței și temperatura aerului interior. Temperatura suprafeței însă nu este uniformă. Ea variază neliniar în raport cu distanța față de verticala secțiunii tubului, conform ecuațiilor (6.14) și (6.15).

Temperatura medie a suprafeței pardoselii este dată de relația:

Schimbul de căldură superficial. Transferul de căldură prin radiație între pardoseală și pereții încăperii, se calculează pe baza relației:

$$q_r = 5,67\varepsilon_1\varepsilon_2 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (6.22)$$

în care: q_r este fluxul de căldură transferat prin radiație termică, în W/m^2 ; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – coeficientul de emisie/absorbție al pardoselii și respectiv al pereților încăperii; T_1 – temperatura absolută a suprafeței pardoselii, în K; T_2 – temperatura medie ponderată absolută a pereților încăperii, în K.

Modelul numeric descris permite determinarea temperaturii maxime a agentului termic, pentru orice tip de structură a pardoselii radiante. Depășirea acestei temperaturi conduce la valori ale temperaturii în punctul de intersecție dintre suprafața pardoselii și verticala secțiunii tubului, superioare valorii maxime admise, de 29°C .

6.4.3 Descrierea sistemului de încălzire cu radiatoare de joasă temperatură

Sistemul de încălzire ce utilizează radiatoarele de joasă temperatură ($50/40^\circ\text{C}$) are două radiatoare din oțel tip panou, cu două coloane de apă, fiecare cu o lungime de 1000 mm, o înălțime de 600 mm și o putere termică de 680 W (Fig. 6.37), conectate la un distribuitor-colector și dimensionate pentru acoperirea necesarului de încălzire al biroului de 1,35 kW, calculat conform metodologiei prezentate în paragraful 5.1. Acestea sunt montate pe un stand, la o înălțime față de pardoseală de circa 15 cm pentru a putea asigura circulația optimă a aerului interior ce trebuie încălzit.

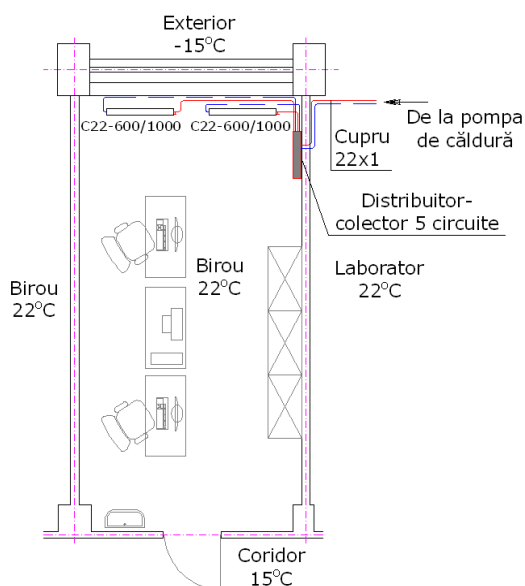


Fig. 6.37 Schema sistemului de încălzire cu radiatoare

Oprirea, respectiv pornirea pompei de circulație din interiorul distribuitor-colectorului se face și la acest sistem cu ajutorul unui releu comandat de termostatul de interior, situat la o înălțime de circa 1,00 m deasupra pardoselii.

La aceeași înălțime cu termostatul ce comandă funcționarea pompei de circulație din distribuitor-colector este situat și termostatul de ambient ce comandă pornirea sau oprirea pompei de căldură.

6.4.4 Comparație între performanța energetică a sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare

În timpul sezonului rece s-au efectuat măsurători pentru aproximativ aceeași temperatură medie a aerului exterior și a sursei de căldură atât cu sistemul de încălzire prin pardoseală radiantă cât și cu sistemul cu radiatoare de joasă temperatură. S-au înregistrat valorile medii ale temperaturilor aerului exterior (t_{em}), ale aerului interior (t_{im}), ale sursei de căldură (t_{sm}) și ale agentului termic pe tur (t_{tm}), energia electrică consumată în sistemul de încălzire (E_{el}) și energia termică utilizată pentru încălzire (E_t). De asemenea, au fost analizate emisiile de CO₂ și numărul de porniri/opriri ale pompei de căldură pentru ambele sisteme de încălzire.

Se constată un consum energetic mai mare cu 16% în cazul sistemului de încălzire cu radiatoare față de sistemul de încălzire prin pardoseală în aceleași condiții de funcționare.

Consumul de energie poate fi influențat de felul activității ocupanților din clădire și de materialul suprafeței pardoselii. Dacă materialele ce alcătuiesc pardoseala prezintă proprietăți bune pentru transferul de căldură, cum ar fi piatra sau gresia, pardoseala se simte rece chiar și la o temperatură circa 24-25 °C.

În general, ocupanții clădirii doresc să simtă pardoseala caldă la nivelul picioarelor și din acest motiv vor crește temperatura la un nivel care să le ofere confortul dorit, câteodată chiar și vara. Astfel, pentru materialele de finisaj cum este piatra sau gresia, temperatura agentului termic trebuie să fie mai mare de 27 °C, conducând la o creștere a consumului de energie. Într-o clădire bine izolată, alegerea materialului suprafeței pardoselii este foarte importantă dacă se ține seama de căldura simțită la nivelul pardoselii. De exemplu, un parchet din stejar la temperatura de 21 °C și o pardosea din gresie la temperatura de 26 °C dă aceeași senzație de căldură pentru picioare.

6.4.5 Evaluarea confortului termic

6.4.5.1 Considerații generale

O parte importantă a consumului energetic în clădiri este necesar pentru asigurarea parametrilor microclimatului interior. De aceea este deosebit de importantă realizarea unor elemente structurale, echipamente de instalații și regimuri de funcționare care să permită atât obținerea parametrilor corespunzători de confort, cât și economisirea energiei.

Fanger [29] grupează indicii de confort stabiliți până în prezent, în ordinea evoluțiilor lor, după cum urmează: – indici de evaluare a stresului termic în condiții extreme de mediu; – indici care includ efectul mai multor parametri ai mediului; – indicii PMV (opțiunea medie previzibilă de confort termic) și PPD (procentajul previzibil de insatisfacție termică).

Pentru calculul confortului termic într-o încăpăre se dezvoltă un model matematic pe baza indicilor PMV-PPD [28] în conformitate cu norma europeană EN ISO 7730 [26].

6.4.5.2 Modelul matematic

Ținând seama de modelul interacțiunii termice între corpul uman și mediu se poate scrie ecuația binecunoscută de bilanț termic:

$$M - W = Q_i = (C + R + E_p) + (C_{res} + E_{res}) \quad (6.30)$$

în care: M este energia metabolică produsă de corpul uman în unitatea de timp, putând varia de la 45 W/m² de suprafață a corpului pentru un om odihnit, până la 500 W/m² la un om alergând; W – fluxul de energie consumat pentru efectuarea unui lucru mecanic de către om (egal cu zero pentru majoritatea activităților); Q_i – fluxul de energie internă; C, R – fluxurile de căldură sensibilă cedate de corpul uman prin convecție și respectiv radiație; E_p – fluxul de căldură latentă cedată prin difuzia vaporilor de apă și evaporarea transpirației de la suprafața pielii; C_{res} – fluxul de căldură sensibilă pierdută prin respirație; E_{res} – fluxul de căldură latentă pierdută prin respirație.

Fig. 6.41 arată că ocupanții sunt mai sensibili la asimetria cauzată de o suprafață caldă deasupra capului decât de o suprafață verticală rece. Aceste date sunt deosebit de importante

atunci când se utilizează panouri radiante pentru a asigura confortul în spații cu suprafețe mari reci sau ferestre reci.

6.4.5.3 Aplicarea modelului PMV-PPD

Se consideră încăperea biroului reprezentată în figura 6.32, cu dimensiunile geometrice de 6,70×3,30×3,45 m și se efectuează analiza comparativă a indicilor PMV și PPD în mai multe puncte situate pe o linie dreaptă (întreruptă), la diferite distanțe de fereastră, pentru cele două sisteme de încălzire (pardoseală radiantă, radiatoare) în funcție de intensitatea muncii (i_M) și rezistența termică a îmbrăcă-minții (R_{cl}), cunoscând următoarele date:

- rezistența la transfer termic pentru: pereți exteriori (1,18 m²K/W), planșee (0,34 m²K/W), uși și ferestre (0,65 m²K/W);
- suprafața vitrată de 8,2 m²;
- temperatura aerului interior de 22 °C;
- umiditatea relativă a aerului interior de 50%;
- puterea termică a radiatoarelor de 1360 W;
- temperatura pardoselii de 20 °C la încălzirea cu radiatoare și de 27,84 °C la încălzirea prin radiație.

Se observă că indicii PMV are valori apropiate de 0 doar pentru perechea de valori 1 met – 0,9 clo. Pentru orice altă pereche de valori i_M – R_{cl} procentul probabilităților nemulțumiți cu confortul termic va fi mai mare de 5%. De asemenea, se constată că indicii PMV are valori mai mici cu 45...49% în cazul sistemului de încălzire prin pardoseală radiantă față de sistemul de încălzire cu radiatoare, deci primul sistem conduce la un confort termic sporit.

CAP. 7 SIMULĂRI NUMERICE UTILIZÂND SOFTWARE SPECIALIZAT

7.1 Simularea capacității termofizice a solului folosind programul EED

7.1.1 Testul de răspuns termic al solului

Determinarea incorectă a puterii termice de vaporizare (răcire) necesare funcționării pompei de caldură conduce la efecte defavorabile pentru aceste sisteme de producere a energiei termice: subdimensionarea sistemului de captare necesar vaporizării agentului determină diminuarea puterii termice nominale a pompei de caldură; supradimensionarea sistemului de captare determină investiții suplimentare care pun sub semnul întrebării oportunitatea utilizării unor astfel de sisteme [34].

Pentru o captare dată a căldurii din aer, apă sau sol (prin colectoare orizontale) parametrii care determină puterea termică de vaporizare a pompei de caldură sunt ușor de măsurat, iar asigurarea puterii termice de vaporizare este relativ ușor de rezolvat. În cazul pompelor de caldură care folosesc ca sursă pentru vaporizare căldura din sol prin sonde verticale, determinarea parametrilor pentru calculul puterii termice de vaporizare, ce trebuie asigurată din sol, este mult mai laborioasă.

Faptul că pompele de caldură cu captare în sol sunt cele mai răspândite (datorită fiabilității și eficienței lor) a determinat specialiștii în domeniu să găsească metodele cele mai eficiente și precise de a determina parametrii care conduc la calculul cât mai exact al puterii termice de vaporizare asigurate din sol, respectiv a lungimii sondelor de sol [35].

De aceea este foarte important să se cunoască rezistența termică a unei sonde verticale pentru stabilirea numărului de sonde ce trebuie realizate, în funcție de energia ce trebuie cedată pompei de caldură. Dacă pentru pompele de caldură cu puteri termice de încălzire/răcire mici (< 30 kW) nu este greșit să se folosească valori estimate ale rezistenței termice a sondei de sol, ținând seama de caracterele acestora, precum și valori ale conductivității termice a solului din tabele existente în literatura de specialitate, acest lucru nu e posibil pentru pompe de caldură cu puteri termice de încălzire/răcire mai mari de 30 kW. De aceea se impune evaluarea parametrilor de dimensionare, cum sunt conductivitatea termică a solului și rezistența termică a sondei (puțului de foraj). În acest scop este necesară efectuarea unui test de răspuns termic al solului, folosind un puț forat de probă în care se introduce o sondă de sol simplă.

7.1.2 Analiza temperaturii neafectate a solului

Unul din parametrii principali utilizați în simularea cu programul EED este temperatura neafectată a solului. Aceasta se obține conform recomandărilor de testare ASHRAE, recirculând apa prin sonda din sol timp de circa 20-30 minute fără aportul unei surse de energie. În Fig. 7.6 este ilustrată evoluția în timp a temperaturii neafectate a solului T_s pentru un test de 30 minute, de

unde se observă că după circa 20 minute temperatura apei din schimbătorul de căldură vertical se stabilizează.

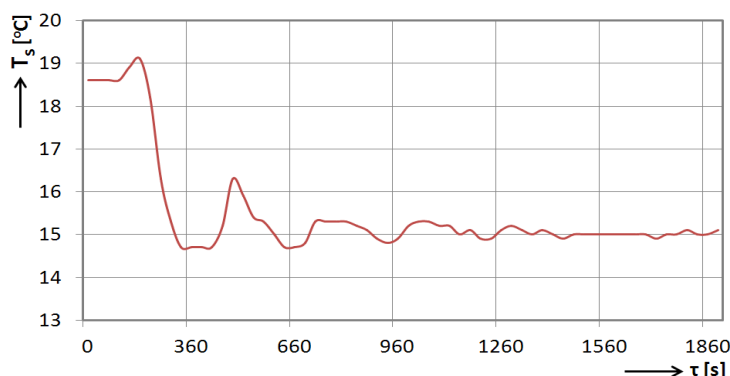


Fig. 7.6 Evoluția temperaturii solului pe parcursul a 30 minute de măsurători

7.1.3 Descrierea programului EED

Programul Earth Energy Designer (EED) este utilizat pentru proiectarea schimbă-toarelor de căldură verticale cuplate la sol și determinarea evoluției temperaturii sursei de căldură pe o perioadă mai îndelungată, oferind în acest fel o estimare precisă a performanței pompei de căldură geotermice în timp. De asemenea, programul permite simularea mai multor tipuri de configurații de schimbătoare de căldură, pornind de la dimensionarea unui singur schimbător de căldură și ajungând la un număr maxim de circa 1200 schimbătoare verticale.

7.1.4 Aplicarea programului de simulare EED

7.1.4.1 Datele de intrare

Datele de intrare ale programului EED sunt următoarele: **Solul, Puțul forat, Fluidul de lucru, Sarcina de bază.**

7.1.4.2 Rezultatele simulării.

Rezultatele obținute aplicând programul de simulare EED sunt următoarele: **Rezistențele termice, Puterea specifică de extracție, Temperaturile medii ale fluidului de lucru.**

7.2. Simulări ale consumurilor energetice utilizând programul TRNSYS

7.2.1 Prezentarea programului de simulare TRNSYS

TRNSYS este un program de simulare grafică foarte flexibil, utilizat în special pentru simularea comportamentului sistemelor tranzitorii. Majoritatea simulărilor sunt axate pe evaluarea performanței sistemelor termice și electrice, dar programul poate să fie utilizat pentru a modela și alte sisteme dinamice, cum ar fi fluxul de trafic, sau procese biologice.

7.2.2 Simularea consumului de energie termică pentru încălzirea și răcirea laboratorului

Pentru simularea energiei termice utilizate pentru acoperirea necesarului de căldură și respectiv de frig al laboratorului s-a realizat schema funcțională din Fig. 7.15. S-au stabilit legăturile funcționale între componenta clădirii și toți factorii interni și externi pentru a obține o simulare energetică cât mai exactă.

Clădirea a fost realizată cu ajutorul subprogramului TYPE 56 care modelează comportamentul termic al clădirii, cu posibilitatea diferențierii pe mai multe zone termice. Această componentă este apoi procesată cu subprogramul TRNBuild. Acesta oferă posibilitatea utilizatorului să aleagă locația clădirii în emisfera corespunzătoare, să introducă toate componentele principale ale clădirii, orientarea și suprafața lor, factorii de umbră, tipul activității din clădire, precum și personalizarea elementelor de construcție în funcție de alcătuirea lor.

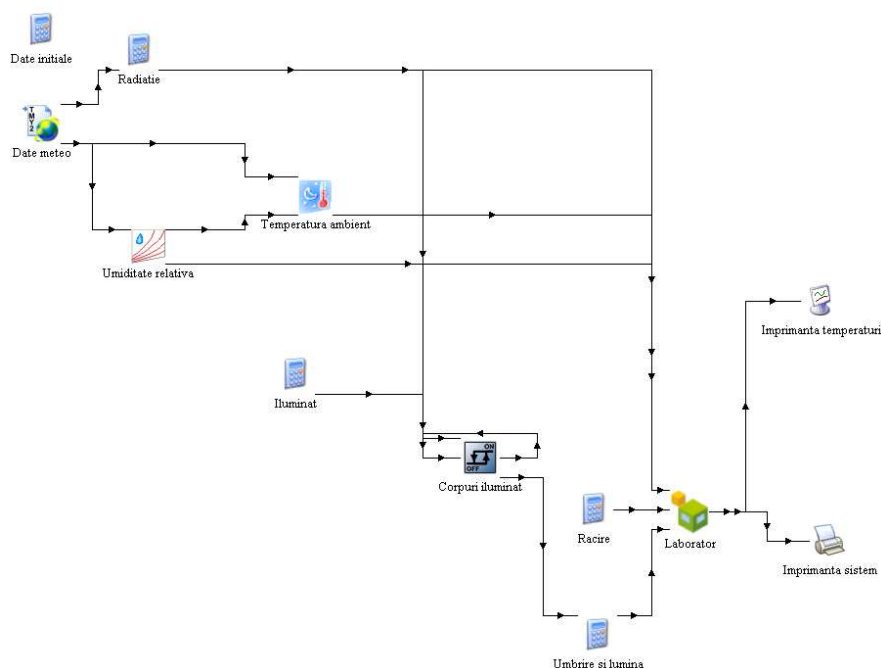


Fig. 7.15 Schema funcțională realizată cu programul TRNSYS

Există o diferență maximă între măsurătorile experimentale și simulările cu TRNSYS pe perioada de încălzire de aproximativ 1,4 %, iar pentru perioada de răcire de aproximativ 2%, rezultatele experimentale putând să fie astfel validate.

7.2.3 Simularea consumului de energie termică pentru prepararea apei calde menajere utilizând pompa de căldură cuplată la sol

Pentru simularea preparării apei calde de consum (a.c.c) s-a realizat schema funcțională din Fig. 7.16 unde s-au definit principalele componente ale sistemului: pompa de căldură cuplată la sol (PCCS), schimbătorul de căldură din sol (SCS), pompele de circulație, boilerul pentru acumularea apei calde de cosum.

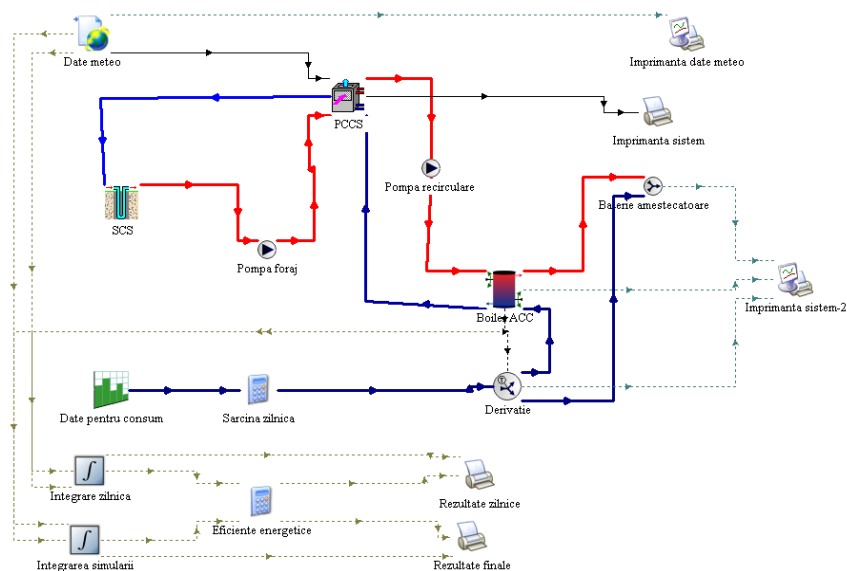


Fig. 7.16 Schema funcțională pentru prepararea apei calde de consum utilizând PCCS

Din analiza energetică comparativă efectuată se constată că valorile simulate cu TRNSYS ale consumului de energie pentru prepararea a.c.c sunt mai mari doar cu 1,0-3,7% față de cele măsurate experimental în toate cele patru cazuri, ceea ce conduce la validarea rezultatelor experimentale.

7.2.4 Simularea consumului de energie termică pentru prepararea apei calde menajere utilizând panourile solare termice

Pentru simularea consumurilor energetice la producerea apei calde de consum cu panouri solare termice (PST) s-a realizat schema funcțională din Fig. 7.17 și s-a ales o suprafață de captare de circa 5 m² și un boiler de 175 litri, identic cu cel al pompei de căldură cuplată la sol, iar pentru simularea datelor meteorologice s-a ales localitatea Timișoara.

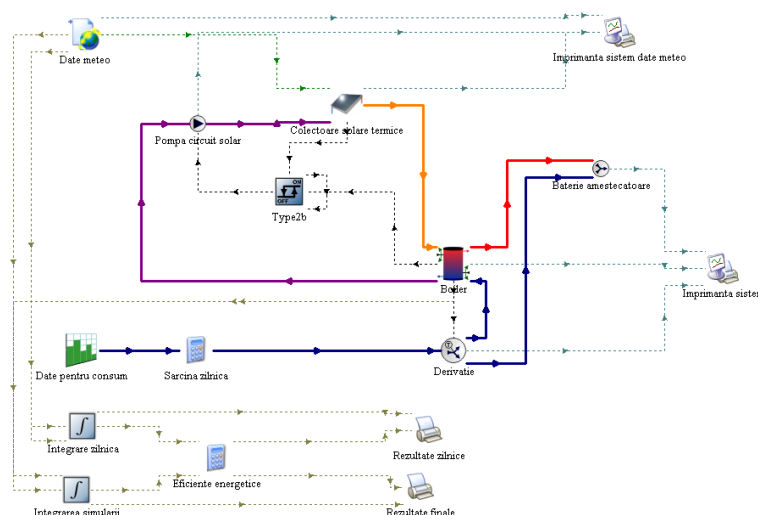


Fig. 7.17 Schema funcțională pentru prepararea apei calde de consum utilizând PST

Consumurile zilnice de apă caldă au fost considerate de cca. 200 litri/zi pentru o familie de 3 persoane, temperatura apei din boiler fiind limitată la 60 °C.

Se constată o diferență nesemnificativă (0,3%) între consumul energetic de 2561,28 kWh/an (Tabelul 5.3) estimat utilizând metodologia de calcul Mc001 și cel de 2569,13 kWh/an (Tabelul 7.9), obținut prin simulare folosind programul TRNSYS.

CAP. 8 CONCLUZII, CONTRIBUȚII ȘI DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE

8.1 Concluzii

Elaborarea prezentei teze are la bază studiile teoretice și cercetările experimentale efectuate de autor asupra sistemelor de încălzire-răcire și preparare a apei calde de consum ce utilizează pompa de căldură cuplată la sol pe parcursul celor 5 ani de activitate științifică în cadrul Catedrei de Instalații pentru Construcții.

Studiile teoretice și cercetările numerice și experimentale au avut ca obiectiv principal optimizarea instalațiilor termice din clădiri în scopul reducerii consumului energetic și a emisiilor de CO₂ utilizând pompa de căldură cuplată la sol.

Pe baza acestor studii și cercetări efectuate s-au desprins următoarele concluzii principale:

- 1) În cazul construcțiilor moderne, cu izolație termică îmbunătățită și sarcină termică redusă, utilizarea pompelor de căldură reprezintă o bună alternativă la soluțiile clasice de încălzire-răcire și preparare a apei calde de consum.
- 2) Este recomandat, ca de câte ori este posibil, consumatorului de căldură să i se asocieze și un consumator de frig, caz în care, cu aceeași instalație se vor realiza ambele efecte: producerea de căldură și producerea de frig. Dintre aceste pro-cese cuplate se menționează climatizarea aerului, iarna solicitându-se încălzirea aerului, iar vara răcirea lui.
- 3) Pentru a se justifica utilizarea pompei de căldură la încălzire-răcire, indicatorul sintetic η_s trebuie să fie supraunitar, iar eficiența reală $\varepsilon_{PC,r} > 2,78$.
- 4) În cazul instalațiilor cu pompe de căldură cu funcționare bivalentă, alimentarea cu energie electrică se poate întrerupe în timpul perioadei de încălzire pentru maximum 960 ore.
- 5) Pentru clădirile existente se recomandă regimul de funcționare bivalent, deoarece există o sursă de căldură, care de obicei se poate utiliza în continuare, pentru a putea acoperi sarcinile de vârf din zilele reci de iarnă cu temperaturi necesare pe ducere de peste 55 °C. Pentru clădirile noi s-a dovedit util regimul de funcționare monovalent, care se poate întrerupe. Pompa de căldură poate acoperi necesarul de căldură anual, iar perioadele de întrerupere nu conduc la perturbații

în funcționare, deoarece, de exemplu, încălzirea prin pardoseală datorită capacității de acumulare, poate depăși perioadele de întrerupere fără a se constata modificări ale temperaturii de confort.

- 6) Utilizarea modelului sursei liniare la aproximarea calculului transferului energiei termice în jurul schimbătorului de căldură din sol poate conduce la o eroare considerabilă când $a\tau/r_p^2 \leq 20$.
- 7) Un sistem hibrid de PCCS conectată la un turn de răcire are beneficiu economic semnificativ în comparație cu sistemul convențional, iar schema controlului diferenței de temperatură este cea mai bună soluție [51].
- 8) Pentru a reduce costul inițial ridicat al pompei de căldură cuplate la sol concomitent cu consumul de energie pentru prepararea a.c.c, sistemele hibride de pompe de căldură cuplate la sol cu producere de apă caldă de consum devin o alternativă pentru clădirile cu sarcină de răcire dominantă, în special în domeniul rezidențial, dar și cel comercial.
- 9) În urma simulărilor efectuate de autor rezultă că prin hibridizarea propusă pentru sistemul PCCS cu un echipament de panouri fotovoltaice se poate acoperi integral consumul de energie electrică la funcționarea acestui sistem pe durata întregului an. În consecință rezultă că pentru acoperirea necesarului de încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum utilizând sistemul propus se obține o reducere integrală a emisiilor de CO₂.
- 10) Întrucât sistemul hibridizat de PCCS a fost dimensionat să acopere un maxim de putere, iar în timpul anului există situații când sistemul de stocare este încărcat complet, se pot alimenta cu energie electrică și alți consumatori precum sistemul de iluminat interior al laboratorului sau computerul de monitorizare și înregistrare a datelor.
- 11) Analiza economico-energetică comparativă și a performanțelor de mediu pentru încălzirea/răcirea laboratorului experimental cu diverse surse de energie primară a arătat că față de oricare din soluțiile cu cazane termice, soluția de încălzire și răcire cu PCCS are o perioadă de recuperare a investiției suplimentare mai mică decât durata de recuperare normală de 8-10 ani. De asemenea, pompa de căldură are un consum de energie pentru încălzire mai mic cu 88...90% față de cazanele termice clasice, precum și emisii de CO₂ per kWh de căldură utilă mai reduse cu 38...57% față de aceste sisteme, justificându-se oportunitatea unei astfel de investiții.
- 12) Prin intermediul automatizării pompei de căldură se poate controla pornirea și oprirea pompei de circulație atașată vasului tampon termic. Prin acest montaj se îmbunătățește funcționarea întregului sistem de încălzire-răcire, vasul tampon termic permițând reducerea numărului de porniri-opriri a PC datorită inerției sale termice și astfel o mărire a eficienței energetice.
- 13) Optimizarea prin reglarea debitului pompei conduce la consumuri de energie primară reduse la sursa de producere a energiei termice, ceea ce conduce implicit la reducerea emisiilor de CO₂.
- 14) Prin procedeul controlului turației pompei de circulație Wilo Top-S 25/5 din cadrul standului experimental, funcționând 8 ore/zi timp de 212 zile/an, față de procedeul clasic start-stop, s-a realizat o scădere a consumului anual de energie electrică de la 156,69 kWh/an la 150,31 kWh/an, deci o reducere cu 4,06%.
- 15) Cercetările experimentale comparative în vederea obținerii unei economii de energie pentru încălzirea și răcirea laboratorului au condus la performanțe mai ridicate ale sistemului utilizând controlul turației pompei de circulație în comparație cu reglajul clasic al instalației de pompă de căldură cuplată la sol (COP mai mare cu 7-8% și emisii de CO mai reduse cu 7,5-8%.
- 16) Printr-o reducere a temperaturii apei pe tur cu 10 °C în cazul preparării apei calde consum pentru o familie a rezultat o economie de energie electrică și o reducere a emisiilor de CO₂ de 2,5%.
- 17) Pentru un volum de apă caldă consumat instantaneu, performanța pompei de căldură poate scădea cu până la 23% când temperatura apei calde de consum trebuie ridicată cu 25 °C.
- 18) În cazul utilizării pompei de căldură la încălzirea sau răcirea laboratorului concomitent cu prepararea apei calde de consum pentru o familie, COP>3 în ambele variante de reglare, iar în cazul utilizării pompei de căldură numai pentru prepararea apei calde de consum la diverse temperaturi între 40 și 60 °C, pentru o familie, COP este în jur de 2, emisiile de CO₂ variază între 6,11 kg și respectiv 13,16 kg, iar energia termică extrasă din sol de 16,74 kWh reprezintă 36,5% din energia termică produsă de pompa de căldură, pentru obținerea unei temperaturi de 45 °C în boiler.
- 19) Utilizând controlul turației pompei de circulație s-a obținut atât o economie de energie electrică cât și o reducere a emisiilor de CO₂ de 3% la încălzirea laboratorului, respectiv de 5% la răcirea laboratorului, concomitent cu prepararea apei calde de consum pentru o familie.

- 20) Coeficientul de performanță al sistemului de încălzire prin pardoseală este cu doar 5% mai mare față de sistemul de încălzire cu radiatoare, dar numărul de porniri/opriri este de 3 ori mai mic în primul caz.
- 21) Indicele PMV are valori apropiate de 0 doar pentru perechea de valori 1 met – 0,9 clo, în cazul ambelor sisteme de încălzire analizate. Pentru orice altă pereche de valori i_M-R_{cl} procentul probabilităților nemulțumiți cu confortul termic va fi mai mare de 5%. De asemenea, indicele PMV are valori mai mici cu 45...49% în cazul sistemului de încălzire prin pardoseală radiantă față de sistemul de încălzire cu radiatoare, deci primul sistem conduce la un confort termic sporit.
- 22) Analiza evoluțiilor în timp ale temperaturilor fluidului din sol pentru sarcinile de vârf, obținute cu programul de simulare EED, conduc la concluzia că acestea au valori aproximativ constante, sursa de căldură (solul) regenerându-se integral și în acest fel pompa de căldură cuplată la sol își va menține performanțele ridicate în funcționare.
- 23) Din analiza rezultatelor măsurărilor și a simulărilor efectuate pe o durată de 8760 de ore pentru stabilirea consumului de energie termică la încălzirea și la răcirea laboratorului experimental și a consumului de energie termică pentru prepararea apei calde de consum, atât cu pompa de căldură cuplată la sol cât și cu panourile solare termice, s-au constatat diferențe de maximum 3,7% între acestea la prepararea apei calde de consum cu diverse temperaturi, de 2% pe perioada de răcire și de 1,4% pe perioada de încălzire, putând fi astfel validate rezultatele experimentale.
- 24) Se constată o diferență nesemnificativă, de 0,3% între consumul de energie termică pentru prepararea apei calde menajere de 2569,13 kWh/an, obținut prin simulare folosind programul TRNSYS și cel de 2561,28 kWh/an, estimat utilizând metodologia de calcul Mc001.

8.2 Contribuții personale

Principalele contribuții personale ale autorului pot fi sintetizate astfel:

- 1) sistematizarea principalilor indicatori economici și energetici ai pompei de căldură cu comprimare mecanică de vapori și explicitarea acestora pentru funcționarea în regim de încălzire și de răcire;
- 2) efectuarea unui studiu comparativ și sintetizarea caracteristicilor modelelor numerice și analitice pentru simularea schimbătoarelor de căldură din sol;
- 3) efectuarea unei analize și sinteze documentare privind evoluția concepției sistemelor hibride de pompe de căldură cuplate la sol, cu aspecte de noutate din domeniu și unele contribuții proprii (hibridizarea sistemului PCCS cu un echipament de panouri fotovoltaice astfel încât să acopere integral consumul de energie electrică al sistemului pe durata întregului an);
- 4) conceperea standului experimental pentru sistemul de încălzire/răcire cu pompa de căldură cuplată la sol;
- 5) conceperea și realizarea programului de cercetare experimentală;
- 6) propunerea unui sistem de optimizare funcțional-energetică a instalației de încălzire/răcire prin montarea unui vas tampon termic între pompa de căldură și ventiloconvectoare, de unde agentul termic este pompat prin intermediul unei pompei de circulație cu turație variabilă către ventiloconvectoare;
- 7) elaborarea unui program de calcul în limbaj FORTRAN, pe baza metodei numerice de interpolare a celor mai mici pătrate, pentru determinarea expresiei analitice a curbei de variație a frecvenței convertizorului de frecvență prevăzut la motorul pompei de circulație, în funcție de ecartul de temperatură;
- 8) validarea experimentală a modelului numeric propus pentru emisia termică la pardoseli radiante;
- 9) dezvoltarea unui model matematic pe baza indicilor PMV-PPD, în conformitate cu norma europeană EN ISO 7730;
- 10) simularea cu ajutorul programului THERMAL COMFORT a indicilor PMV-PPD pentru diverse perechi de valori intensitatea muncii (i_M) – rezistența termică a îmbrăcămînții (R_{cl}) în diferite puncte ale încăperii încălzite prin pardoseală radiantă sau cu radiatoare;
- 11) sistematizarea și centralizarea avantajelor și dezavantajelor sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare;
- 12) aplicarea programului de simulare numerică EED la determinarea capacității termofizice a solului;

- 13) conceperea schemelor funcționale a modelelor de calcul și adaptarea programului de simulare numerică TRNSYS la stabilirea consumurilor de energie termică pentru încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum;
- 14) validarea rezultatelor experimentale prin simulare numerică cu programul TRNSYS.

Rezultatele parțiale ale studiilor și cercetărilor întreprinse pe parcursul elaborării lucrării au fost valorificate prin publicarea unei cărți în țară, a unui capitol de carte în străinătate și a 17 articole, cu conținutul unor subcapitole din teză, în reviste de specialitate din țară și străinătate și publicații ale unor manifestări științifice inter-naționale dintre care 4 indexate ISI și 4 indexate în BDI.

8.3 Direcții viitoare de cercetare și promovare a conceptelor propuse

În perioada următoare autorul dorește să promoveze conceptul propus pentru reglarea debitului de agent termic prin variația turației pompei de circulație în funcție de sarcina termică de încălzire sau de răcire a unei clădiri, în scopul reducerii consumului energetic și a emisiilor de CO₂, pentru instalațiile termice ce utilizează pompa de căldură cuplată la sol. Acest lucru se va face prin publicarea unor articole care se vor adresa specialiștilor din domeniu. De asemenea, sistemul de reglare propus este în curs de brevetare, prin aplicarea de către autor a referatului în vederea obținerii unui "model de utilitate".

Datorită evoluției tehnologice rapide din domeniul automatizării instalațiilor, costul echipamentului propus pentru reglarea turației pompei de circulație va scădea considerabil, astfel încât implementarea lui într-un sistem nou sau existent va avea costuri de investiție tot mai reduse.

Având în vedere reducerea consumului energetic și a emisiilor de CO₂, dar și a investițiilor pentru un sistem de panouri fotovoltaice, autorul își propune pe viitor o dublă hibridizare a pompei de căldură utilizând atât panourile solare fotovoltaice cât și panourile solare termice pentru ridicarea performanțelor pompei de căldură.

Pentru un studiu mai exact al caracteristicilor termofizice a solului și a evoluției temperaturii sursei pentru pompele de căldură cuplate la sol autorul are ca deziderat viitor realizarea unor cercetări experimentale și simulări cu modele numerice asupra schimbătorului de căldură din sol.