

OPTIMIZAREA SISTEMELOR TEHNOLOGICE PENTRU UTILIZAREA ENERGIEI DIN SURSE REGENERABILE ÎN PROCESUL DE ÎNCĂLZIRE A CLĂDIRILOR

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la

Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul Inginerie Industrială
de către

ing. Liviu-Ioan HERMAN

Conducător științific: prof.univ.dr.ing.ec. Dumitru ȚUCU

Ziua susținerii tezei: 28 ianuarie 2013.

Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Departamentului de Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi al Universității „Politehnica” din Timișoara.

Mulțumiri deosebite se cuvin conducătorului de doctorat prof.dr.ing. ec. Dumitru Țucu, care pe parcursul celor trei ani de cercetare a jucat atât rolul de profesor coordonator al programului de cercetare, cât și rolul de mentor în ceea ce privește întreaga viață academică. Prin intermediul dumnealui mi s-au deschis noi orizonturi atât în ceea ce privește cercetarea științifică, activitatea didactică, dar și în realitățile pieței economice. Mulțumesc întregului colectiv al fostei catedre de Tehnologie Mecanică din cadrul Facultății de Mecanică pentru sprijinul acordat în acești ani petrecuți împreună, în special domnului prof.dr.ing.ec. Titus Slavici pentru colaborarea la coordonarea cercetării științifice. Mulțumirile mele se îndreaptă și către părinți și restul familiei care mi-au oferit sprijinul și liniștea necesare din toate punctele de vedere pentru elaborarea acestei lucrări.

Timișoara, Ianuarie 2013

drd.ing. Liviu-Ioan Herman

HERMAN Liviu-Ioan

**OPTIMIZAREA SISTEMELOR TEHNOLOGICE PENTRU
UTILIZAREA ENERGIEI DIN SURSE REGENERABILE ÎN
PROCESUL DE ÎNCĂLZIRE A CLĂDIRILOR**

Cuvinte cheie: estimarea sarcinii termice, identificarea modelului termic, liniarizarea modelului, managementul energetic al clădirilor, algoritm de control predictiv

Rezumat,

Chiar dacă domeniul energiilor din surse regenerabile a cunoscut numeroase investiții și realizări, integrarea lor în clădiri reprezintă încă o provocare pentru comunitatea științifică. O integrare eficientă a energiilor din surse regenerabile în clădiri se realizează în trei etape: proiectare, dimensionare și control.

Clădirile sunt sisteme de tip multisursă care îmbină sursele convenționale de energie cu cele regenerabile.

În lucrarea de față se propun: o metodă de modelare termică dinamică a clădirilor cu ocupare intermitentă, o metodă de calcul a sarcinii termice a acestora, o metodă de control a temperaturii interioare din ele.

Toate acestea sunt realizate în scopul de a asigura un confort termic adecvat în interiorul clădirii, cu un consum minim de energie. În același timp este urmărită și diminuarea uzurii dispozitivelor de acționare a sistemelor de încălzire.

Sistemul de management energetic propus reușește să atingă, pe modelul testat, toate aceste obiective.

Cuprins

Lista figurilor	1
Lista tabelelor	4
Lista abrevierilor	4
Capitolul 1. Obiectivele și structura tezei	5
Capitolul 2. Elemente introductive. Necesitate. Oportunitate.	8
Elemente definitorii ale problemei	
2.1. Situația globală a mediului	8
2.2. Impactul sectoarelor rezidențial și terțiar asupra mediului	12
2.3. Reducerea consumului de energie în clădiri	13
2.3.1. Integrarea energiei din surse regenerabile	13
2.3.2. Reducerea consumului energetic	19
2.3.3. Sumarizarea problemelor identificate	22
2.4. Abordarea propusă	23
2.4.1. Estimarea sarcinii termice	23
2.4.2. O nouă funcție obiectiv pentru algoritmul de control predictiv	25
Capitolul 3. Modelarea matematică a sistemelor tehnologice ce utilizează energia din surse regenerabile în scopul încălzirii clădirilor	26
3.1. Introducere	27
3.2. Definirea sistemului	28
3.3. Modelarea sistemului	32
3.4. Analiza modelului matematic	36
3.5. Datele de intrare în model	39
3.5.1. Fluxul termic solar	40
3.5.2. Fluxul termic al radiatoarelor	43
3.6. Identificarea parametrilor modelului	47
3.6.1. Alegerea metodei de identificare	48
3.6.2. Identificarea parametrilor	50
Capitolul 4. Aspecte și contribuții teoretice la studiul calculului sarcinii termice a unei clădiri și a controlului temperaturii	57
4.1. Principii generale ale metodologiei propuse pentru calculul sarcinii termice	58
4.1.1. Principiile algoritmului de control predictiv	61
4.1.2. Principiile controlului dinamic al matricelor	65
4.2. Principii generale ale metodologiei propuse pentru controlul temperaturii	66
4.2.1. Particularități uzuale ale clădirilor încălzite intermitent	67

4.2.2. Practici actuale în controlul termic al clădirilor	71
4.2.3. Algoritmul de control predictiv în controlul termic al clădirilor	72
Capitolul 5. Elaborarea metodei de calcul a sarcinii termice	75
5.1. Compensarea condițiilor meteorologice	81
5.2. Urmărirea valorii de referință	83
5.3. Metodologia de calcul a sarcinii termice pe baza programării predictive	88
5.4. Aplicarea experimentală a soluției	89
5.5. Concluzii	92
Capitolul 6. Elaborarea algoritmului de control al temperaturii	94
6.1. Introducere	94
6.2. Formularea algoritmului de control predictiv pentru încălzirea intermitentă	95
6.3. Controlului practic al temperaturii apei la racordul de intrare	101
6.4. Concluzii	106
Capitolul 7. Evaluarea experimentală a performanței sistemului propus	110
7.1. Introducere	110
7.2. Metodologia folosită în evaluarea experimentală a sistemului propus	112
7.3. Descrierea instrumentelor software folosite în realizarea testării	113
7.3.1. Programul EnergyPlus	113
7.3.2. Programul Simulink	114
7.4. Descrierea sistemului hidraulic de încălzire	115
7.5. Descrierea sistemelor de control de referință	120
7.5.1. Primul sistem de control dereferință	120
7.5.2. Al doilea sistem de control de referință	123
7.5. Sistemul de management energetic al clădirii propus	124
7.6. Criteriile de evaluare ale performanței sistemului de control	129
7.6.1. Criteriul confortului	129
7.6.2. Criteriul consumului energetic	132
7.6.3. Criteriul ciclurilor de pornire/oprire	133
7.7. Evaluarea comparativă a rezultatelor simulării	134
7.8. Concluzii	142
Capitolul 8. Sumar. Concluzii. Contribuții personale	143
8.1. Sumar	143
8.2. Concluzii și perspective	147
8.3. Contribuții personale	148
Bibliografie	150

Lista figurilor din lucrare

- 2.1. Schimbări observate în (a) temperatura la suprafață globală, (b) nivelul mării nivel global și (c) acoperirea cu zăpadă a emisferei nordice
- 2.2. Distribuția consumului energetic în clădirile rezidențiale
- 2.3. Exemplu de sistem multi-sursă
- 2.4. Diagramă bloc a clădirii și sistemului multi-sursă
- 2.5. Analiza optimului sistemului și a regulatorului
- 2.6. Reprezentarea schematică a controlului (a) regulatorul e sursa aparentă și (b) regulatorul este o valvă
- 3.1. Planul clădirii de referință
- 3.2. Presupuneri referitoare la modelarea clădirii
- 3.3. Reprezentarea electrică echivalentă a unui model de grad mic al clădirii
- 3.4. Reprezentarea circuitului electric echivalent a unui model termic de grad mic după eliminarea temperaturii solului ca și sursă
- 3.5. Incidența radiației solare pe o suprafață înclinată
- 3.6. (a) relațiile neliniare dintre diferențele de temperaturi și fluxul termic corespunzător și (b) variația conductanței totale în funcție de diferența de temperatură
- 3.7. Principiul metodei de identificare a celor mai mici pătrate
- 3.8. Comparatie între temperaturile măsurate și simulate; (sus) în procesul de potrivire și (jos) în procesul de validare
- 4.1. Diagrama bloc a problemei de calcul a sarcinii termice prezentată ca o problemă de control
- 4.2. Structura comună (ACP + *feedforward*) de control a sistemului

- 4.3. Model dinamic al clădirii obținut prin metoda superpoziției
- 4.4. Principiul de funcționare al ACP
- 4.5. Diagrama bloc a sistemului conectat cu ACP (liniile punctate definesc semnale opționale)
- 4.6. Definirea confortului pe graficul psihometric
- 4.7. Evoluția limitei inferioare de confort și scenarii posibile pentru temperatura interioară
- 5.1. Modelul termic al clădirii
- 5.2. Probleme apărute în procedurile actuale de estimare a sarcinii termice
- 5.3. Compensarea condițiilor meteorologice folosind metoda *feedforward*
- 5.4. Evoluția în timp (a) a valorii de referință a temperaturii interne și (b) a elementelor matricei de ponderare Q
- 5.5. Diagramă bloc pentru calculul sarcinii termice folosind un algoritm de control predictiv
- 5.6. Ilustrarea răspunsului sistemului pentru intervale de timp diferite de relaxare
- 5.7. Răspunsul sistemului (sus) și comanda optimă (jos) pentru două intervale diferite de relaxare (simulare pentru 2 zile)
- 5.8. Condiții meteorologice. Radiația solară (sus) și temperatura exterioară (jos)
- 6.1. Compensarea neliniarității statice într-o buclă de control
- 6.2. (a) Caracteristica fluxului termic măsurată și liniarizată
(b) caracteristica coeficientului de transfer termic măsurată, liniarizată și inversată
- 6.3. Rezultatele simulării obținute cu liniarizarea clasică și cea propusă
- 7.1. Realizarea modelului sistemului de încălzire în programul EnergyPlus
- 7.2. Extras din fișierul cu datele meteorologice corespunzătoare orașului Timișoara
- 7.3. Sistemul hidraulic de încălzire a clădirii de testare

- 7.4. Descrierea Grafset a SMEC de tip PID: (a) controlul circuitului solar, (b) controlul transferului între rezervoare, (c) controlul circuitului pompei de căldură și (d) controlul circuitului de încălzire
- 7.5. Descrierea Grafset a SMEC propus de tip ACP: (a) controlul circuitului solar, (b) controlul transferului dintre rezervoare, (c) controlul circuitului pompei de căldură, (d) controlul circuitului de încălzire, (e) controlul încălzitorului electric
- 7.6. Verificarea pornirii optime
- 7.7. Temperatura exterioară a aerului pentru perioada simulată
- 7.8. Radiația directă și difuză pentru perioada simulată
- 7.9. Comparație între evoluția temperaturii interioare obținute din simularea celor trei sisteme de control pentru (a) perioada de iarnă și (b) perioada dintre anotimpuri
- 7.10. Testul de pornire optimă pentru cele trei sisteme de control în (a) a cincea zi a perioadei de iarnă și (b) a patra zi a perioadei dintre anotimpuri

Lista tabelelor din lucrare

- 5.1. Procedura pentru calcularea sarcinii termice folosind MPP
- 5.2. Caracteristicile clădirii de test
- 7.1. Comparația criteriilor de performanță pentru orașul Timișoara
- 7.2. Comparația criteriilor de performanță pentru orașul Genova

Lista abrevierilor

- ACP – algoritm de control predictiv
- CMD – reglare (predictivă) cu matrice dinamică
- GES – gaz cu efect de seră
- MIMO – (model) intrari multiple, ieșiri multiple
- MISO – (model) intrari multiple, ieșire unică
- PID – (regulator) proportional integral derivativ
- PL – programare liniară
- PMV – opțiunea medie previzibilă
- PPD – procentul probabil de nemulțumiți
- SBPA – secvență binară pseudoaleatoare
- SISO – (model) intrare unica, ieșire unica
- SMEC – sistem de management energetic al clădirii

Capitolul 1

Obiectivele și structura tezei

Obiectivele tezei de doctorat

Obiectivul principal al tezei de doctorat constă în optimizarea integrării surselor regenerabile de energie în sisteme moderne de încălzire a clădirilor și de producere a apei calde menajere.

Pentru atingerea acestui obiectiv, în programul de cercetare științifică s-au definit patru obiective secundare:

O1: *Analiza critică a principalelor sisteme tehnologice folosite la utilizarea energiei din surse regenerabile în dimensiune structurală și funcțională;*

O2: *Determinarea relației complexe dintre structura sistemelor tehnologice pentru utilizarea energiei din surse regenerabile în procesul de încălzire a clădirilor, funcționarea lor și elementele de macro-mediul care influențează dinamica surselor de energie;*

O3: *Stabilirea unor modele sistemice optime pentru sistemele tehnologice pentru utilizarea energiei din surse regenerabile în procesul de încălzire a clădirilor;*

O4: *Realizarea unui sistem tehnologic pentru utilizarea energiei din surse regenerabile în procesul de încălzire a clădirilor și optimizarea lui în condițiile specifice din România.*

Structura tezei de doctorat

Teza este structurată pe 8 capitole, în fiecare dintre ele fiind descrise activitățile care au fost întreprinse pe parcursul cercetării științifice pentru îndeplinirea obiectivelor identificate mai sus.

Capitolul de față prezintă succint obiectivele programului de cercetare, structura tezei de doctorat și corelațiile dintre acestea.

În *Capitolul 2* s-a prezentat problema schimbărilor climatice, care este în strânsă legătură cu consumul de energie. Pe lângă aceasta, s-au conturat soluțiile propuse de cercetători, care pot ameliora situația existentă. S-au identificat patru posibile piedici în aplicarea lor în momentul de față și s-au descris sumar, pentru unele, posibile soluții și abordări ale acestora.

În *Capitolul 3* este propusă o posibilă soluție pentru modelarea comportamentului termic al clădirilor. Acest model este necesar pentru estimarea sarcinii termice și a sistemului de control termic. Modelul este obținut în doi pași: inițial, este identificată structura modelului dintr-un circuit liniar cu reprezentarea punctiformă a parametrilor clădirii și apoi sunt identificați parametrii modelului experimental, folosind algoritmul celor mai mici pătrate. Unele caracteristici ale modelului sunt liniare datorită transferului de căldură conductiv și radiativ. În acest caz clădirea este reprezentată prin modelul cutiei albe și implementată într-un soft de simulare dedicat [EnergyPlus, 2009].

În *Capitolul 4* sunt prezentate succint aspecte teoretice privitoare la calculul sarcinii termice a clădirilor și la controlul temperaturilor interioare ale acestora.

Capitolele 5, 6 și 7 abordează latura practică a problematicii studiate:

Capitolul 5 prezintă soluția practică dezvoltată pentru calculul sarcinii termice a clădirii, iar *Capitolul 6* prezintă soluția practică dezvoltată pentru controlul temperaturii interioare.

În *Capitolul 7*, este propus un Sistem de Management Termic al Clădirii (SMEC), bazat pe modelul obținut în capitolul anterior pentru controlul temperaturii. Aici este prezentat sistemul de încălzire multi-sursă și comparat cu două sisteme care sunt cele mai avansate reglatoare ce pot fi găsite în momentul actual în practică. Se vor compara rezultatele simulărilor celor trei sisteme de management folosind diferiți indicatori de confort termic și consum energetic. Se vor avea în considerare și uzura unor elemente sensibile ale sistemului multi-sursă

Capitolul 8 conține rezumarea problemelor principale identificate, a contribuțiilor aduse spre rezolvarea acestora și a unor direcții ulterioare de cercetare plecând de la rezultatele prezentate.

Lucrarea se extinde pe 165 pagini, conținând 42 figuri, 4 tabele, 97 ecuații și relații matematice, precum și o listă bibliografică cu 101 titluri, la care se adaugă rezultatele personale din activitatea de diseminare, demonstrate prin lista lucrărilor publicate în domeniul studiilor doctorale, dintre care, două lucrări fiind indexate ISI, iar două în alte baze de date internaționale.

Capitolul 2

Elemente introductive.

Necesitate. Oportunitate.

Elemente definatorii ale problemei

În acest capitol se prezintă problema schimbărilor climatice, care este în strânsă legătură cu consumul de energie. Pe lângă aceasta, se conturează soluțiile propuse de cercetători, care pot ameliora situația existentă. Se identifică patru posibile piedici în aplicarea lor în momentul de față și se descriu sumar, pentru unele, posibile soluții și abordări ale acestora.

2.1. Situația globală a mediului

În momentul actual societatea se confruntă cu schimbări climatice majore. Conform raportului *Grupul Interguvernamental al Experților privind Schimbările Climatice (IPCC)* din 2007 [Pachauri et al, 2007], observațiile cele mai critice sunt (*Fig. 2.1*):

- creșterea temperaturii medii globale la suprafața Pământului cu $0,74^{\circ}\text{C}$ în ultimii 100 de ani și creșterea continuă și accelerată de la primul raport al *IPCC* din 1990;

- creșterea nivelului oceanelor cu 3,1 mm pe an din anul 1993;
- scăderea suprafeței calotei glaciare arctice cu 2,7% pe decadă din 1978.

Raportul evidențiază faptul că principala cauză pentru aceste schimbări este creșterea cu 70% din anul 1970 a emisiilor de gaz cu efect de seră (GES) generate de activități umane. În lipsa unor strategii internaționale adiționale referitoare la mediu, emisiile de GES pentru următorii 20 de ani ar putea crește cu 25 până la 90%. Un astfel de scenariu ar presupune creșterea temperaturii medii terestre cu 0,2°C pe decadă. Continuând, previziunile pentru sfârșitul secolului sunt și mai sumbre, temperatura medie globală putând să crească de la 1,1 până la 6,4°C și nivelul oceanelor să se ridice între 18 și 59 cm. Consecințele acestor schimbări ar duce la inundații masive, secetă prelungită, precipitații masive, creșterea acidității oceanelor, creșterea frecvenței valurilor de căldură, incendii și lista poate continua. O creștere a temperaturii cu 2°C față de temperatura înregistrată în epoca preindustrială (a doua jumătate a secolului 19) este privită ca un prag ce marchează creșterea masivă a riscului aparițiilor unor schimbări catastrofice la nivelul mediului înconjurător. Pentru a avea șanse de 50% de a păstra temperatura medie globală în limita de 2°C, trebuie ca emisiile de GES să fie reduse până în 2050 la cel puțin 50% din valoarea pe care o aveau în 1990 și să continue apoi scăderea lor.

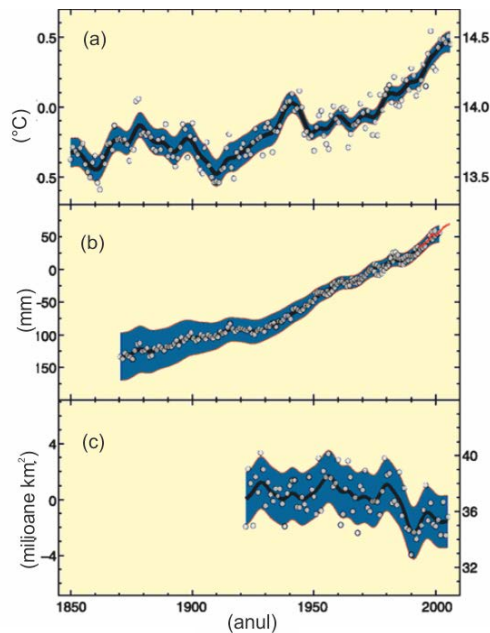


Fig.2.1. Schimbări observate în (a) temperatura la suprafață globală, (b) nivelul mării nivel global și (c) acoperirea cu zăpadă a emisferei nordice [Pachauri , et al, 2007].

Situația critică în care ne aflăm este dezbătută intens la nivel internațional. Unul dintre rezultatele eforturilor comune internaționale este *Protocolul Kyoto* [Convenția Cadru a Națiunilor Unite privind Schimbările Climatice, 1997], a cărui țintă este reducerea emisiilor de GES cu până la 5,2% din nivelul existent în 1990, în perioada 2008-2012. *Convenția Cadru a Națiunilor Unite privind Schimbările Climatice (UNFCCC)* a început pregătirile pentru negocierea reînnoirii obiectivului de mai sus pentru perioada post 2012. *Acordul Copenhaga* [Convenția Cadru a Națiunilor Unite privind Schimbările Climatice, 2009] e un pas spre acest obiectiv. Acesta presupune o asumare de reducere a emisiilor de GES din partea țărilor dezvoltate cu 15-20% din valoarea existentă în 1990. Totuși, pentru ca diferența de temperatură să se încadreze în limita de 2°C menționată mai sus, recomandările experților pentru statele dezvoltate sunt de a reduce emisiile cu 25-40% din nivelul din 1990 până în 2020 și cu până la 80-95% în anul 2050.

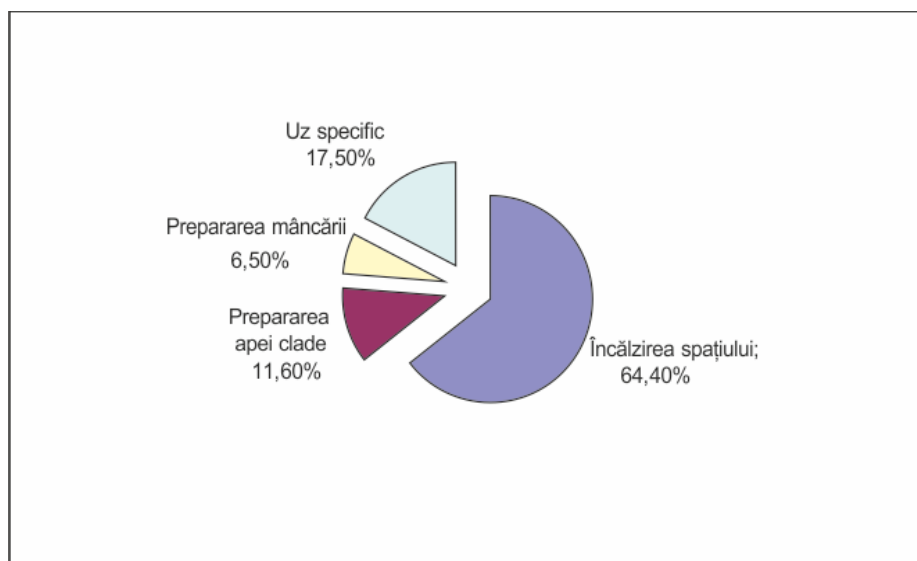


Fig. 2.2. Distribuția consumului energetic în clădirile rezidențiale

Majoritatea emisiilor de GES provin din arderea combustibililor fosili, proces realizat în principal pentru producerea energiei. Așadar, în vederea micșorării emisiilor de GES există două strategii majore: prima implică înlocuirea energiei derivate din combustibili fosili cu energie nepoluantă, derivată din surse regenerabile; a doua presupune reducerea consumului energetic la nivel mondial. În această direcție, au fost pornite diverse demersuri legislative. Directiva 2006/32/CE a Parlamentului European și a Consiliului [Parlamentul European, 2006] privind eficiența energetică la utilizatorii finali și serviciile energetice solicită statelor membre ale Comunității Europene reducerea consumului de energie cu 9% până în 2016 raportat la consumul mediu din ultimii 5 ani. În anul 2008 Parlamentul European și Consiliul au aprobat planul cunoscut sub numele de "20-20-20". Acesta presupune reducerea până în anul 2020 a emisiilor de GES cu cel puțin 20% din etalonul stabilit în anul 1990, reducerea consumului de energie primară cu 20% prin îmbunătățirea eficienței energetice, precum și obligativitatea fiecărui stat membru de a asigura cel puțin 20% din energia produsă la nivel național din surse regenerabile. În cadrul Uniunii Europene

se discută trecerea la un prag de 30% în ceea ce privește emisiile de GES, cu condiția ca și celelalte mari puteri mondiale să-și asume obiective similare.

2.2. Impactul sectoarelor rezidențial și terțiar asupra mediului

O mare parte din consumul energetic global, și în consecință din emisiile de GES, este datorat clădirilor. Conform *Agenției Internaționale pentru Energie (IEA)*, mai mult de o treime din totalul de energie este consumat de către sectoarele rezidențial și terțiar. În acest context, directiva europeană 2010/31/EU [Parlamentul European, 2010] cere statelor membre ca până în anul 2020 toate clădirile nou construite să fie clădiri aproape zero-energie. Acest lucru presupune ca aproape tot necesarul de energie al noilor clădiri să provină din surse regenerabile de energie.

Distribuția consumului energetic în clădiri rezidențiale ilustrează faptul că încălzirea spațiilor este componenta cea mai mare consumatoare de energie. Împreună cu încălzirea apei, reprezintă mai mult de două treimi din totalul de energie consumat în clădiri. În același timp, încălzirea spațiului și a apei prezintă și cel mai mare potențial de economisire. 63% din întregul proces de economisire a energiei se poate realiza doar prin eficientizarea procesului de încălzire și răcire [Agenția Internațională pentru Energie, 2011]. Aceasta presupune atât înlocuirea parțială a surselor clasice de energie cu unele regenerabile, cât și reducerea consumului de energie al clădirilor.

2.3. Reducerea consumului de energie în clădiri

Întrucât s-au identificat mai devreme încălzirea clădirilor și prepararea apei calde menajere ca având cel mai mare potențial în procesul de eficientizare a consumului de energie, în continuare se vor analiza doar aceste două elemente.

2.3.1. Integrarea energiei din surse regenerabile

Chiar dacă domeniul energiei din surse regenerabile a cunoscut numeroase investiții și realizări, integrarea lor în clădiri reprezintă încă o provocare pentru comunitatea științifică. O integrare eficientă a energiei din surse regenerabile folosită în clădiri se realizează în trei etape: proiectare, dimensionare și control. De cele mai multe ori dimensionarea sistemului este considerată ca o parte integrantă a procesului de proiectare, așadar este tratată împreună cu acesta.

Prin natura ei, energia derivată din surse regenerabile este caracterizată prin disponibilitatea intermitentă. Din acest motiv, o sursă regenerabilă de energie nu poate fi folosită ca și unic punct de aprovizionare cu energie a unei clădiri. Așadar, în cadrul proiectelor de acest tip se vor regăsi, de cele mai multe ori, una sau mai multe surse regenerabile de energie completate de una sau mai multe surse clasice. Adesea, aceste sisteme sunt echipate și cu sisteme de stocare a energiei, mai simple sau mai complexe. Acest tip de sistem se numește un sistem multi-sursă, în care sursele convenționale de energie sunt combinate cu surse regenerabile. Un astfel de exemplu este prezentat în *Fig. 1.3*, unde un panou solar și un boiler electric încălzesc apa dintr-un rezervor pentru a fi folosit pentru încălzirea clădirii sau a apei folosite în uzul casnic. Există o multitudine de posibilități de sisteme multi-sursă, fiecare cu avantajele și dezavantajele lor. Așadar, primul pas în integrarea surselor regenerabile de energie în clădiri îl reprezintă alegerea configurației potrivite a sistemului multi-sursă.

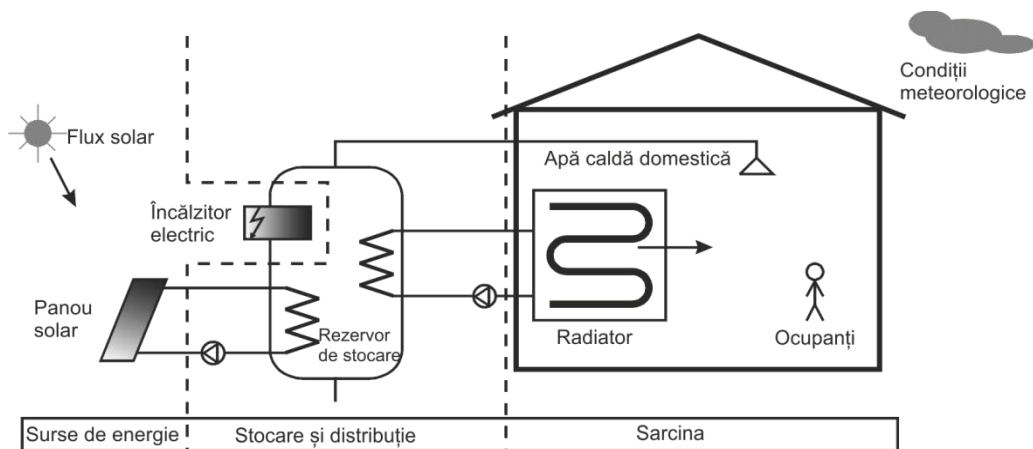


Fig. 2.3. Exemplu de sistem multi-sursă

Clădirea și sistemul multi-sursă sunt prezentate sub forma unei scheme bloc în Fig. 2.4. În schemă se regăesc:

- f, g – funcții model ale sistemului multi-sursă, respectiv a clădirii;
- a și b – seturi de parametri ai funcțiilor;
- x și y – fluxuri de energie (x – energia disponibilă și y – energia necesară)
- z – ambianța interioară a clădirii.

Matematic, modelul multi-sursă poate fi caracterizat prin următoarea ecuație:

$$y_2 = f(x|a) \quad (2.1)$$

Modelarea sistemului presupune definirea relației dintre ieșiri și intrări; adică trebuie stabilită structura funcției f și atribuite valori parametrilor săi.

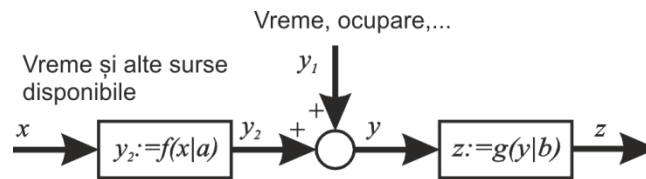


Fig. 2.4. Diagramă bloc a clădirii și sistemului multi-sursă

Procesul de stabilire a structurii funcției este unul bazat în totalitate pe experiența experților. Nu există o procedură clar stabilită care oferă structura optimă a sistemului; acest lucru trebuie făcut de un expert. Totuși, există unele care să ajute în luarea deciziei când se evaluează diferite configurații. Având în vedere multitudinea de combinații posibile pentru proiectarea unui sistem multi-sursă, simularea tuturor acestora necesită foarte multe resurse (timp, energie, bani). Există o metodă [Catalina, 2009] de a ierarhiza diferite soluții de proiectare pe baza unor criterii multiple cum ar fi investiția inițială, amortizarea investiției, disponibilitatea resurselor regenerabile, proporția de energie derivată din aceste surse, reducerea poluării. Oricum, expertul care ia decizia poate alege mai multe soluții ce se află în vârful ierarhiei pentru o comparație mai detaliată a acestora folosind simulări dinamice. Există încercări similare realizate în care este folosit un hub energetic hibrid [Fabrizio, 2008] sau o metodă care caracterizează sistemele combinate solare [Letz, et al, 2009].

Chiar dacă aceste metode sunt diferite în ceea ce privește algoritmi folosiți, principiul de alegere a configurației optime este același: cel mai bun sistem este acela care are cea mai bună performanță (p) când este dimensionat optim. Să considerăm două sisteme diferite ale căror performanțe sunt calculate cu următoarele ecuații:

$$\begin{aligned} p_1 &= f_1(u_1|a_1) \\ p_2 &= f_2(u_2|a_2) \end{aligned} \quad (2.2)$$

unde a reprezintă parametrii sistemului și u intrările.

Pentru a putea spune că un sistem este mai bun decât altul, ele trebuie dimensionate astfel încât să se optimizeze indicele de performanță:

$$\begin{aligned} p_1 &= \min_{a_1} f_1(u_1|a_1) \\ p_2 &= \min_{a_2} f_2(u_2|a_2) \end{aligned} \quad (2.3)$$

și apoi comparate performanțele. Sistemul care are un indice de performanță mai bun este sistemul de dorit.

Totuși, minimizând indicele de performanță p doar modificând dimensiunea sistemului a , nu înseamnă că se obține un sistem optimizat. Printre intrările din sistem u , se regăsesc și comenzi de control. Așadar, dacă este folosit un mecanism de control care nu este optim, performanța sistemului nu mai e optimă. În consecință, nu se poate spune că un sistem este mai bun decât altul pentru că nu se pot compara două sisteme neoptimizate.

Problema este că în cele mai multe cazuri în etapa de proiectare, mecanismul de control nu este luat în considerare, cel puțin nu este inclus ca și parte a sistemului; acest lucru este realizat doar dacă sunt folosite simulări dinamice. Astfel, un mecanism de control programat necorespunzător poate inversa rezultatul comparării performanțelor sistemelor. Este evident că sisteme diferite pot avea regulatoare diferite, dar în procesul de comparare a indicilor de performanță ai sistemelor este important să se folosească regulatorul care va fi folosit și în realitate.

Un regulator care nu este optim poate afecta în mod negativ și dimensionarea sistemului. În acest sens, este oferit un exemplu în Fig. 2.5, unde este reprezentată performanța unui sistem cu două seturi de valori de parametri (a_1 și a_2) și pentru care este modificat un parametru al regulatorului (C). Dacă este folosit un regulator care nu este optim (C_3), conform proceselor de optimizare folosite în momentul de față, se observă că parametrii din setul a_1 sunt superiori celor din setul a_2 (deoarece $P_1 < P_2$). Totuși, când se folosesc regulatoare optime în cele două cazuri, performanțele obținute sunt mai bune în cazul setului de parametri a_2 .

Așadar, regulatorul poate afecta în mod direct procesul de dimensionare optimă a sistemului.

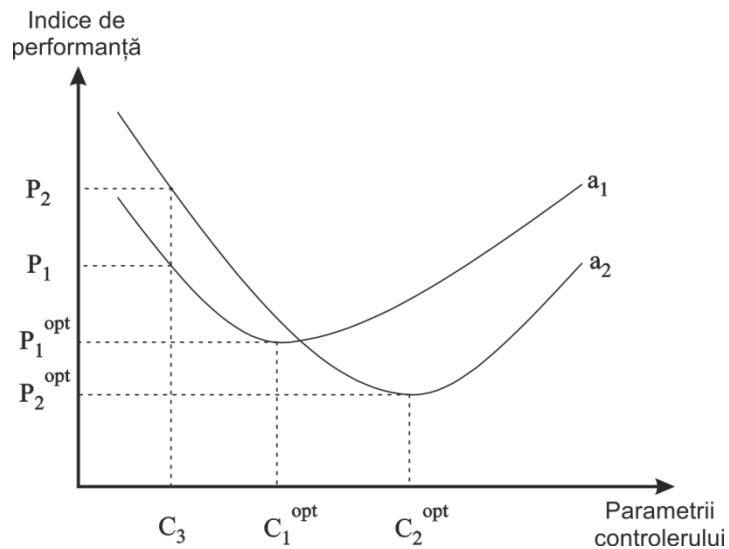


Fig. 2.5. Analiza optimului sistemului și a regulatorului

Trebuie evidențiat faptul că optimizarea sistemului nu este realizată în mod corect dacă optimizarea indicelui de performanță al acestuia este realizată variind la început dimensiunea sistemului și doar apoi parametrii regulatorului. În cazul exemplului ilustrat în figura de mai sus, se presupune că, inițial, regulatorul folosit corespunde indicelui C_3 . Pentru acest regulator, procesul de optimizare determină că setul a_1 este optim. În continuare, se păstrează acest set de parametri și se variază regulatorul, astfel încât rezultă nivelul de performanță optim P_1^{opt} care corespunde cu regulatorul C_1^{opt} . Totuși, conform graficului se observă că performanța optimă este P_2^{opt} care corespunde setului de parametri a_2 și regulatorului C_2^{opt} . Așadar, în timpul optimizării sistemului, regulatorul trebuie la rândul lui optimizat automat cu variațiile dimensiunilor sistemului.

În afară de problema descrisă mai sus, mai apare un obstacol în dimensionarea optimă a sistemului. Pentru o dimensionare optimă a unui sistem multi-sursă, mai sunt necesare informații privitoare la potențialul de

resurse și la sarcina termică a clădirii (valorile x și y_2 din ecuația 2.4). Folosind metodele actuale de a estima sarcina termică a clădirii pot rezulta, în anumite circumstanțe, calcule eronate.

În momentul de față există trei metode prin care se poate estima sarcina termică a unei clădiri: folosind metoda corelației de grad, a principiului echilibrului termic sau prin simulare dinamică. Metoda cea mai exactă este cea a simulării dinamice, folosindu-se metoda capacității termice punctiforme, dar și în acest caz se pot pierde soluții care sunt optime datorită folosirii unei sarcini termice inexacte pe parcursul evaluării configurațiilor.

Următorul pas în integrarea surselor regenerabile de energie în clădiri se referă la managementul optim al surselor de energie (clasice și regenerabile) astfel încât producția de energie să fie satisfăcătoare pentru cerințele utilizatorului. În ecuația 2.4, controlul surselor este inversul ecuației respective, adică trebuie determinat setul optim de intrări x , care aplicate sistemului f cu parametrii a , determină ieșirile dorite y_2 :

$$x = f^{-1}(a, y_2) \quad (2.4)$$

Se observă în acest caz că și regulatorul are nevoie de informații privind sarcina termică, y_2 . Pentru dimensionarea sistemului, sarcina termică este calculată ca un optim între dimensiunea sistemului (investiția inițială) și consumul energetic corespunzător (costurile de operare). În cazul controlului sistemului, sarcina termică depinde de starea atmosferică (vreme) și de puterea maximă a surselor. Așadar, pentru controlul sistemului trebuie incluse anumite constrângeri când se calculează sarcina termică.

Detaliul care nu se poate observa dintr-o diagramă bloc clasică este disponibilitatea energiei necesare pentru a controla sistemul. Punctul slab al unei astfel de reprezentări este faptul că regulatorul este de asemenea și sursa de energie (Fig.2.6.a). Însă acest lucru este fals; regulatorul acționează ca o valvă, care regulează fluxul între surse și

consumatori. O reprezentare mai explicită se regăsește în Fig.2.6.b. Dacă există o sursă care e capabilă să emită la o putere constantă (cu toate că e limitată), într-o reprezentare clasică această limitare este reprezentată printr-un bloc de saturație plasat între regulator și sistem. În cazul sistemelor puse în discuție, energia disponibilă variază în timp și e necesar și un regulator al surselor pentru a genera energie. Așadar, pentru ca sistemul să poată opera la un nivel optim, trebuie să existe un schimb de informații între cele două regulatoare: cel care funcționează la nivelul surselor și cel care e responsabil de reglarea termică a clădirii. Acesta este motivul pentru care în Fig. 2.4 clădirea este reprezentată separat de surse, nu sunt tratate ca un bloc unitar.

În momentul de față, în strategiile de control existente pentru surse sunt folosite relee, de obicei bazate pe un control diferențial [Suter, et al., 2000]. Nu există regulatoare optime pentru surse care să ia în considerare anticiparea sarcinii termice, prognoza meteo și uzura echipamentelor.

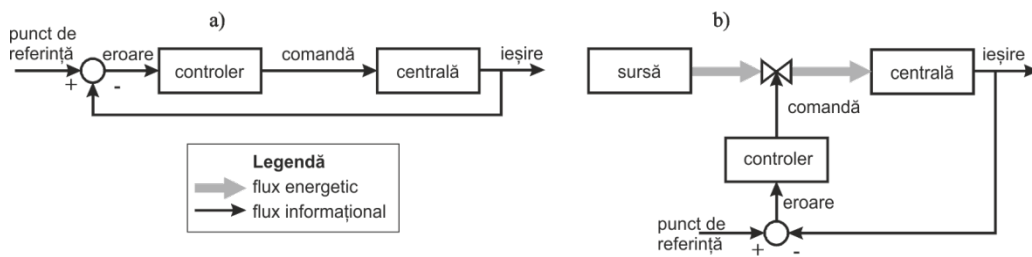


Fig. 2.6. Reprezentarea schematică a controlului: (a) regulatorul e sursa aparentă și (b) regulatorul este o valvă

2.3.2. Reducerea consumului energetic

O reducere cât mai mare a uzului de energie derivată din combustibili fosili nu este realizabilă doar prin managementul optim al surselor regenerabile. Cel puțin la fel de important este și managementul consumatorilor de energie. Sistemul de control al surselor reacționează, în principal, la cererea de energie. Așadar, dacă cererea de energie nu este

optimizată (nu este controlată la rândul ei de un regulator optim), sistemul de control al surselor nu va putea da un randament maxim, aşadar neputând să micşoreze consumul de energie la potenţialul lui maxim.

Pentru a putea menţine un mediu termic confortabil, cea mai populară soluţie în momentul de faţă este folosirea releelor sau a valvelor termostactice pe radiatoare [Peeters, et al., 2008]. Acestea regulează fluxul de apă în concordanţă cu un scenariu de tip Pornit/Oprit în cazul termostatelor, sau în mod continuu în cazul valvelor termostactice pe radiatoare. Aceste tipuri de control au pierderi mari de energie şi, în plus, aduc o uzură suplimentară mecanismelor.

Evident, cea mai bună performanţă se poate atinge doar dacă se cunoaşte complet modul de funcţionare al sistemului (existenţa modelului) şi se cunosc în avans cerinţele de utilizare şi condiţiile atmosferice. Aceste caracteristici determină utilizarea controlului predictiv pentru a avea un control optim. Algoritmul de control predictiv (ACP) este una dintre cele mai bune soluţii pentru controlul termic al clădirilor încălzite intermitent deoarece:

- permite folosirea unui orar de ocupare şi a prognozelor meteo pentru controlul optim al temperaturii;
- realizează optimizarea atât pe criteriul confortului cât şi pe cel energetic;
- permite tratarea în mod implicit a constrângerilor în sisteme multi-intrări/multi-ieşiri;
- permite anticiparea momentului de reîncepere a încălzirii, astfel încât să ajungă la confortul termic chiar înaintea începerii perioadei de ocupare.

În scopul de a calcula comanda, ACP minimizează o funcţie obiectiv, care este de obicei definită ca:

$$J(t_k) = \sum_{i=N_1}^{N_2} \delta(i) [\hat{y}(t_k + i|t_k) - y^{\text{ref}}(t_k + i)]^2 + \sum_{i=1}^{N_u} \lambda(i) [\Delta u(t_k + i)]^2 \quad (2.5)$$

unde:

- y^{ref} și \hat{y} reprezintă valoarea de referință, respectiv ieșirea estimată;
- Δu reprezintă variația intrării între două unități de timp;
- N_1 și N_2 reprezintă minimumul și maximumul orizontului de anticipare;
- N_u reprezintă orizontul de control;
- δ și λ reprezintă factorii de ponderare pentru eroarea de proces și randamentul comenzii;

Deși în cele mai multe cazuri această funcție obiectiv este potrivită, în cazul folosirii ei în procesele de control termic există trei mari probleme:

- Folosind funcția obiectiv (ecuația 2.5), regulatorul încearcă să facă un compromis între confort și consumul de energie. Așadar, dacă, de exemplu, este preferată reducerea consumului de energie, pot apărea situații în care nu este asigurat confortul. Aceasta este o situație de evitat, deoarece oamenii vor încerca să acopere deficitul de confort prin consumul suplimentar de energie; dacă este prea cald, vor avea tendința să deschidă geamul în loc să stabilească o valoare de referință mai scăzută a temperaturii sau să folosească surse adiționale de căldură fără control, când se înregistrează temperaturi scăzute în mod repetat.
- Prima parte a funcției obiectiv din ecuația 2.4 forțează ieșirea din sistem să urmărească punctul de referință cât mai aproape. Deși este o cerință care este necesară în majoritatea sistemelor de control, ea nu este benefică în cazul controlului termic al clădirilor. În acest caz este definită (de către reglementările europene în domeniul

termic și standardul ASHRAE 55 [Societatea Americană a Inginerilor de Încălzire, Refrigerare și Aer Condiționat, 2004; Comitetul European pentru Standardizare, 2005]) o zonă de confort, în loc de un standard termic concret. Această zonă corespunde cu confortul acceptat de 80% din persoanele ocupante (cu o abatere de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$). Așadar, prin forțarea temperaturii să se mențină cât mai aproape de punctul de referință, în loc să fie menținută într-un interval acceptabil, poate să ducă la un consum nedorit de energie.

- Cea de-a doua parte a ecuației 2.4 ce reprezintă funcția obiectiv se referă la treptele de comandă dintre două eșantioane de timp consecutive. Prin minimizarea acestui criteriu, se pot obține semnale de control mai line. Totuși, acest criteriu nu este unul reprezentativ pentru problema tratată și, prin minimizarea lui, nu se minimizează consumul de energie în clădire.

Aceste trei neajunsuri determină ca funcția obiectiv folosită în ACP să nu fie cea mai potrivită pentru controlul termic al clădirilor.

2.3.3. Sumarizarea problemelor identificate

- A. Compararea a două sisteme multi-sursă diferite nu se realizează în mod corespunzător. Sistemul este arareori dimensionat optim și mecanismul de control nu este întotdeauna inclus în procesul de estimare a performanței sistemului. Chiar dacă el este inclus, parametrii lui de funcționare nu sunt optimizați. Așadar, cele două sisteme nu pot fi comparate corect.
- B. În simularea dinamică folosită în momentul de față, sarcina termică a clădirii nu este estimată corect dacă se dorește

existența unei încălziri intermitente. Calculul sarcinii termice este realizat pornind de la premisa că temperatura interioară este egală cu punctul de referință, o presupunere care este fizic falsă.

- C. Nu există o strategie de control optimă pentru un sistem multi-sursă, care să ia în considerare anticiparea sarcinii termice, prognozei meteo și uzurii echipamentelor.
- D. Funcția obiectiv folosită în ACP nu este formulată adecvat pentru controlul termic. Realizează un compromis între confort și reducerea consumului de energie, folosește un surplus de energie pentru a menține temperatura la un punct de referință în loc să fie menținută într-un interval de confort și nu minimizează consumul de energie.

2.4. Abordarea propusă

În subcapitolul anterior am identificat patru piedici în calea reducerii consumului de energie derivată din combustibili fosili în clădiri prin procesul de optimizare a mecanismului de control al sistemului. În continuare vom detalia soluțiile propuse pentru rezolvarea unora dintre aceste probleme.

2.4.1. Estimarea sarcinii termice

În clădiri, sistemele de încălzire sunt în general gestionate de regulatoare. La fiecare eșantion de timp, controlerul calculează puterea la care funcționează sistemul de încălzire. În timpul operației, acea putere reprezintă sarcina termică reală a clădirii. De aici ideea de a transforma problema de estimare a sarcinii termice într-o problemă de control. Considerăm clădirea ca pe un proces termic, perturbat de către condițiile

meteorologice și de ocupanți, în care trebuie să controlăm temperatura interioară prin introducerea unui flux termic în clădire. Prin simularea unui algoritm de control pe acest proces, obținem evoluția fluxului termic necesar care va asigura în cadrul clădirii performanțele impuse în proiectarea sistemului de control. Fluxul termic rezultat reprezintă sarcina termică a clădirii. Așadar, problema estimării sarcinii termice devine o problemă a alegerii unui algoritm de control și identificarea comenzii date de acest algoritm.

Abordarea propusă este de a împărți estimarea sarcinii termice în două părți. La început, vom calcula sarcina termică ce ar neutraliza total efectele vremii (temperatura exterioară și radiația solară). În acest scop, vom folosi un algoritm de tip *feedforward*; rolul acestuia este de a calcula când și câtă căldură e nevoie să fie introdusă în clădire pentru a contracara efectul perturbațiilor. Apoi, vom calcula sarcina care ar forța temperatura interioară să urmărească punctul de referință cât de mult posibil. Pentru aceasta, vom folosi ACP, dar fără constrângeri la nivelul puterii maxime.

Pe lângă faptul că abordarea trebuie să fie cât mai realistă, este de preferat să avem o sarcină termică optimă. Prin urmare, regulatorul folosit trebuie să fie optim. Având în vedere că suntem în etapa de proiectare, avem informații referitoare la programul de ocupare al clădirii. Acest lucru ne permite să folosim o strategie de control predictiv, care este de fapt o procedură de optimizare în buclă deschisă.

Atât ACP cât și *feedforward* sunt algoritmi pe bază de model; așadar, este necesară modelarea dinamică a procesului, adică a clădirii. Un model dinamic riguros este foarte elevat și depinde de o multitudine de elemente ale clădirii. Totuși, acest model complex poate fi simplificat, menținând o reproducere precisă a comportamentului temperaturii interioare. Abordarea propusă este de a determina structura modelului folosind o reprezentare punctiformă a capacității și identificarea parametrilor modelului folosind metoda celor mai mici pătrate.

2.4.2. O nouă funcție obiectiv pentru ACP

Funcția obiectiv optimizată cu ACP trebuie să reflecte performanțele dorite ale regulatorului termic. Performanța la care dorim să ajungem este de a menține temperatura interioară în limitele de confort și în același timp să minimizăm consumul de energie.

Pentru minimizarea consumului de energie propunem o funcție obiectiv J (ecuația 2.6). În acest caz comanda u reprezintă fluxul termic și funcția obiectiv e o formulare corectă a energiei termice consumate. Pentru a satisface confortul termic, adăugăm constrângeri la ieșirile din sistem (ecuația 2.7). Cum ieșirile din sistem reprezintă temperatura interioară, constrângerile semnifică faptul că temperatura de ieșire trebuie să se încadreze între niște limite impuse. Totuși, având în vedere că ne confruntăm doar cu un sistem de încălzire, nu vom lua în considerare limita superioară a temperaturii de confort. Pe lângă această constrângere, mai impunem una semnalului de comandă (ecuația 2.8). Această constrângere va limita comanda la valori posibil de atins de către sistemul de încălzire.

În consecință, funcția obiectiv propusă pentru controlul termic al clădirilor minimizează fluxul de căldură în funcție de constrângerile impuse temperaturii interne și de fluxul însuși.

$$J = \sum u \quad (2.6)$$

$$\hat{y} \geq \theta_{min} \quad (2.7)$$

$$0 \leq u \leq u_{max} \quad (2.8)$$

Capitolul 3

Modelarea matematică a sistemelor tehnologice ce utilizează energia din surse regenerabile în scopul încălzirii clădirilor

Algoritmii optimi de control sunt tehnici bazate pe modelare. Așadar, un sistem de control termic optim necesită modelul dinamic al clădirii. Algoritmul de control predictiv este una dintre cele mai bune soluții care există, deoarece oferă posibilitatea de a folosi orarele de ocupare și prognozele meteorologice pentru controlul optim al temperaturii.

În acest capitol, vor fi abordate probleme legate de modelarea clădirii și identificarea parametrilor modelului. Pentru aceasta se va acționa în două etape. La început, vom folosi informațiile fizice pentru a determina structura unei rețele termice de grad mic a unei clădiri monozonale. Apoi, vom aplica metoda celor mai mici pătrate pentru a identifica experimental parametrii modelului. În timpul analizei fizice, se va observa că modelul va avea componente neliniare; totuși, identificarea parametrilor va fi făcută fără să folosim teoria sistemelor liniare. Modelul identificat va fi folosit ulterior în teză.

3.1. Introducere

În momentul de față rolul simulărilor în inginerie devine din ce în ce mai important. Practic, înaintea creării unui nou sistem, inginerii îi simulează comportamentul pentru a-i evalua modul de funcționare și pentru a detecta eventuale greșeli în etapa de proiectare. Așadar, există pe piață o multitudine de variante de software dedicat simulării sistemelor de clădiri.

Pentru a simula comportamentul termic al unei clădiri, programele folosesc modele bazate pe primele principii ale termodinamicii. Aceste modele combină toate componentele fizice ale unei clădiri într-un sistem de ecuații algebrice și diferențiale de grad foarte ridicat. Din cauza acestui grad, aceste modele nu sunt cele mai potrivite pentru a dezvolta algoritmi de control. În acest scop este de preferat să se folosească modele dinamice liniare de grad mic, care aproximează comportamentul sistemului în domeniul exact de interes. Aceste modele de grad mic pot fi dezvoltate folosind metoda cutiei negre, metoda reducerii modelelor complexe sau prin metoda cutiei gri (reprezentarea localizată a parametrilor).

Prima metodă, cea a cutiei negre [Rios-Moreno, et al., 2007], necesită foarte puține informații despre sistem în sine. Metoda constă în analizarea datelor de intrare și de ieșire din procesul studiat. Chiar dacă se poate ajunge la anumite rezultate folosind această metodă, parametrii modelului nu au o semnificație fizică și se întâlnesc cazuri în care se contrazic fenomene fizice; de exemplu, pot exista anumite structuri complexe chiar dacă o analiză fizică arată că ele nu există în cazul modelului termic al unei clădiri [Mejiri, et al., 2011]. În plus, în cazul în care sistemul oferă și un comportament neliniar, metoda cutiei negre oferă un model valid doar în jurul punctului de operare în care acesta a fost identificat. Pentru alte puncte de operare, modelul va fi invalid și în consecință controlul nu va putea fi realizat conform așteptărilor.

A doua metodă de obținere a unui model de grad mic este cea a reducerii modelelor [Palomo del Barrio, et al., 2000]. Acest tip de tehnică

reduce drastic gradul unui model obținut prin discretizare spațială a ecuațiilor de transfer termic. Oferă un număr redus de ecuații și anumite valori ale parametrilor, prin calcul și artificii matematice. În general, în cazul clădirilor, modulul inițial de grad înalt poate avea sute de mii de ecuații diferențiale și, prin aplicarea acestei tehnici, se poate reduce numărul lor la mai puțin de 10 [Sempey, et al., 2009]. Totuși, pentru a aplica această metodă este nevoie de un model inițial al sistemului. Acesta este obținut aplicând cunoștințe fizice asupra descrierii detaliate a clădirii, care este o sarcină foarte dificilă. În plus, pentru clădirile existente nici nu există toate detaliile de care avem nevoie pentru a dezvolta modelul inițial.

Cea de-a treia posibilitate pentru a obține un model de grad mic este de a folosi parametri localizați, care poate fi privită ca și o combinație a primelor două. În acest caz, se identifică direct structura modelului de grad mic, și valorile parametrilor sunt estimate folosind tehnici de identificare pe structura modelului definit [Coley, et al., 1996; Jimenez, et al., 2008]. Acest model poartă și numele de tehnica cutiei gri. Avantajul acestui tip de abordare este că, folosind principii fizice de bază, se poate reprezenta o clasă de sisteme neliniare folosind doar teoria sistemelor liniare [Ghiaus, et al., 2010]. În plus se pot identifica parametrii prin constrângerea unora dintre ei să-și păstreze perspectiva fizică [Chen, et al., 2003]. Aceasta este metoda folosită în continuare.

3.2. Definirea sistemului

Pentru a putea exemplifica metoda, se folosește un model de casă standard, decomandată. Modelul ales este unul de referință în comunitatea științifică internațională, dezvoltat de către *Centrul de Cercetare Tehnică din Franța (CCTF)*. Reprezentarea grafică se regăsește în Fig. 3.1. Are o suprafață locuibilă de 100 m² și un volum de 252 m³. Modelul este obținut prin metoda cutiei albe prin descrierea în detaliu a

componentelor clădirii. Acest model este unul validat de către CCTF experimental pe clădiri reale.

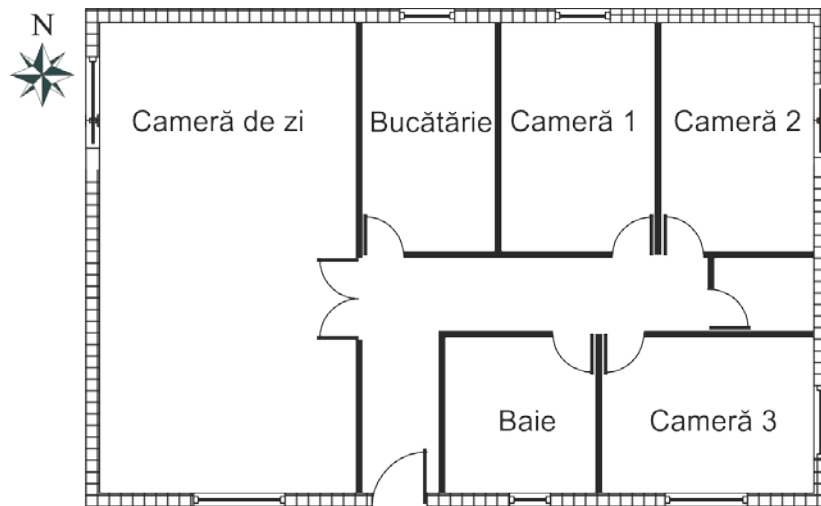


Fig.2.1. Planul clădirii de referință

Pentru a identifica modelul de grad mic al clădirii de referință, se fac următoarele presupuneri pentru simplificare:

- referitoare la structura clădirii:
 - > Anvelopa clădirii constă din pereții exteriori și plafon, delimitând mediul interior de cel exterior (inclusiv spațiul din pod). Podeaua, care delimitează mediul interior de sol, nu este considerată ca făcând parte din anvelopă;
 - > Materialul anvelopei este distribuit uniform pe întreaga ei suprafață și proprietățile lui termo-fizice sunt constante în timp;
 - > Conducția termică prin ziduri este unidimensională și perpendiculară p suprafața pereților;
 - > Transferul termic convectiv pe ambele părți ale anvelopei este aproximat prin legea lui Newton:

$\varphi = h(T_{\text{suprafață}} - T_{\text{aer}})$, unde coeficientul de schimb h este constant și independent de viteza vântului;

- > Temperaturile suprafețelor pereților sunt suficient de apropiate încât să putem ignora transferul termic radiativ dintre ei;
- > Ferestrele nu înmagazinează căldură și nu fac parte din perete;
- > Materialul din care este confecționată podeaua este distribuit uniform pe toată suprafața ei și proprietățile lui termo-fizice sunt constante în timp.
- referitoare la mediul intern:
 - > Pereții interiori, împreună cu aerul din interiorul clădirii formează masa termică internă;
 - > Temperatura aerului din interior este omogenă în fiecare cameră și variațiile dintre temperaturile camerelor sunt mici. Așadar, casa este tratată ca și o clădire monozoneală, luându-se în considerare o temperatură unică. Temperatura medie a camerelor, calculată în funcție de suprafețelor lor, este: $\theta_{med} = \frac{\sum \theta_i S_i}{\sum S_i}$;
 - > Fluxul de aer datorat ventilației și infiltrațiilor este constant. Rata de schimb pe oră a acestuia este de 0,5;
 - > Terminalele de încălzire sunt radiatoare cu apă, care transmit căldura prin convecție și radiație; nu este cunoscut raportul între cele două tipuri de transfer termic;
 - > Inerția termică a radiatoarelor este neglijabilă.
- referitoare la mediul exterior:
 - > Temperatura solului variază în funcție de temperatura exterioară. Totuși, amplitudinea fluctuației temperaturii solului scade odată cu distanța față de suprafață; amplitudinea fluctuației este redusă cu 90% la o

adâncime de 3,3 m [Incropera, et al., 2006]. Așadar, se poate considera temperatura ca fiind constantă la o adâncime de 3,3 m și valoarea acesteia este egală cu temperatura medie anuală în regiunea geografică respectivă;

- > Spațiul din pod nu este încălzit cu ajutorul radiatoarelor și temperatura acestuia este apropiată de temperatura exterioară;
- > Radiația solară care cade pe toată suprafața anvelopei depinde de ziua din an, ora din zi, orientarea suprafeței și de latitudine. Însă proprietățile optice ale întregii suprafețe sunt constante;
- > Radiația solară care cade pe acoperiș nu are un impact vizibil asupra masei termice interne;
- > Radiația solară trece prin ferestre, însă cantitatea și distribuția nu sunt cunoscute datorită faptului că acestea pot fi obturate în orice moment (cu jaluzele etc.). Așadar, această energie este un plus al sistemului considerată ca fiind o perturbație.

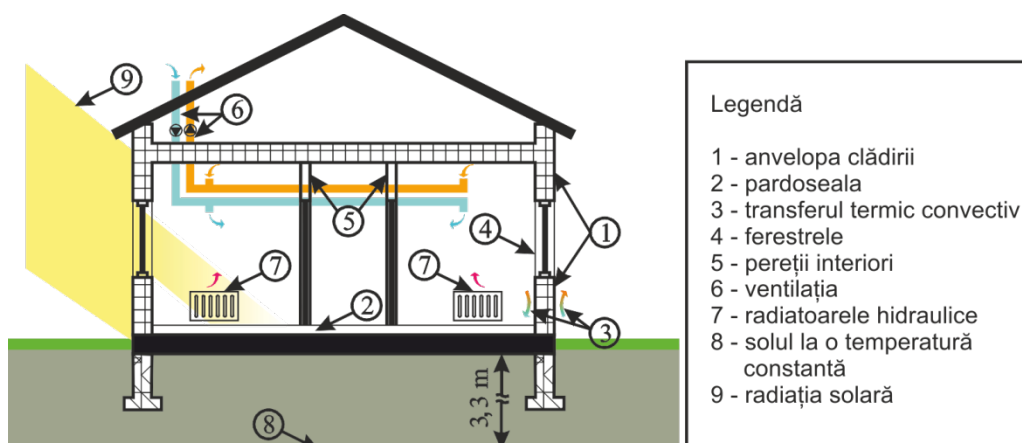


Fig.3.2. Presupuneri referitoare la modelarea clădirii

3.3. Modelarea sistemului

Modelele derivate din relații fizice sunt reprezentate în spațiul stărilor printr-un set de ecuații diferențiale de gradul întâi. Modelele matematice ale clădirilor de grad mic, care sunt folosite în scopul controlului termic al acestora sunt, de cele mai multe ori, derivate din reprezentări cu parametri localizați ale rețelelor electrice ale clădirii [Achterbosch, et. al., 1985; Bernard et al., 1992; Coley, et al., 1996; Garcia Sanz, 1997; Ghiaus, et al., 2007; Kummert, et al., 1996; Liao, et al., 2004; Madsen et. al., 1995; Wang, et al., 2006]. Ideea principală este de a aplica principiul analogiei între două domenii din fizică ce pot fi descrise de aceleași ecuații matematice. Atunci clădirea este reprezentată de un circuit electric liniar și ecuațiile mulțimilor de stări sunt obținute din acel circuit. În acest caz, temperatura este echivalentă cu tensiunea, fluxul termic este echivalent cu curentul, rezistența la transferul termic este reprezentată prin rezistența electrică și capacitatea termică prin capacitatea electrică. Circuitul echivalent al clădirii este obținut prin asamblarea modelelor componentelor sale ca și pereții, ferestrele, ventilarea, aerul intern, podeaua și acoperișul, care la rândul lor sunt reprezentate prin rețele electrice. În cazul clădirilor monozonale, pereții interiori sunt considerați ca făcând parte din masa termică internă și pereții exteriori, ca parte din anvelopa clădirii.

Anvelopele clădirilor sunt reprezentate în general prin rețele de tip 2R-C [Bernard, et al., 1992; Coley, et al., 1996; Garcia-Sanz, 1997] sau 3R-2C [Husaunndee, et al., 1997; Jimenez, et al., 2008; Kummert, et al., 2001; Xu, et al., 2007]. Cum și podeaua și acoperișul pot fi asimilate ca și pereți, acestea sunt modelate după aceeași structură. Masa termică internă este de obicei reprezentată printr-o sarcină simplă, deși unii autori o modelează cu ajutorul rețelelor de tip 2R-2C [Wang, et al., 2006] sau chiar o omit [Bernard, et al., 1992]. Deoarece ferestrele nu acumulează energie termică, acestea sunt reprezentate ca și simple rezistențe. Ventilația și infiltrațiile sunt de asemenea modelate ca și niște rezistențe.

În cazul tratat, reprezentarea clădirii monozonale folosind circuitul ei electric echivalent se regăsește în Fig. 3.3. Componentele pasive luate în considerare sunt anvelopa, podeaua, ferestrele, ventilația și infiltrațiile și masa termică internă. Nu va fi luat în considerare acoperișul deoarece am presupus că temperatura acestuia este apropiată de temperatura exterioară. Plafonul care delimitează zona termică internă de cea din pod, este considerat ca făcând parte din anvelopă. Însă pentru podea există niște mențiuni speciale. Având în vedere că temperatura pământului este constantă la o adâncime de aproximativ 3 metri, în cazul reprezentării podelei se includ și cei trei metri de sol de sub ea.

Am reprezentat anvelopa printr-un circuit 2R-C a cărui capacitate este localizată în C_a și izolația pereților este reprezentată de câte două jumătăți ale rezistenței la conducție: $R_a/2$. Rezistențele R_{ce} și R_{cia} reprezintă rezistențele la convecție între anvelopă și aerul din exterior, respectiv interior. Rezistențele la convecție se consideră a fi constante. Pentru podea se procedează la fel, capacitatea este localizată în C_p și izolația este reprezentată prin două jumătăți ale rezistenței R_p . Rezistența la convecție dintre podea și aerul interior este reprezentată prin R_{cip} . Capacitatea termică a masei interne este localizată în C_i . Pierderile de căldură datorate ventilației și infiltrărilor sunt reprezentate prin rezistența R_v .

Elementele active ale circuitului termic sunt temperatura exterioară a aerului și cea a solului, radiația solară care cade pe anvelopa clădirii și fluxul termic intern. Fluxul termic intern se referă la toate adaosurile pe care le aduc ocupanții clădirii, dispozitivele electrice, radiația solară prin ferestre și contribuția majoră adusă de terminalele de încălzire, adică radiatoarele. Temperaturile aerului exterior și a solului sunt reprezentate prin tensiunile ideale θ_{er} , respectiv θ_{sol} . Radiația solară și câștigurile termice interne sunt reprezentate de curenții ideali Φ_s și respectiv Φ_i .

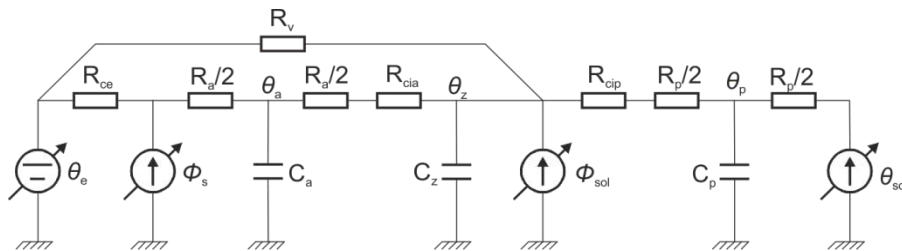


Fig. 3.3. Representarea electrică echivalentă a unui model de grad mic al clădirii

În modelarea clădirii, interesul este centrat pe evoluția temperaturii interne, întrucât aceasta reprezintă **ieșirea** modelului. Această temperatură este influențată de patru surse diferite: temperatura exterioară a aerului, temperatura solului, radiația solară și sursele interne; acestea reprezintă **intrările** în model. De observat faptul că sursele interne sunt atât terminalele de încălzire, cât și adaosurile termice. Terminalele de încălzire sunt surse controlabile, deci aceasta este **comanda** sistemului, în timp ce adaosurile termice nu sunt controlabile, deci nu pot fi măsurate adică sunt **perturbații nemăsurabile**. De asemenea, și căldura exterioară, căldura solului și radiația solară sunt surse necontrolabile, însă acestea pot fi măsurate, așadar sunt **perturbații măsurabile**. Pentru intervalul termic de operare al clădirii, modelul este considerat a fi liniar. Deci, pentru a determina ecuațiile spațiului stărilor a circuitului din Fig.3.3 aplicăm teorema superpoziției pentru circuite electrice. Această teoremă enunță faptul că răspunsul pe oricare latură a unui circuit liniar care are mai mult de o sursă independentă este egală cu suma algebrică a răspunsurilor oferite de fiecare sursă care acționează independent, în timp ce restul surselor independente sunt înlocuite de impedanța lor internă. Impedanța internă a unei surse de tensiune ideale este 0 și cea a unei surse de curent ideale este infinit; așadar, toate sursele de tensiune sunt înlocuite de scurt circuite și toate sursele de curent sunt înlocuite de circuite deschise.

Aplicând teorema superpoziției se obțin patru modele separate cu unică intrare și unică ieșire (SISO) între fiecare sursă și temperatură

internă [Chiaus, et al., 2010]. Toate aceste modele pot fi integrate într-un model de tip intrare multiplă și ieșire unică (MISO). Așadar, având în vedere caracterul fiecărei surse (de comandă sau de perturbație), se integrează modelele obținute într-o reprezentare MISO în spațiul stărilor:

$$\theta_{med} = \sum \theta_i S_i \sum S_i \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1 u + B_2 w \\ y &= Cx + D_1 u + D_2 w \end{aligned} \quad (3.2)$$

unde:

- $x = [\theta_a \ \theta_z \ \theta_p]^T$ – reprezintă vechtroul de stare, θ_{anv} este temperatura peretelui, θ_{zoma} este temperatura zonei și θ_{pard} este temperatura pardoselii;
- $y = \theta_z$ – reprezintă ieșirile din sistem;
- $w = [\theta_e \ \theta_{sol} \ \Phi_s]^T$ – reprezintă intrările măsurabile ale sistemului, θ_e este temperatura exterioară a aerului, θ_{sol} este temperatura solului și Φ_s este radiația solară de pe pereți;
- $u = \Phi_i$ – reprezintă comanda (acesta este de asemenea și fluxul de căldură intern total, care provine în principal de la radiatoare, dar include și adaosurile interne de la ocupanți, radiația solară prin geamuri etc.);

$$\bullet \ A = \begin{bmatrix} -\frac{R_1+R_2}{R_1R_2C_a} & \frac{1}{R_2C_a} & 0 \\ \frac{1}{R_2C_a} & -\frac{R_p+R_2+R_3}{R_pR_2R_3C_i} & \frac{1}{R_3C_i} \\ 0 & \frac{1}{R_3C_p} & \frac{2R_3+R_p}{R_3R_pC_p} \end{bmatrix} \text{ – reprezintă matricea de}$$

stare;

$$\bullet \ B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{C_i} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} \frac{1}{R_1C_p} & 0 & \frac{R_{ce}}{R_1C_a} \\ \frac{1}{R_pC_i} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{2}{R_pC_p} & 0 \end{bmatrix} \text{ – reprezintă matricele de}$$

intrare;

- $C = [0 \ 1 \ 0]$, $D_1 = 0$, $D_2 = [0 \ 0 \ 0]$ – reprezintă matricele de ieșire și respectiv matricea de alimentare (pentru procesul feedforward);

$$\text{cu } R_1 = R_{ce} + \frac{R_a}{2}, R_2 = R_{cia} + \frac{R_a}{2}, R_3 = R_{cip} + \frac{R_p}{2}.$$

3.4. Analiza modelului matematic

Odată ce există modelul matematic al sistemului, acesta poate fi reprezentat în mai multe forme, fiecare având avantajele proprii. De exemplu, reprezentarea continuă în spațiul stărilor este un mod natural de a reprezenta modele de sisteme derivate din cunoștințe fizice. Totuși, pentru analiza modelului este mai convenabilă o reprezentare a funcțiilor de transfer. Tranziția de la modelul în spațiul stărilor la funcțiile de transfer se face prin:

$$H(s) = C(sI - A)^{-1}B + D \quad (3.3)$$

unde:

- $H(s)$ – reprezintă modelul în reprezentarea funcțiilor de transfer;
- s – este variabila complexă;
- I – este o matrice unitate de aceeași dimensiune cu matricea de stare A .

Din moment ce modelul are patru intrări și o singură ieșire, rezultă patru funcții de transfer de la fiecare intrare către ieșire. Clădirea este reprezentată de superpozițiile acestor patru funcții de transfer pentru a avea posibilitatea să se analizeze fiecare funcție de transfer separat, pentru a determina relația dintre fiecare intrare și temperatura internă.

Reprezentarea funcțiilor de transfer arată influența pe care o are fiecare intrare asupra ieșirii. Pentru aceasta, exprimăm funcția de transfer sub următoarea formă:

$$Y(s) = \frac{KG(s)}{H(s)} U(s) \quad (3.4)$$

Acest lucru înseamnă că modelul poate fi descris de adaosul static K și de cel dinamic $G(s)$, care depinde de frecvența intrării. Adaosul dinamic aduce de asemenea o schimbare de fază.

Cea mai importantă componentă a frecvențelor intrărilor corespunde unei perioade de 24 de ore. Temperatura exterioară și radiația solară sunt periodice prin natura lor. Din moment ce punctul de referință al temperaturii interne are două valori care sunt alternate periodic (de exemplu alternanța zi/noapte), fluxul termic interior rezultat în urma controlului va fi de asemenea periodic. La început am considerat că temperatura solului este constantă. Totuși, dacă se ia ca și referință temperatura interioară, și temperatura solului este variabilă periodic relativ la temperatura interioară. Acest lucru înseamnă că pentru toate cele patru surse va rezulta un adaos dinamic în modul normal de operare al sistemului, așa cum se arată în ecuația 3.3.

Comparația între adaosul static adus de temperatura exterioară și cel adus de temperatura solului arată că ultimul este de aproximativ 8 ori mai mic decât primul; această relație reflectă raportul dintre conductanța termică a pereților și a podelei. Variația temperaturii solului în raport cu temperatura interioară pe o perioadă de 24 de ore este de aproximativ 5°C . În același timp, variația temperaturii exterioare raportată la temperatura interioară este de cel puțin 10°C . În plus, inerția podelei, care în cazul de față include și cei trei metri de sol, este mult mai mare decât inerția anvelopei. Acest lucru înseamnă că limita frecvenței de tăiere a funcției de transfer pentru temperatura solului este mai mică decât frecvența de tăiere a funcției de transfer pentru temperatura exterioară. Așadar, adaosul dinamic al temperaturii solului este mult mai mic decât adaosul dinamic al temperaturii exterioare. Toți acești factori indică faptul că temperatura solului influențează temperatura internă de cel puțin 16 ori mai puțin decât temperatura exterioară. Așadar, se poate ignora fluxul termic dinspre sol,

acesta considerându-se o perturbație, care va fi compensată de regulator; acest lucru înseamnă că nu vor mai fi luate în considerare solul ca și sursă și nici inerția podelei. În consecință, modelul termic al clădirii va fi de gradul doi, cu doar trei intrări. Circuitul electric echivalent al modelului din Fig. 3.3 se transformă în reprezentarea din Fig. 3.4 care are următorul model în spațiul stărilor:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1 u + B_2 w \\ y &= Cx + D_1 u + D_2 w \end{aligned} \quad (3.5)$$

unde:

- $x = [\theta_a \ \theta_z]^T$ – vectorul de stare;
- $y = \theta_z$ – ieșirea sistemului;
- $u = \Phi_i$, $w = [\theta_e \ \Phi_s]^T$ – intrările în sistem;
- $A = \begin{bmatrix} -\frac{R_{ce}+R_a+R_{cia}}{(R_{ce}+\frac{R_a}{2})(R_{cia}+\frac{R_a}{2})}C_a & \frac{1}{(R_{cia}+\frac{R_a}{2})C_a} \\ \frac{1}{(R_{cia}+\frac{R_a}{2})C_i} & -\frac{R_{cia}+\frac{R_a}{2}+R_v}{(R_{cia}+\frac{R_a}{2})R_v C_i} \end{bmatrix}$ – matricea de stare;
- $B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{C_i} \end{bmatrix}$, $B_2 = \begin{bmatrix} \frac{1}{(R_{ce}+\frac{R_a}{2})C_a} & \frac{R_{ce}}{(R_{ce}+\frac{R_a}{2})C_a} \\ \frac{1}{R_v C_i} & 0 \end{bmatrix}$ – matricea de intrare;
- $C = [0 \ 1]$, $D_1 = 0$, $D_2 = [0 \ 0]$ – matricele de ieșire și respectiv *feedforward*;

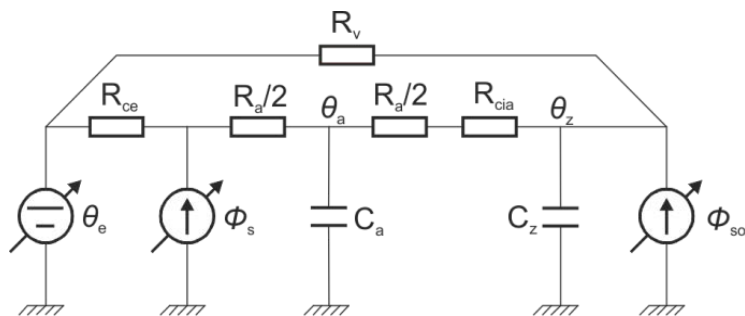


Fig. 3.4. Reprezentarea circuitului electric echivalent al unui model termic de grad mic după eliminarea temperaturii solului ca și sursă

3.5. Datele de intrare în model

În presupunerile de la începutul capitolului am considerat că modelul termic al clădirii este unul liniar. Acest lucru a permis modelarea sistemului folosind o rețea termică liniară (elemente pasive pentru structuri ale clădirii și surse de tensiune/curent pentru comenzi). Modelul sistemului a fost derivat dintr-o reprezentare echivalentă a unei rețele electrice, parametri săi urmând a fi identificați în capitolul următor. Pentru procesul de identificare, trebuie să existe evidențe ale intrărilor și ieșirilor din sistem. Însă, în cazul de față nu putem măsura direct adaosurile la nivelul suprafeței clădirii, Φ_s , și nici adaosurile solare directe, care sunt o componentă a adaosurilor totale interne, Φ_i .

Prima intrare definită a sistemului este temperatura exterioară, θ_e care poate fi măsurată direct. În contrast, celelalte două intrări nu pot fi măsurate; ele trebuie calculate din măsurători complementare. Cea de-a doua intrare definită a sistemului, radiația solară Φ_s , reprezintă cantitatea de radiație solară care cade direct pe anvelopa clădirii. Problema este că deși putem avea informații despre radiația difuză sau directă, normală sau orizontală, aceasta își schimbă valoarea pentru fiecare suprafață din anvelopă, în funcție de orientarea acesteia. A treia intrare definită este fluxul termic de la radiatoare, Φ_i . Având în vedere că imobilul este echipat cu radiatoare, acest flux termic poate fi calculat prin măsurarea debitului de apă și temperatura acesteia la intrare și la ieșire, $\theta_{intrare}$ și θ_{iesire} :

$$\Phi_i = \dot{d}_a c_a (\theta_{intrare} - \theta_{iesire}) \quad (3.6)$$

cu:

- d_a – debitul total de apă prin toate radiatoarele;
- c_a – capacitatea termică specifică a apei.

Problema care apare în cazul acestei intrări nu constă în măsurarea ei, ci mai degrabă în controlarea ei. În modelul propus, am considerat fluxul termic Φ_i ca și comandă. În practică, nu se poate controla direct fluxul

termic, ci temperatura de intrare a apei, $\theta_{intrare}$, care este comanda reală dată de regulator.

În continuare, vom demonstra cum se poate calcula radiația solară care cade pe anvelopa clădirii și că relația dintre temperatura de intrare a apei în radiatoare și fluxul termic corespondent nu este liniară.

3.5.1. Fluxul termic solar

Una dintre intrările în modelul propus este radiația solară incidentă pe suprafața anvelopei clădirii, Φ_s . Această cantitate nu este măsurată direct; în mod normal, sunt disponibile doar radiația difuză I_{difuz} și radiația razei pe suprafața orizontală I_{direct} . Așadar, pentru a estima Φ_s , e nevoie să determinăm radiația solară pe fiecare perete al anvelopei, să o multiplicăm cu suprafața peretelui și să adunăm toate aceste rezultate. Considerând un model izotrop al eterului, radiația solară incidentă pe o suprafață înclinată (Fig. 3.5) se calculează în următorul mod [Duffie, et al., 2006]:

$$I_T = I_{direct}R_{direct} + I_{difuz} \frac{1 + \cos(\beta)}{2} + (I_{direct} + I_{difuz})\rho_{sol} \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \quad (3.7)$$

unde albedoul pământului ρ_{sol} este în general 0,2, iar raportul dintre radiația razei pe o suprafață înclinată și cea pe o suprafață orizontală este calculat cu:

$$R_{direct} = \frac{\cos(\alpha_i)}{\cos(\alpha)} \quad (3.8)$$

Unghiurile α și α_i sunt unghiurile de incidență ale radiației razei solare pe suprafețele orizontale, respectiv înclinate, care sunt calculate cu:

$$\begin{aligned}\cos(\alpha) &= \sin(\delta) \sin(\phi) + \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\omega) \\ \cos(\alpha_r) &= \sin(\delta) \sin(\phi) \cos(\delta) - \sin(\delta) \cos(\phi) \sin(\beta) \cos(\gamma) \\ &\quad + \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\beta) \cos(\omega) \\ &\quad + \cos(\delta) \sin(\phi) \sin(\beta) \cos(\gamma) \cos(\omega) \\ &\quad + \cos(\delta) \sin(\beta) \sin(\gamma) \sin(\omega)\end{aligned}\quad (3.9)$$

unde:

- $\delta = 23,45 \cdot \sin\left(\frac{360(284+n)}{365}\right)$ – declinația soarelui în ziua n din an;
- ϕ – reprezintă latitudinea poziției în care se află clădirea;
- φ – reprezintă unghiul de azimut al suprafeței, 0 dacă este îndreptat spre sud, negativ, spre vest, și pozitiv spre est;
- $\omega = 15(t-12)$ – reprezintă unghiul orar al soarelui în momentul t ;
- β – reprezintă unghiul dintre suprafața înclinată și planul orizontal.

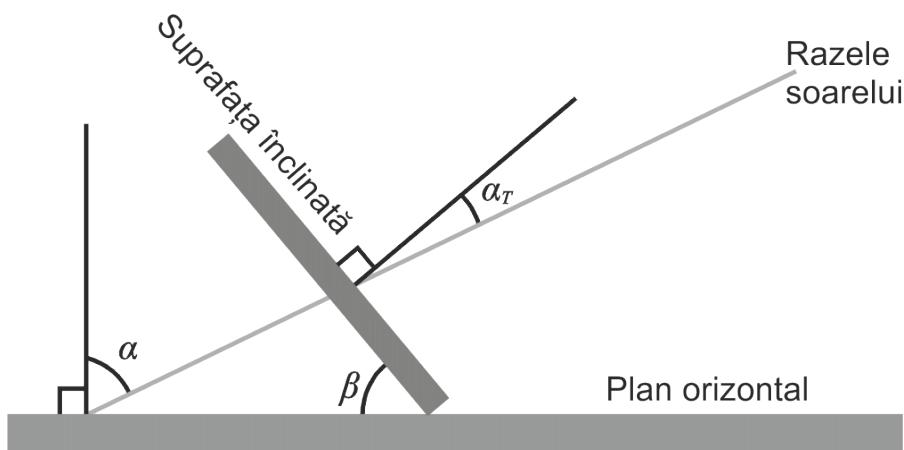


Fig. 3.5. Incidența radiației solare pe o suprafață înclinată

Având în vedere că toate suprafețele anvelopei clădirii sunt perpendiculare pe planul orizontal (acoperișul nu face parte din anvelopă, dar umbrește total plafonul, astfel încât acesta nu este expus la radiație solară), unghiul de incidență al radiației pe un perete este:

$$\cos(a_r) = -\sin(\delta) \cos(\phi) \cos(\gamma) + \cos(\delta) \sin(\phi) \cos(\gamma) \cos(\omega) + \cos(\delta) \sin(\gamma) \sin(\omega) \quad (3.10)$$

și radiația solară totală pe un perete este:

$$I_r = I_{direct} \left(R_{direct} + \frac{\rho_{sol}}{2} \right) + I_{difuz} \frac{1 + \rho_{sol}}{2} \quad (3.11)$$

După calcularea radiației solare totale pe cei patru pereți exteriori ai anvelopei clădirii cu ecuația 3.11 și multiplicarea lor cu suprafețele corespunzătoare fiecărui perete, suma lor dă una din datele de intrare ale modelului:

$$\Phi_s = \sum_{i=1}^4 I_{Ti} S_i \quad (3.12)$$

3.5.2. Fluxul termic al radiatoarelor

Cea de-a treia (și cea mai importantă) intrare în sistem este fluxul termic transmis de radiatoare în clădire. Acesta se poate măsura conform ecuației 3.6 prin măsurarea temperaturilor de intrare și de ieșire ale apei. Totuși, dacă determinăm relația dintre temperatura interioară a aerului θ_z și fluxul termic Φ_i , nu am putea să o folosim pentru control deoarece, cum am menționat mai sus, nu putem controla direct fluxul termic. Acest flux de energie depinde de mai mulți parametri ca și temperatura interioară a aerului, temperatura medie a radiatoarelor, temperatura suprafețelor interne ale zidurilor și debitul de apă prin radiatoare. În practică, singurul lucru care poate fi controlat este

temperatura de intrare a apei în radiatoare și debitul acesteia; intervenția la debitul de apă poate induce sistemului instabilitate hidraulică. Se naște totuși întrebarea de ce să nu se creeze un model care să reprezinte relația dintre temperatura aerului și temperatura de intrare a apei. Acest lucru nu este de dorit din motivele expuse în continuare.

Energia termică ce provine de la radiatoare Φ_r , este transmisă mediului interior prin convecție și prin radiație. În general raportul dintre cele două este considerat a fi de 50%, deși acesta poate să varieze în funcție de mai mulți factori. Căldura transmisă prin convecție depinde de diferența dintre temperatura medie a radiatorului și temperatura suprafețelor din interiorul clădirii. Totuși, toate suprafețele interioare, cu excepția anvelopei interioare, fac parte din masa internă a sistemului. Așadar, pentru simplificare, considerăm că transferul termic radiativ depinde de diferența dintre temperatura suprafeței radiatoarelor și căldura specifică internă. În cele mai multe lucrări, transferul radiativ este neglijat, sau este aproximat printr-o lege liniară [Liao, et al., 2004]. Densitatea fluxului termic radiativ transferat de la o sursă caldă la una mai rece este calculat cu relația:

$$\varphi_r = \varepsilon\sigma(T_{cald}^4 - T_{rece}^4) \quad (3.13)$$

unde:

- ε – reprezintă emisivitatea termică a suprafeței;
- σ – reprezintă constanta Stefan-Boltzmann;
- T – reprezintă temperatura suprafeței în grade Kelvin.

Relația (3.13) poate fi reprezentată și sub forma următoare:

$$\varphi_r = \varepsilon\sigma \underbrace{(T_{cald} + T_{rece})}_{h_r} (T_{cald}^2 + T_{rece}^2) (T_{cald} - T_{rece}) \quad (3.14)$$

Liniarizarea acestei relații se bazează pe următoarea observație: în clădire, suprafața caldă este întotdeauna radiatorul, și temperatura acestuia variază între 20 și 60 °C. Cum în relația (3.13) temperatura este

reprezentată pe scala absolută, variațiile de temperatură uzuale sunt relativ mici comparativ cu valoarea lor absolută. Așadar, acestea nu au un impact semnificativ în primele două paranteze, care sunt aproximate într-o constantă care este coeficientul de transfer termic, h_r , prin considerarea temperaturilor medii ale suprafețelor.

În ceea ce privește transferul termic convectiv, densitatea fluxului termic pentru o suprafață verticală mai înaltă de 30 cm este descrisă de următoarea lege [Incropera, et al., 2006]:

$$\varphi_c = \frac{1.78(T_{sup} - T_{aer})^{1/4}}{(h_c)} (T_{sup} - T_{aer}) \quad (3.15)$$

Și în acest caz, prima paranteză poate fi aproximată ca o constantă, care împreună cu coeficientul ei formează coeficientul de transfer termic convectiv h_c . Plecând de la ipoteza că valoarea coeficienților de transfer termic radiativ și convectiv e constantă, densitatea fluxului termic total este obținut prin adunarea ecuațiilor 3.14 și 3.15, astfel încât obținem următoarea lege liniară:

$$\varphi_T = \varphi_c + \varphi_r = \frac{(h_c + h_r)}{h_r} (T_{cald} - T_{rece}) \quad (3.16)$$

Fluxul termic total transmis de către radiator este obținut înmulțind densitatea totală a fluxului termic φ_T cu suprafața radiatoarelor S_{rad} :

$$\Phi_g = S_{rad}\varphi_T \quad (3.17)$$

Problema este faptul că diferența de temperatură dintre radiatoare și masa termică variază de obicei între 0 și 40-50 °C. Această variație este suficient de mare încât să invalideze ipoteza conform căreia coeficientul de transfer total h_T este constant pe întreaga plajă termică de operare. Folosind programul de simulare EnergyPlus [EnergyPlus, 2009], am variat temperatura de intrare a apei în radiatoare și am înregistrat temperatura medie internă θ_z și fluxul termic transmis de către radiatoare

folosind ecuația 3.5. Conform așteptărilor, am obținut o dependență neliniară între fluxul termic transmis de radiatoare și diferența dintre temperatura apei la intrare și temperatura medie a zonei (Fig. 3.6.a). Neliniaritatea este ilustrată în Fig. 3.6.b, unde conductanța totală este:

$$S_{rad}h_r = \frac{\Phi_i}{\theta_{intrare} - \theta_z} \quad (3.18)$$

folosind datele măsurate ce se regăsesc în Fig. 3.6.a. Se observă că suprafața radiatoarelor S_{rad} este o constantă, așadar coeficientul de transfer total h_T este cel care variază mult în funcție de pragurile de temperatură folosite în operare.

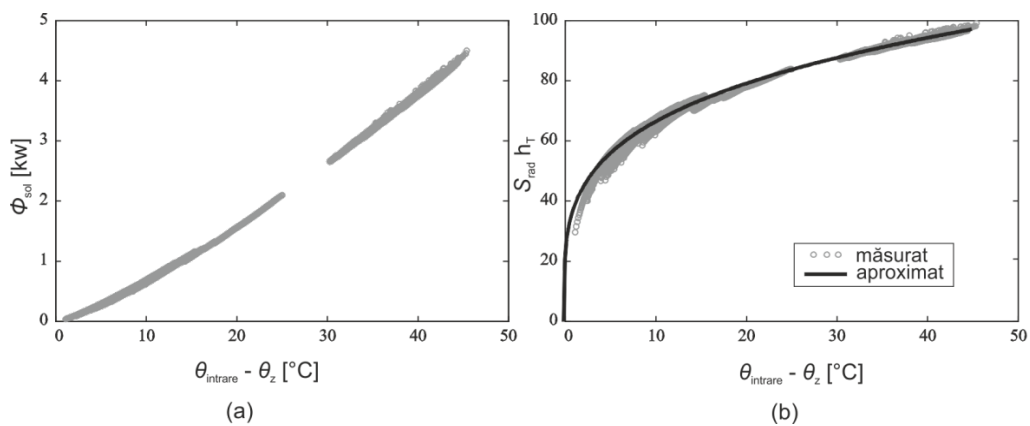


Fig.3.6. (a) relațiile neliniare dintre diferențele de temperaturi și fluxul termic corespunzător și (b) variația conductanței totale în funcție de diferența de temperatură

Căldura emisă de radiator este în relație cu diferența de temperatură dintre temperatura medie a suprafeței radiatorului și temperatura interioară a aerului ($\bar{\theta}_{rad} - \theta_z$) și nu cu diferența dintre temperatura apei la intrarea în radiator și temperatura interioară a aerului ($\theta_{intrare} - \theta_z$). Însă nu putem controla direct temperatura medie a suprafeței

radiatorului; ceea ce putem controla este temperatura apei la intrare. Așadar, am încercat să găsim o relație între $(\bar{\theta}_{rad} - \theta_z)$ și $(\theta_{intrare} - \theta_z)$ care să permită justificarea modului în care am reprezentat rezultatele în Fig. 3.6. Pentru găsirea acestei relații, am aproximat temperatura suprafeței radiatorului ca și media dintre temperatura la intrarea apei în radiator și temperatura la ieșirea ei, cu următoarea relație:

$$\bar{\theta}_{rad} = \frac{\theta_{intrare} + \theta_{iesire}}{2} \quad (3.19)$$

Ecuția de echilibru termic a radiatorului este:

$$\dot{m}_a m_c (\theta_{intrare} - \theta_{iesire}) = h_T S_{rad} (\bar{\theta}_{rad} - \theta_z) \quad (3.20)$$

Eliminând temperatura la ieșire din ecuațiile 3.19 și 3.20, se obține:

$$\bar{\theta}_{rad} = \frac{2\dot{m}_a c_a \theta_{intrare} + h_T S_{rad} \theta_z}{2\dot{m}_a c_a + h_T S_{rad}} \quad (3.21)$$

și scăzând din ambele părți ale ecuației 3.21 temperatura zonei (aerului interior), se obține:

$$\bar{\theta}_{rad} - \theta_z = \frac{2\dot{m}_a c_a}{2\dot{m}_a c_a + h_T S_{rad}} (\theta_{intrare} - \theta_z) \quad (3.22)$$

Așadar, s-a obținut o relație între $(\bar{\theta}_{rad} - \theta_z)$ și $(\theta_{intrare} - \theta_z)$. Acest lucru permite folosirea directă a temperaturii apei la intrare în locul folosirii temperaturii medii a radiatorului, care nu poate fi controlată direct. Pentru a estima din Fig. 3.6.b corelația dintre coeficientul de transfer termic total și diferența de temperatură $(\theta_{intrare} - \theta_z)$, am folosit o ajustare empirică a curbei. Cel mai bun rezultat s-a obținut pentru o corelare exponențială:

$$S_{rad} h_r = 36.85 (\theta_{intrare} - \theta_z)^{0.2544} \quad (3.23)$$

Deci relația dintre fluxul termic introdus de radiatoare în clădire și temperatura apei la intrarea în radiator este dată de:

$$\Phi_i = S_{rad} h_r (\theta_{intrare} - \theta_z) \quad (3.24)$$

unde $S_{rad}h_T$ este dat de ecuația 3.23. această relație va fi folosită mai târziu pentru liniarizarea modelului și în scopul controlării sistemului. Pentru identificarea parametrilor modelului, se va folosi în continuare ecuația 3.6, în care fluxul Φ_i reprezintă intrarea în sistem.

3.6. Identificarea parametrilor modelului

Ultima informație necesară pentru a putea folosi modelul de grad mic al clădirii este valoarea parametrilor săi. Această informație poate fi obținută printr-un proces de identificare. Având în vedere că există o selecție largă de metode de identificare, trebuie aleasă una adecvată situației prezente.

3.6.1. Alegerea metodei de identificare

S-a demonstrat [Ghiaus, et al., 2010] că modelul luat în discuție are zerouri care nu pot fi identificate de către metodele grafo-analitice, deci acestea nu sunt potrivite. În plus, în practică este imposibil să existe o stimulare în trepte pentru temperatura exterioară sau pentru radiația solară. Așadar trebuie căutată o metodă parametrică de identificare. Algoritmii cei mai comuni pentru găsirea valorilor optime ale parametrilor sunt căutarea iterativă a minimelor și metoda celor mai mici pătrate. Primele sunt folosite în situațiile în care suntem interesați de valoarea fiecărui parametru fizic reprezentat în Fig. 3.4, ca în cazul evaluării performanțelor energetice ale clădirii [Mejiri, et al., 2011]. În acest caz modelul este reprezentat printr-o corelație neliniară între parametrii lui, astfel încât este dificil de asigurat optimalitatea soluției. Pentru a realiza acest lucru, sunt necesare valori inițiale apropiate de soluția optimă, sau trebuie aplicat un algoritm cu constrângeri, care să delimiteze valorile fizice

ale parametrilor. Așadar, am folosit cea de a doua metodă, cea a celor mai mici pătrate, care estimează parametrii reprezentării funcției de transfer discrete a sistemului. Practic, identificăm parametrii din următorul mod de reprezentare a modelului:

$$H(z^{-1}) \equiv \begin{bmatrix} \theta_z(z^{-1}) \\ \theta_e(z^{-1}) \\ \theta_z(z^{-1}) \\ \Phi_s(z^{-1}) \\ \theta_z(z^{-1}) \\ \Phi_i(z^{-1}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11}z^{-1} + b_{12}z^{-2} \\ 1 + a_1z^{-1} + a_2z^{-2} \\ b_{21}z^{-1} + b_{22}z^{-2} \\ 1 + a_1z^{-1} + a_2z^{-2} \\ b_{32}z^{-1} + b_{32}z^{-2} \\ 1 + a_1z^{-1} + a_2z^{-2} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

care este obținut prin discretizarea în timp a funcției de transfer continue, obținută prin aplicarea ecuației 3.3 pe modelul din ecuația 3.5. Se observă că există trei funcții de transfer discrete, între ieșire și fiecare din cele trei intrări, fiecare având aceeași caracteristică polinomială (aceiași numitori). Această reprezentare a modelului permite formularea liniară a problemei identificate, care asigură optimalitatea soluției.

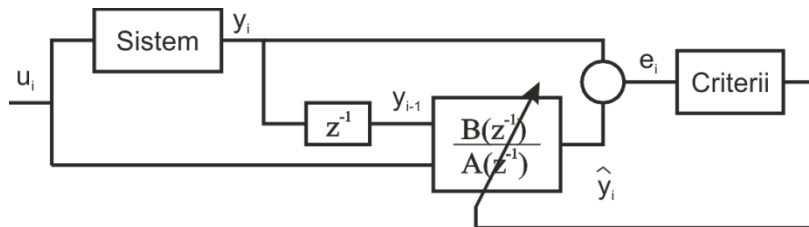


Fig.3.7. Principiul metodei de identificare a celor mai mici pătrate

Principiul acestei metode de identificare este ilustrat în Fig.3.7. Modelul este considerat a fi de tip predictiv cu un pas înainte, adică prezice ieșirile din sistem în momentul i , bazat pe intrări și ieșiri reale în momente anterioare momentului i . Modelul este reprezentat într-o funcție discretă de transfer (Fig. 3.6.) și ieșirea este exprimată prin:

$$A(z^{-1})y_i = B(z^{-1})u_i + e_i \quad (3.26)$$

sau, echivalent:

$$\begin{aligned}
y_i + a_1 y_{i-1} + a_2 y_{i-2} + \dots + a_n y_{i-n} \\
= b_0 u_i + b_1 u_{i-1} + \dots + b_p u_{i-p} + e_i
\end{aligned} \tag{3.27}$$

A și B sunt polinoame în z^{-1} de grad n și respectiv p , iar z^{-1} este operatorul pentru eșantionul cu un pas înapoi. Scopul este de a identifica parametrii polinoamelor A și B . Pentru N măsurări consecutive, expresia din ecuația 3.27 poate fi scrisă de $N-n$ ori. Reprezentând ecuația 3.27 în formă matricială obținem:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} y_N \\ y_{N-1} \\ \vdots \\ y_{n+1} \end{bmatrix}}_y = \underbrace{\begin{bmatrix} -y_{N-1} \dots -y_{N-n} & u_N & \dots & u_{N-p} \\ -y_{N-2} \dots -y_{N-n-1} & u_{N-1} & \dots & u_{N-p-1} \\ \vdots & & & \\ -y_n & \dots & -y_1 & u_{n+1} \dots u_{n-p} \end{bmatrix}}_x \underbrace{\begin{bmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_n \\ b_0 \\ \vdots \\ b_p \end{bmatrix}}_{\theta} + \underbrace{\begin{bmatrix} e_N \\ e_{N-1} \\ \vdots \\ e_{n+q} \end{bmatrix}}_e \tag{3.28}$$

sau

$$y = X\theta + e$$

Parametrii care trebuie identificați sunt integrați în vectorul θ . Criteriul minimizat prin metoda celor mai mici pătrate este egal cu pătratul erorii prezise:

$$J = e^T e \tag{3.29}$$

Deci, vectorul parametrilor care minimizează criteriul J se deduce din următoarea derivată:

$$\left. \frac{\delta J}{\delta \theta} \right|_{\theta=\hat{\theta}} = 0 = -2X^T y + 2X^T X \hat{\theta} \tag{3.30}$$

de unde vectorul optim de parametri este:

$$\hat{\theta} = (X^T X)^{-1} y \tag{3.31}$$

Robustețea modelului este dată de faptul că s-a proiectat modelul sistemului pe o structură redusă, care a fost obținută folosind cunoștințe fizice. Acesta nu este un model real al sistemului și parametrii nu sunt reali. Acest model trebuie văzut ca cea mai bună aproximare a

răspunsului sistemului. Așadar, trebuie acceptat faptul că vor fi întotdeauna neconcordanțe între model și modul în care funcționează clădirea.

3.6.2. Identificarea parametrilor

Pentru identificarea parametrilor modelului, trebuie înregistrate intrările și ieșirile din sistem și apoi aplicată metoda de identificare aleasă. Întrebarea care se pune este ce tip de semnale de intrare trebuie aplicate pentru a găsi parametri calitativi. În practică, suntem foarte limitați în această alegere, deoarece circumstanțele reale nu permit toate tipurile de intrări. În primul rând, nu putem să impunem în nici un fel temperatura exterioară și nici radiația solară. Apoi, chiar și în cazul fluxului termic intern, există constrângerile în privința confortului, pentru că testarea s-ar face pe clădiri locuite, deoarece în alte cazuri ar costa enorm. Cum parametrii sunt dificil de identificat folosind o clădire reală, o alternativă este identificarea parametrilor unui model matematic de grad mic care se încadrează în modelul cutiei albe al clădirii. În cadrul simulării, putem aplica orice tip de semnal de intrare, precum și modifica alți parametri. Așadar, identificarea va fi făcută folosind seturi de date obținute din simularea pe modelul de referință descris la începutul capitolului.

Înainte de începerea identificării trebuie reeunțate anumite detalii teoretice. Pentru început, trebuie ales semnalul de stimulare adecvat. Chiar dacă se folosește o simulare, nu se impune o formă atipică pentru temperatura exterioară și pentru radiația solară; s-au folosit dovezi ce conțin date statistice despre vreme oferite de programul de simulare. Pe de altă parte, în cazul fluxului termic intern, se acționează la nivelul temperaturii de intrare a apei în radiatoare și se impune o secvență binară pseudoaleatoare (SBPA). Această secvență trebuie să fie suficient de îndelungată încât să poată genera frecvențele care ar putea să stimuleze până și cele mai inerte stări ale sistemului.

În al doilea rând, când se începe identificarea unui model folosind reprezentarea funcțiilor de transfer, sistemul trebuie să fie la condiții inițiale zero. În cazul studiat, stările sistemului sunt temperaturile interiorului (zonei) și ale pereților și ele trebuie să se afle la valoarea zero. În practică, este imposibil să se asigure această condiție; garantarea condițiilor inițiale zero este un alt beneficiu al folosirii modelului de simulare al cutiei albe. Am variat temperatura de intrare a apei între 20 și 60°C în conformitate cu o SBPA pe o perioadă de patru luni. S-au folosit temperaturile meteorologice pentru lunile Decembrie, Ianuarie, Februarie și Martie în orașul Timișoara. Cu aceste date, am simulat comportamentul unei clădiri din județul Timiș considerată de referință pe o perioadă de patru luni cu un interval de prelevare de date de 1 minut. S-a calculat temperatura zonală medie ca o medie ponderată a temperaturilor din fiecare cameră. Această temperatură este considerată în continuare ca și ieșire măsurată a sistemului.

Temperatura a fost măsurată folosind instrumentul de măsurare *Hygrolog* (realizat de compania *Rotronic*) (Fig. 3.8). Acesta prelevează date referitoare la temperatura și umiditatea din zona în care este amplasat la un interval de eșantionare ce poate fi prestabilit prin intermediul programului *HW3*. Apoi, folosind același program, precum și un cablu de legătură prin porturile RS 232/245 (Fig. 3.9).

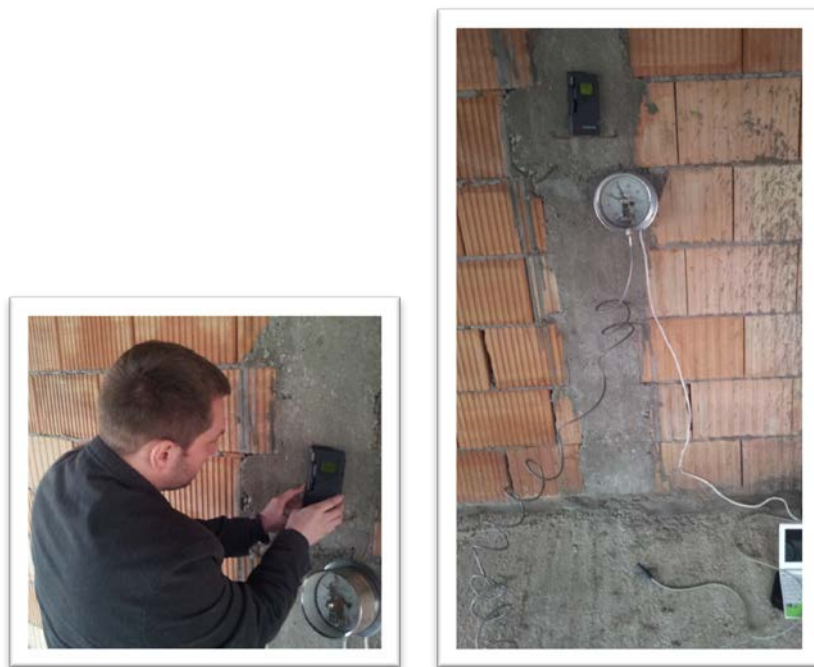


Fig. 3.8. Standul de măsurare a temperaturii cu ajutorul instrumentului *Hygrolog-D*

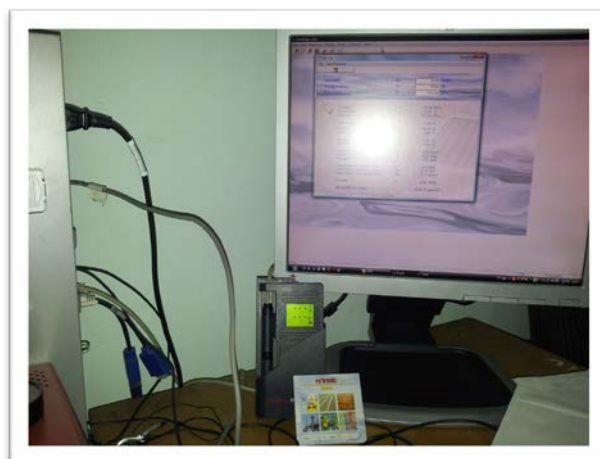


Fig. 3.9. Transferul datelor din instrumentul de măsură pe calculator prin intermediul programului *HW3*

Apoi, aceste seturi de date au fost împărțite în două pentru a folosi date diferite pentru procesele de ajustare și validare. Modelele funcțiilor de transfer dintre fiecare intrare și ieșirile rezultate sunt:

$$H(z^{-1}) \equiv \begin{bmatrix} \frac{\theta_z(z^{-1})}{\theta_e(z^{-1})} \\ \frac{\theta_z(z^{-1})}{\Phi_s(z^{-1})} \\ \frac{\theta_z(z^{-1})}{\Phi_i(z^{-1})} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2.284 \cdot 10^{-3} z^{-1} - 2.283 \cdot 10^{-3} z^{-2}}{1 - 1.991 z^{-1} + 0.9907 z^{-2}} \\ \frac{9.033 \cdot 10^{-7} z^{-1} - 9.024 \cdot 10^{-7} z^{-2}}{1 - 1.991 z^{-1} + 0.9907 z^{-2}} \\ \frac{1.589 \cdot 10^{-5} z^{-1} - 1.589 \cdot 10^{-5} z^{-2}}{1 - 1.991 z^{-1} + 0.9907 z^{-2}} \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

În Fig. 3.8, în partea de sus, sunt prezentate rezultatele ajustării pentru primele 60 de zile. Procentajul de asemănare al ieșirilor reproduse cu ajutorul modelului este de 96,48%. Acest criteriu de comparare este denumit *potrivire* și este calculat cu formula [Ljung, 2007]:

$$fit = \left(1 - \frac{norm(\hat{y} - y)}{norm(y - medie(y))} \right) \cdot 100\% \quad (3.33)$$

Cu cât procentul este mai ridicat, cu atât modelul este mai adecvat. În Fig.3.8, în partea de jos, se găsește aceeași comparație, însă de această dată pentru procesul de validare, cu un semnal de stimulare diferit. În cazul acesta *potrivirea* a rezultat ca fiind de 93,05%, un procent mai scăzut decât în cazul ajustării, însă un indicator bun pentru validitatea modelului. Aceste rezultate arată faptul că modelul propus este unul potrivit pentru a descrie comportamentul termic al clădirii, cel puțin în scopul controlării procesului de integrare a energiei din surse regenerabile în scopul încălzirii.

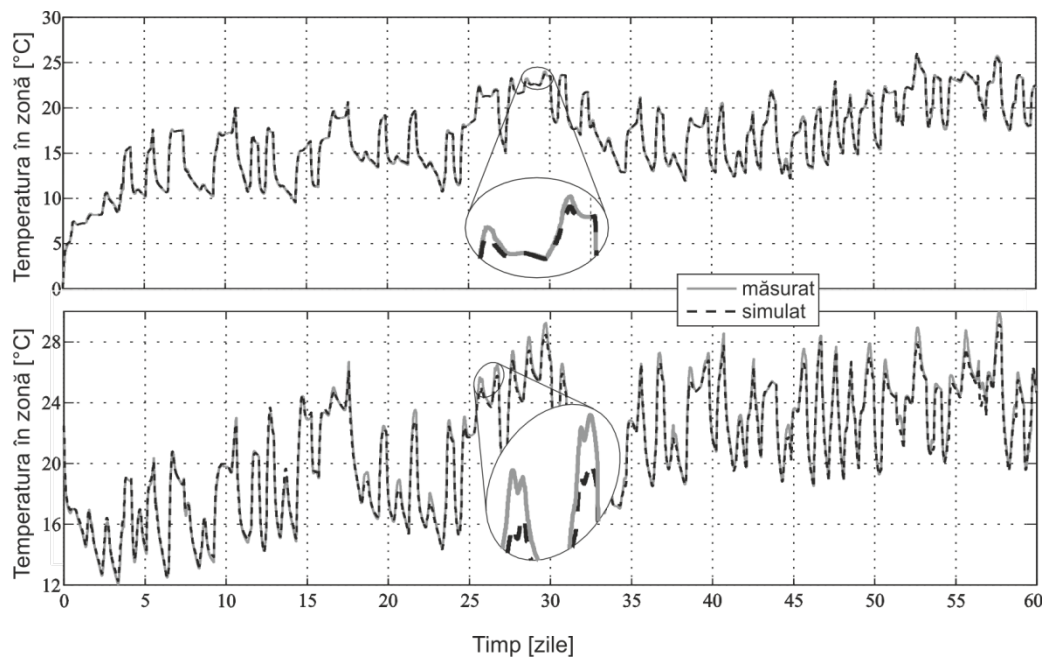


Fig. 3.10. Comparație între temperaturile măsurate și simulate; (sus) în procesul de potrivire și (jos) în procesul de validare

Pentru a implementa algoritmul de control predictiv (ACP), este necesar un model matematic de grad mic. Modelarea termică a unei clădiri este dificilă în principal din următoarele cauze:

- Există multe incertitudini referitoare la intrările sistemelor și la parametri;
- Există o mulțime de moduri (stări) ale sistemului în model, lucru care nu este adecvat sistemelor de control.

Așadar, modelarea efectuată trebuie privită ca *cea mai bună aproximare* a comportamentului termic al clădirii. În acest context, abordarea urmată a fost de a oferi structura modelului prin intermediul unui echivalent electric și de a estima valorile parametrilor săi prin identificare experimentală. Clădirea a fost caracterizată ca un model capacitiv localizat monozonal pentru care a fost calculată reprezentare în spațiul stărilor.

Inițial au fost luate în considerare patru intrări în sistem (temperatura exterioară, a solului, radiația solară și fluxul termic intern), însă doar trei dintre ele au un impact real asupra dinamicii clădirii în ceea ce privește comportamentul termic al acesteia; a fost omisă temperatura solului. Din moment ce clădirea a fost descrisă ca un model monozonal, ieșirea din sistem a fost definită ca și temperatura medie a camerelor, ponderate cu ajutorul suprafețelor lor. Având în vedere faptul că a fost simulată clădirea într-un program specializat, a fost posibilă stimularea sistemului folosind condițiile inițiale și intrările dorite. În plus, nu au existat perturbații la nivelul intrărilor, astfel s-a evitat încă o posibilă sursă de incertitudini. Metodologia a permis folosirea metodei celor mai mici pătrate pentru identificarea parametrilor modelului. Chiar și în aceste condiții, s-a încercat situarea într-un spectru cât mai apropiat de realitate: sistemul a fost simulat folosind date reale, preluate din statistici meteorologice publice. Pentru cea de-a treia mărime de intrare, s-a folosit fluxul termic rezultat prin varierea temperaturii de intrare a apei în radiatoare între 20 și 60°C, conform unui semnal binar pseudoaleator. S-a simulat o perioadă de activitate de patru luni, iar rezultatele au fost împărțite în două. Primul set de date a fost folosit pentru identificarea parametrilor, iar al doilea pentru validarea modelului.

Având în vedere că intrarea manipulată este temperatura de intrare a apei și nu fluxul termic transmis de către radiatoare, s-a dedus faptul că relația dintre ele nu este liniară. Așadar, s-a prelucrat această relație pentru a putea fi folosită pentru liniarizarea modelului și implementarea unui proces de control optim al sistemului.

Structura modelului a fost obținută într-o reprezentare continuă a spațiului stărilor. Însă folosirea metodei celor mai mici pătrate necesită o reprezentare a modelului în funcție de transfer discretă. Așadar, s-a determinat această structură. Apoi, validarea modelului a demonstrat că acesta poate reproduce comportamentul termic al clădirii cu o potrivire de peste 90%.

Cu toate acestea, identificarea parametrilor modelului clădirii e departe de a fi o problemă rezolvată. Chiar dacă studiile teoretice sunt foarte avansate, aplicarea lor practică pe clădiri nu este încă matură. Totuși, cercetările în aceste direcții pot aduce niște contribuții reale și folositoare, nu doar în cazul algoritmului de control predictiv, ci în cazul tuturor strategiilor de control bazate pe model.

Capitolul 4

Aspecte și contribuții teoretice la studiul calculului sarcinii termice a unei clădiri și a controlului temperaturii

Obiectivul principal al acestui capitol constă în detalierea aspectelor teoretice ale celor două probleme majore puse în discuție în lucrare: calculul sarcinii termice a clădirii și controlul temperaturii interioare a acesteia.

Calculul sarcinii termice în condiții dinamice este un obiectiv esențial în simularea energetică a clădirilor. O clădire se află într-un permanent dezechilibru termodinamic datorită schimbărilor meteorologice, adaosurilor neprogramate și punctelor termice de referință interne. În capitolul acesta, se urmărește demonstrarea faptului că calculul sarcinii termice este o problemă de control a sistemului. Presupunând că modelul termic al clădirii este liniar și că în etapa de proiectare sunt cunoscute: modelul clădirii, condițiile meteorologice și programul de ocupare, se propune un algoritm de control optim fără constrângeri. Acesta folosește metoda *feedforward* pentru a completa condițiile meteorologice și metoda programării predictive, obținută prin modificarea matricei de control

dinamice (CMD), care este o variantă a algoritmului de control predictiv (ACP), pentru urmărirea punctelor de referință.

Sarcina maximă termică depinde de timpul de ajustare al temperaturii interne: cu cât acesta este mai mic, cu atât sarcina este mai mare, dar consumul energetic este mai redus. Apoi, alegerea coeficienților de ponderare în ACP se poate face pe considerente economice.

Obiectivul principal a *controlului optim* este de a asigura confortul termic necesar cu un consum minim de energie. Un interes special trebuie acordat urmării unei temperaturi de referință în clădiri încălzite intermitent și timpului de repornire a sistemului în momentele în care acesta este oprit sau încetinit conform unor scenarii prestabilite (perioada de noapte). Algoritmul de control predictiv (ACP) este considerată a fi cea mai bună metodă de îndeplinire a sarcinilor amintite mai sus datorită posibilității de folosire a orarelor de ocupare și a prognozelor meteorologice pentru un control optim al temperaturii. Totuși, formularea clasică a funcției obiectiv pentru MCP nu este adecvată pentru minimizarea consumului energetic al clădirii. Așadar, se introduce un nou criteriu, care optimizează consumul energetic în sisteme termice, și se propune programarea liniară (PL) pentru rezolvarea acestei probleme.

4.1. Principii generale ale metodologiei propuse pentru calculul sarcinii termice

O temperatură interioară de referință variabilă sugerează faptul că sistemul de încălzire este acționat prin intermediul unui regulator. Pentru a asigura performanța sistemului termic, algoritmul de control decide care este puterea necesară pentru încălzire pentru fiecare interval de eșantionare. Așadar, ideea principală a acestei metode este de a transforma problema calculului sarcinii termice a clădirii într-una de control al sistemului. Clădirea este considerată ca fiind un **proces**, având ca și intrări

necontrolate (**perturbații**) condițiile meteorologice și adaosurile interne. Intrarea controlată în sistem (**comanda**) este reprezentată de fluxul termic transmis de sursa de încălzire. **Ieșirea** din proces este reprezentată de temperatura interioară a aerului θ_z . Procedura propusă este de a estima programul optim pentru comandă, \dot{Q}_{aux} , astfel încât să se urmărească temperatura de referință interioară, $\theta_{z,ref}$, când este cunoscut modelul clădirii, precum și condițiile exterioare (caracterizate de temperatura exterioară, θ_e , radiația solară, \dot{Q}_s) și adaosurile libere \dot{Q}_{adaos} sunt cunoscute. În cazul acesta, sarcina termică va fi valoarea comenzii, \dot{Q}_{aux} , și sarcina maximă va fi maximul comenzii. Practic, vom implementa un algoritm de control optim în buclă deschisă fără constrângeri (Fig.4.1).

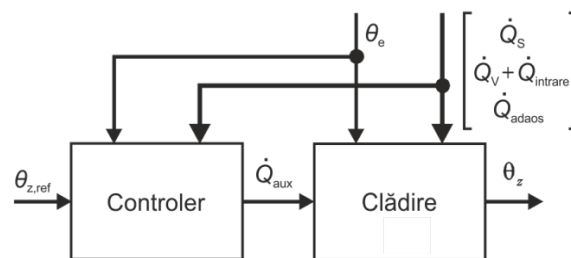


Fig. 4.1 Diagrama bloc a problemei de calcul a sarcinii termice prezentată ca o problemă de control

Clădirea se află într-un constant dezechilibru termodinamic datorită variației perturbațiilor și datorită variației valorii de referință a temperaturii interne. Luându-se în considerare un model liniar al clădirii, la început se va determina comanda optimă pentru a respinge perturbațiile și apoi comanda optimă pentru a urmări valoarea de referință a temperaturii. În final, aplicând principiul superpoziției, suma acestor două comenzi va oferi comanda totală. Pentru respingerea perturbațiilor, se va folosi un algoritm *feedforward* deoarece neutralizează efectul perturbațiilor înainte ca acestea să apară. Calculul comenzii optime pentru urmărirea valorii de referință a temperaturii interne va fi făcut prin intermediul metodei

programării predictive (derivată din ACP). Aplicarea celor două tehnici e ilustrată în Fig.4.2

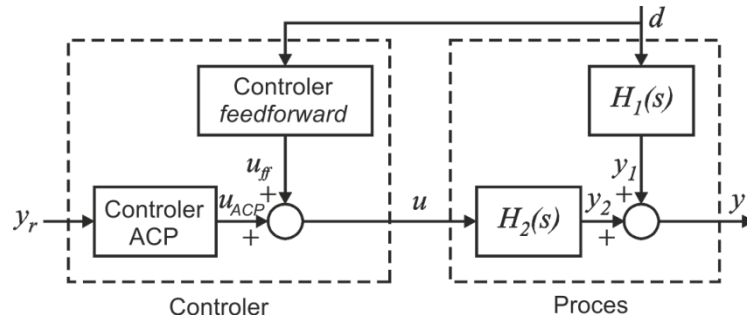


Fig.4.2 Structura comună (ACP + *feedforward*) de control a sistemului

Pentru a putea calcula comanda optimă e nevoie de un model dinamic al procesului, adică al clădirii. În primul capitol am modelat clădirea în reprezentarea spațiului stărilor. Totuși, dacă respingerea perturbațiilor și urmărirea referinței sunt tratate separat, sunt necesare modele separate pentru contribuțiile perturbațiilor și a comenzii asupra ieșirii din sistem. Acest lucru este realizat prin trecerea de la reprezentarea în spațiul stărilor la reprezentarea folosind funcțiile de transfer, conform ecuației 4.2. Așadar, putem să exprimăm modelul clădirii ca o superpoziție a trei funcții de transfer (Fig. 4.3).

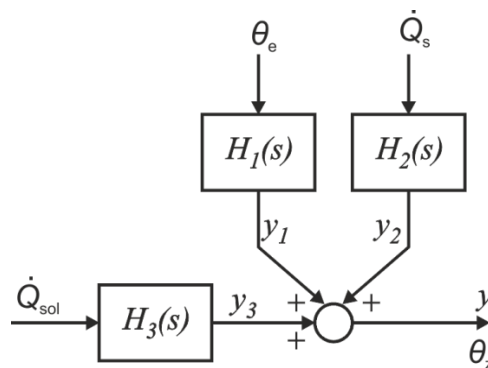


Fig.4.3. Model dinamic al clădirii obținut prin metoda superpoziției

4.1.1. Principiile algoritmului de control predictiv

În continuare se oferă o descriere sumară a principiilor care stau la baza ACP. O prezentare completă poate fi găsită în literatura de specialitate [Camacho , et al., 2004; Maciejowski, 2000; Wang, 2009]. Se regăsesc și abordări intuitive din punctul de vedere al unui practician [Rabl, et al., 1992].

Principiul de control ACP este ilustrat grafic în Fig. 4.7. Aici se regăsesc operațiile care sunt efectuate între două trepte de timp consecutive. În graficele din partea de sus sunt reprezentate valoarea de referință și ieșirea sistemului, corespundente fiecărei operații. În graficele din partea de jos a figurii sunt reprezentate comanda sistemului, în corespondență cu ieșirile din partea de sus. Deci, principiul ACP este ilustrat în trei pași, fiecare din aceștia reprezentând o coloană din Fig. 4.7.

Presupunem că avem o valoare de referință arbitrară, a cărei evoluție viitoare este cunoscută în avans. Se presupune că într-o treaptă de timp discretă t_k sistemul se află într-o stare $x(t_k)$, care produce o ieșire care nu corespunde cu valoarea de referință. Prin convenție, momentul actual t_* este întotdeauna momentul inițial pentru regulator. Prima operație a ACP este de a calcula o secvență de comandă care ar trebui aplicată sistemului în următorii N_u pași, astfel încât ieșirea sistemului ar fi forțată să urmărească cât mai bine valoarea de referință, pentru următorii N_y pași, cu un efort minim. Ieșirea viitoare este estimată folosind modelul sistemului și, dacă există, viitoarele perturbații. Această operație este ilustrată în coloana (a) a Fig. 4.7.

Următoarea operație a ACP este de a livra prima valoare a secvenței de comandă calculată în etapa anterioară. De obicei, datorită erorilor de modelare și perturbațiilor, ieșirea nu urmărește exact evoluția anticipată. Deci, în momentul t_{k+1} va exista o eroare de anticipare de un pas (coloana (b) din Fig. 4.4).

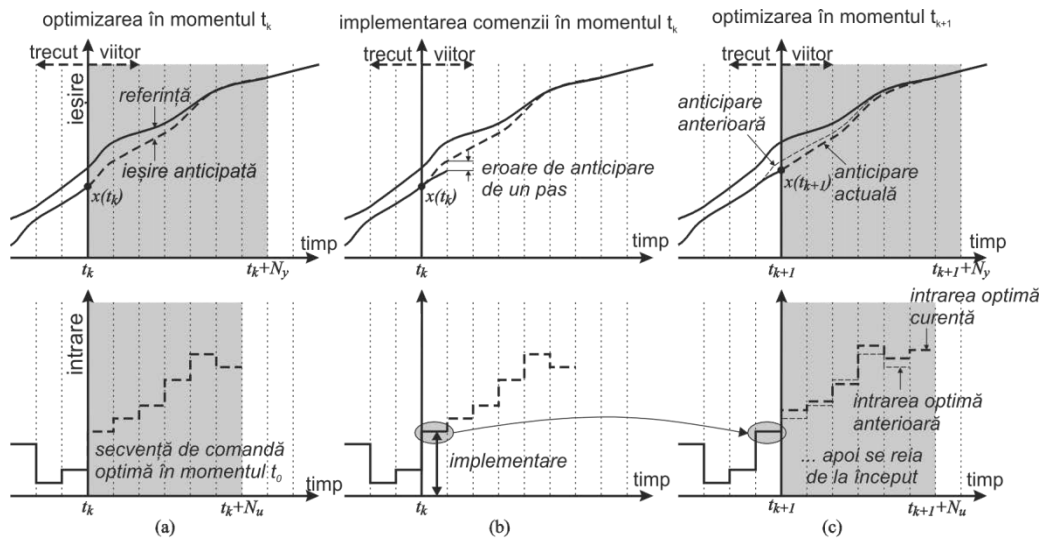


Fig. 4.4. Principiul de funcționare al ACP

Cum în momentul următor t_{k+1} , ieșirea din sistemul real nu este aceeași cu cea anticipată în momentul t_k , ACP calculează o nouă secvență de comandă pentru următorii N_u pași și se repetă operațiile descrise anterior. Din moment ce starea sistemului în momentul t_{k+1} este diferită de starea anticipată, noua comandă poate de asemenea să difere într-o mică măsură de cea anterioară (Fig. 4.4, coloana (c)).

Pentru a realiza operațiile descrise sunt necesare următoarele informații:

- Evoluția viitoare a valorii de referință, constrângerile la intrări/ieșiri (dacă există), și viitoarele perturbații (dacă sunt disponibile). Toate aceste informații reprezintă intrările în regulator;
- Modelul sistemului, care este obținut într-o etapă anterioară. Aceasta este cea mai dificilă sarcină a ACP;
- Starea actuală a sistemului care este estimată cu ajutorul unui filtru Kalman.

Diagrama bloc conceptuală a introducerii ACP în sistem este ilustrată în Fig. 4.5. Modul în care este calculată secvența de comandă viitoare face ca ACP să fie o strategie de control optim. Procesul de optimizare minimizează o funcție obiectiv, care conține de obicei două criterii importante. Primul este reprezentat de către diferența dintre ieșirile anticipate din sistem și punctul de referință pentru următoarele N_y trepte de timp. Cel de-al doilea este reprezentat de către randamentul comenzii pentru următoarele N_l trepte de timp. Funcția obiectiv clasică folosită de ACP pentru un moment specific t_k are următoarea formulare matematică:

$$J(t_k) = \sum_{i=N_1}^{N_y} \delta \cdot [\hat{y}(t_k + i\Delta u) - y^{ref}(t_k + i)]^2 + \sum_{i=1}^{N_l} \lambda \cdot u^2(t_k + i\Delta u) \quad (4.10)$$

unde:

- variabilele y^{ref} și $\hat{y}(t_k + i\Delta u)$ reprezintă valoarea de referință respectiv ieșirea estimată într-un anumit moment t_k ;
- Δu reprezintă variația intrărilor între două trepte de timp;
- Parametrii N_1 și N_2 sunt minimul respectiv maximul orizontului de anticipare;
- N_u reprezintă planul de referință de control;
- δ și λ sunt factorii de ponderare pentru eroarea de proces, respectiv pentru randamentul comenzii.

Un avantaj al criteriului expus în ecuația 4.10 este că funcția obiectiv pătratică are o soluție analitică. Totuși, dacă există constrângeri, soluția se găsește în mod iterativ.

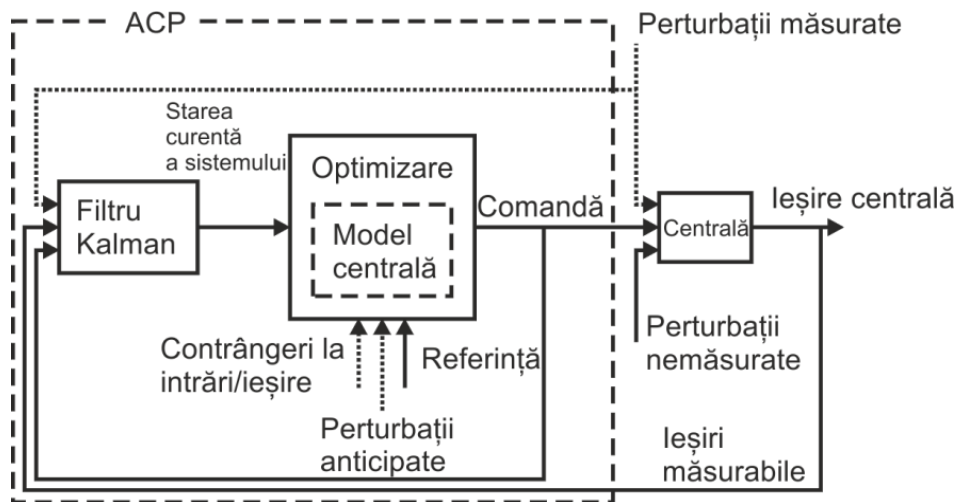


Fig. 4.5. Diagrama bloc a sistemului conectat cu ACP
(liniile punctate definesc semnale opționale)

În concluzie, la fiecare treaptă de timp, ACP execută un algoritm de optimizare în buclă deschisă și aplică primul element din secvența calculată a comenzii viitoare. La treapta următoare de timp, pentru a corecta eroarea de anticipare, actualizează starea sistemului și repetă algoritmul de optimizare în buclă deschisă. Se poate observa deci faptul că, în opoziție cu controlul clasic de tip *feedback*, care calculează comanda pe baza evoluției trecute a sistemului, ACP calculează comanda în funcție de evoluția viitoare a intrărilor și de starea actuală a sistemului.

Variația în timp a ieșirii dorite este cunoscută în avans (este corespondentă cu temperatura interioară de referință ca o funcție a programului de ocupare al clădirii). Cunoscând modelul sistemului, obiectivul este de a determina intrările care să maximizeze criteriile oferite de ecuația 4.10. În funcție de modelul ales pentru sistemul studiat, se poate adopta unul dintre algoritmii existenți în domeniul ACP. În cazul de față s-a optat pentru un algoritm de convoluție, și anume Controlul Dinamic al Matricelor.

4.1.2. Principiile controlului dinamic al matricelor (CMD)

Se consideră că răspunsul sistemului în pașii s este sub forma secvenței următoare:

$$\{0, s_1, s_2, \dots, s_n, s_n, \dots\} \quad (4.11)$$

unde n este numărul de intervale de timp după care sistemul se stabilizează. Se poate exprima ieșirea sistemului pentru orice secvență de intrare prin ecuația următoare:

$$y(k) = \sum_{i=1}^n s_i \Delta u(k-1) + s_n u(k-n-1) \quad (4.12)$$

Deci, secvența din ecuația 4.11 reprezintă de fapt modelul sistemului. Considerând condițiile inițiale zero, putem să anticipăm ieșirea sistemului pentru următorul N_y orizont de timp sub formă matricială:

$$\hat{y} = S u \quad (4.13)$$

unde:

$$\hat{y} \equiv [\hat{y}(k+1) \hat{y}(k+2) \hat{y}(k+3) \dots \hat{y}(k+N_y)]^T; \quad (4.14)$$

$$u \equiv [\Delta u(k) \Delta u(k+1) \Delta u(k+2) \dots \Delta u(k+N_y-1)]^T; \quad (4.15)$$

În continuare, se exprimă funcția obiectiv din ecuația 4.10 sub formă matricială și se înlocuiește ieșirea anticipată a sistemului cu relația 4.13:

$$J = (y_r - S u)^T Q (y_r - S u) + u^T R u \quad (4.17)$$

În ecuația 4.17, Q și R sunt matrice diagonale care conțin ponderile δ și λ ale ecuației 4.10; y_r reprezintă un vector ale cărui elemente sunt valorile de referință pentru fiecare stare viitoare a sistemului. Cum

funcția obiectiv din expresia 4.17 are o formă pătratică și sistemul este liniar, există o valoare u care minimizează funcția; acest minim va fi comanda optimă de incrementare. Pentru a găsi acest minim, se derivează funcția obiectiv și se egalează cu zero. Deci comanda optimă de incrementare este:

$$u^* = (S^T Q S + R)^{-1} S^T Q y_r \quad (4.18)$$

unde:

$$u^* \equiv [\Delta u^*(k) \ \Delta u^*(k+1) \ \Delta u^*(k+2) \ \dots \ \Delta u^*(k+N_y-1)]^T \quad (4.19)$$

Odată ce se obține comanda optimă de incrementare, care optimizează funcția obiectiv, se calculează secvența de comandă cu ecuația:

$$u(k) = \sum_{i=1}^k \Delta u^*(i) \quad (4.20)$$

Deci, prin aplicarea relațiilor 4.18 și 4.20 obținem comanda optimă pentru orizontul de timp viitor N_u care optimizează funcția obiectiv din expresia 4.17.

4.2. Principii generale ale metodologiei propuse pentru calculul sarcinii termice

Teoria controlului reprezintă o arie foarte vastă de cercetare, care oferă un număr important de tipuri de regulatoare care pot să realizeze un control automat. Alegerea unui anumit regulator trebuie realizată în urma analizei mai multor factori, printre care și tipul de performanță al sistemului. În clădirile încălzite intermitent, stabilizarea temperaturii și respingerea perturbațiilor nu sunt suficiente; trebuie asigurat confortul, în așa fel încât să nu existe temperaturi mai scăzute de limita inferioară

acceptată în sezonul de încălzire și consumul minim de energie. Aceste criterii concrete vor fi discutate în continuare.

4.2.1. Particularități uzuale ale clădirilor încălzite intermitent

Reducerea consumului de energie poate fi realizată adoptând o strategie de încălzire intermitentă. În același timp, trebuie asigurat un mediu confortabil pentru locuitorii clădirii. Confortul termic poate influența direct atât sănătatea, cât și productivitatea oamenilor. De obicei, în clădirile în care nu este asigurat confortul termic necesar, oamenii au tendința să improvizeze. Dacă temperatura este prea ridicată, deschid geamurile în loc să coboare temperatura de referință a sistemului sau folosesc surse adiționale necontrolate de căldură în cazul în care temperatura este prea scăzută. Toate aceste acțiuni au un numitor comun, și anume creșterea consumului de energie, care este în contradicție cu primul obiectiv enunțat – reducerea consumului energetic.

Confortul termic în clădiri este influențat de o serie de factori, ca temperatura, umiditatea și viteza de deplasare a aerului din interior, temperatura medie radiantă, dar și elemente personale ca îmbrăcămintea, activitățile întreprinse sau metabolismul fiecărui individ. Încă din 1972 [Fanger, 1972], au fost definiți indici de confort ca *opțiunea medie previzibilă* (PMV – predicted mean vote) și *procentul probabil de nemulțumiți* (PPD – predicted percent of dissatisfied people), care sunt folosite în momentul actual în reglementările europene termice [Comitetul European pentru Standardizare, 2005]. Standardul ASHRAE 55 [Societatea Americană a Inginerilor de Încălzire, Refrigerare și Aer Condiționat, 2004] definește o ambianță confortabilă ca fiind mai degrabă o zonă de confort, decât un mediu termic concret. Această zonă (ilustrată în Fig.4.6), corespunde confortului acceptat de 80% din ocupanți, adică indicele PPD este de 20%.

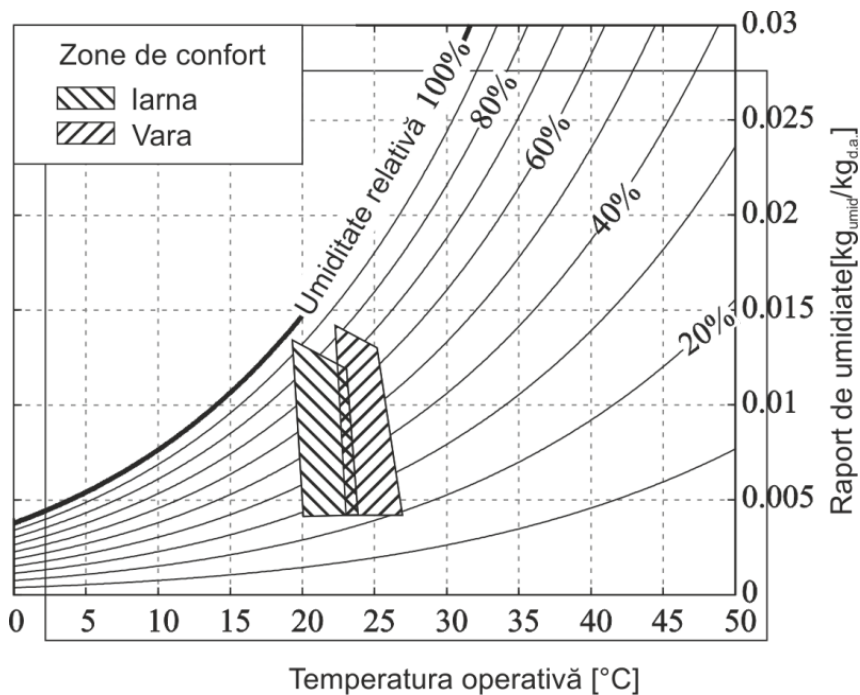


Fig. 4.6. Definirea confortului pe graficul psihometric

Zona de confort este afectată în cea mai mare măsură de temperatura de operare (Fig. 4.6). În plus, sistemul de încălzire poate să acționeze exclusiv la nivelul temperaturii aerului. Așadar, se consideră că în sezonul de încălzire confortul corespunde unui interval de temperatură.

Un sistem de încălzire adaugă energie în spațiul din interiorul unei clădiri. Așadar, o strategie energetică minimă va reuși întotdeauna să mențină temperatura din zona interioară la limita inferioară a intervalului termic de confort. De aici provine interesul de a defini o limită inferioară a intervalului de confort, mai degrabă decât o valoare de referință termică. Pe parcursul a 24 de ore există posibilitatea de a avea mai multe temperaturi limită inferioare (de exemplu una ziua și una noaptea).

Din moment ce temperatura interioară nu poate varia instant între două puncte de referință, întrebarea este cum se va face gestiunea tranziției între aceste două temperaturi. Mai exact, care este fluxul termic care trebuie introdus în sistem pentru a putea obține o anumită

temperatură interioară, care satisface atât criteriul confortului cât și pe cel al consumului energetic. Calitativ, se pot distinge patru tipuri de evoluție a temperaturii (Fig. 4.7). O evoluție similară curbei 1 consumă mai puțină energie decât o fac celelalte, dar confortul este compromis la începutul perioadei de ocupare. O evoluție corespundență celei de-a doua curbe este văzută deseori ca un compromis între consumul energetic și confort. Totuși, scopul este de a avea confortul asigurat și de a evita încălzirea pe toată perioada de ocupare. O evoluție similară curbei 3 consumă mai multă energie decât precedentele, dar satisface criteriul confortului constant.

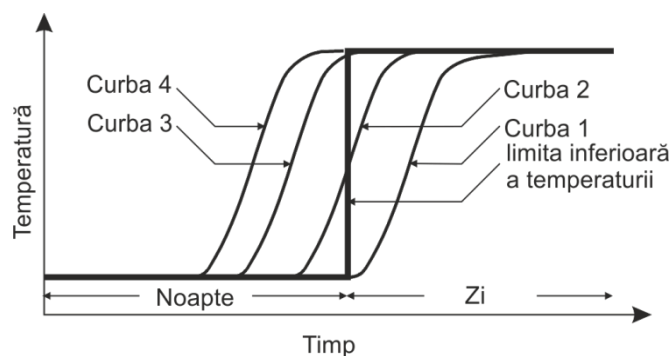


Fig. 4.7. Evoluția limitei inferioare de confort și scenarii posibile pentru temperatura interioară

Întrebarea este când să se repornească încălzirea pentru a se atinge temperatura de confort termic chiar la începutul perioadei de ocupare. Se pot imagina situații în care repornirea sistemului prea devreme (curba 4) poate duce la un consum ridicat de energie. Pe de altă parte, dacă se repornește încălzirea prea târziu, ajungem în situația descrisă de curba 2. Momentul la care să se facă repornirea nu este o funcție simplă de timp, deoarece acesta depinde de mulți alți factori cum ar fi temperaturile interioare și exterioare, inerția clădirilor, puterea maximă de încălzire a sistemului, condițiile meteorologice, sarcinile interne suplimentare etc.

Optimizarea poate fi considerată în acest caz un preț fix sau variabil al energiei. Matematic, criteriul economic poate fi exprimat conform formulei:

$$J_e = \int_t \lambda(t)\Phi(t)dt \quad (4.21)$$

unde $\lambda(t)$ este un factor de ponderare și $\Phi(t)$ reprezintă fluxul termic introdus în clădire.

Dacă prețul energiei este constant pe parcursul unei zile, minimizarea costului este echivalentă cu minimizarea consumului de energie. În acest caz, factorul de ponderare $\lambda(t)$ este constant în timp, deci minimul criteriului din ecuația 4.21 depinde doar de fluxul termic; așadar $\lambda(t)$ poate fi considerat ca o unitate. Pe de altă parte, dacă prețul energiei variază pe parcursul unei zile, factorul de ponderare $\lambda(t)$ este ajustat în timp în funcție de prețul energiei. Totuși, trebuie acordată atenție folosirii ecuației 4.21, când se dorește minimizarea costului energiei consumate. Criteriul economic este definit corect doar dacă energia termică este produsă în momentul în care este introdusă în clădire; acest lucru este valabil pentru încălzitoarele electrice. În cazul sistemelor de încălzire hidraulice există un decalaj între momentul preparării apei calde și momentul folosirii acesteia. Așadar relația 4.21 nu este formulată corect pentru acest tip de sisteme de încălzire. În continuare ne vom axa pe minimizarea consumului energetic sau pe minimizarea costului, dacă se ia în considerare un preț constant al energiei.

Rezumând, se evidențiază următoarele:

- Dacă oamenii simt un disconfort termic, improvizează și acest lucru duce la creșterea consumului energetic, mai mult decât ar fi necesar pentru asigurarea confortului termic. Costul disconfortului este unul ridicat, de aceea se recomandă să se evite temperaturile de sub pragul minim de confort;

- O senzație acceptabilă de confort nu este reprezentată printr-o valoare de referință, ci printr-o zonă de confort care corespunde unui interval de temperaturi. Cum lucrarea se concentrează pe sezonul rece (de încălzire) se reține limita inferioară a intervalului termic de confort;
- Regulatorul trebuie să mențină temperatura interioară peste pragul minim de confort consumând cât mai puțină energie posibil. Aceasta înseamnă că, pe lângă respingerea perturbațiilor, regulatorul trebuie să anticipeze și momentul de repornire a sistemului pentru a atinge pragul de confort în momentul optim.

4.2.2. Practici actuale în controlul termic al clădirilor

În acest moment este important sistemul de control la emiterea fluxului termic. Strategiile de control a surselor de căldură vor fi detaliate în Capitolul 5.

Începând cu anul 2005, mai multe colective de cercetare au întreprins studii în domeniul strategiilor de control termic al clădirilor [Dounis, et al., 2009; Liao, et al., 2005; Peeters, et al., 2008]. Cercetările efectuate arată că majoritatea sistemelor folosite sunt termostate de încăpere sau valve termostactice la nivelul radiatoarelor. Ambele regulatoare acționează la nivelul debitului apei prin orificiul de intrare în radiatoare; termostatele de cameră sunt regulatoare de tip *pornit/oprit* și valvele cu termostat sunt practic regulatoare proporționale. Pentru a evita schimbări frecvente, termostatele au o bandă moartă. Studiile arată faptul că majoritatea utilizatorilor nu folosesc valve termostactice conform scopului proiectat, așadar performanța lor este destul de scăzută [Meier, et al., 2010]. De obicei utilizatorii omit reducerea temperaturii în momentul supraîncălzirii, rezultând pierderi de energie. Pentru a rezolva problema supraîncălzirii, se folosesc regulatoare de tip PID (proporțional, integral, derivativ) la nivelul valvelor radiatoarelor. Aceste regulatoare îmbunătățesc

situația, dar, pentru a avea performanțe ridicate, trebuie să fie reglate corect, ceea ce nu se întâmplă foarte des.

Toate aceste tipuri de regulatoare sunt, într-o măsură mai mare sau mai mică, potrivite pentru respingerea perturbațiilor, dar sunt neadecvate pentru urmărirea temperaturilor de referință. În cazul clădirilor cu încălzire intermitentă există o schimbare a referinței de cel puțin două ori pe zi. În plus, problema încălzirii nu este doar o simplă urmărire a valorii de referință de către sistem ci mai degrabă o urmărire cu reacție anticipativă (vezi curba 3 din Fig. 4.7). De asemenea, aceste strategii nu garantează un consum minim de energie pentru că nu sunt proiectate în sensul acesta. În consecință, aceste tipuri de regulatoare nu sunt potrivite pentru urmărirea criteriilor enunțate în subcapitolul anterior. Din moment ce regulatoarele clasice de tip pornit/oprit și regulatoare PID nu reușesc să atingă performanțele dorite, trebuie căutate alte strategii de control, mai avansate.

4.2.3. Algoritm de control predictiv în controlul termic al clădirilor

Neajunsurile regulatoarelor folosite în momentul de față au fost evidențiate de cercetători, ceea ce a dus la soluții alternative, în special din partea domeniului de control optim [Bernard, et al., 1992; Kummert, et al., 1997; Zhao, et al., 1991]. Pasul major a fost făcut în folosirea optimizării folosind orarul temperaturilor de referință și prognoza meteorologică, lucru imposibil de realizat folosind regulatoarele enumerate mai devreme. Folosirea prognozei meteorologice a transformat automat controlul optim în control predictiv. ACP are posibilitatea de a anticipa reacția clădirii la comenzi de control și, cunoscând calea pe care trebuie să o urmeze, poate acționa în așa fel încât să atingă performanțele cerute.

Folosit inițial la sfârșitul anilor 70 în industria chimică și petrochimică [Morari, et al., 1999], ACP a devenit acceptat la scară largă și în alte ramuri ale industriei. Totuși, în aria de cercetare a clădirilor, nu a

primit foarte multă atenție, în principal datorită cerințelor de calcul. Există chiar și cercetări care au avut ca scop implementarea la costuri scăzute a ACP.

Totuși, dezvoltarea tehnicii de calcul a facilitat folosirea ACP și în acest domeniu. Principalele beneficii sunt posibilitatea de a trata în aceeași manieră sistemele SISO (intrare unică, ieșire unică) și MIMO (intrare multiplă, ieșire multiplă) și posibilitatea de a lua în calcul constrângeri la nivelul semnalelor de intrare sau ieșire. Aceste două caracteristici sunt importante în practică și în special în controlul termic al clădirilor. Posibilitatea de a folosi sisteme MIMO permite includerea perturbațiilor în procesul de optimizare, așadar permite folosirea prognozei temperaturii exterioare și a radiației solare. Posibilitatea de a folosi constrângeri permite luarea în calcul a potențialului comenzii și impunerea de limite a temperaturii, direct în procesul de optimizare.

Așadar, în ultima decadă, mulți cercetători au studiat diferite aspecte ale ACP, aplicat controlului termic al clădirilor. Studii pe bază de simulare au fost întreprinse pentru diferite sisteme ca și încălzirea convențională cu apă [Dubruq, et al., 1997], încălzirea prin pardoseală [Karlsson, et al., 2011], răcirea [Ma, et al., 2009] și ventilarea [Yuan, et al., 2006]. Toate aceste studii arată faptul că ACP poate fi adaptat cerințelor specifice ale fiecărui sistem în parte. Cercetătorii au demonstrat prin intermediul simulărilor că ACP funcționează foarte bine în economisirea cantității de energie și asigurarea unui confort termic acceptabil în clădiri [Gyalistras, et al., 2010; Kummert, et al., 1997; Paris, et al., 2010]. Aceste investigații teoretice au fost susținute de experimente pe clădiri reale [Chen, 2001; Chen 2002; Gruber, et al., 2001; Kolokotsa, et al., 2009; Kummert, et al., 2001; Privara, et al., 2011]. La fel ca și în cadrul investigațiilor simulate, s-a demonstrat că ACP reduce în mod real consumul energetic și îmbunătățește confortul termic. Comparativ cu sisteme clasice de control, ACP a determinat reduceri de până la 30% în consumul energetic.

Un alt aspect al ACP, care a fost studiat pe larg, este impactul pe care îl are compromisul dintre confortul termic și consumul energetic [Kummert, et al., 1997; Morosan, et al., 2010; Paris, et al., 2010]. Acest factor, α , este folosit în minimizarea următorului obiectiv:

$$J = \alpha J_d + J_e \quad (4.22)$$

care include criteriul economic J_e și criteriul disconfortului J_d într-o singură funcție obiectiv, J , parametru de reglaj al regulatorului. Cercetătorii au încercat să evidențieze influența acestui factor asupra performanței, au demonstrat că efectul este intuitiv, ceea ce facilitează modul de alegere a lui. De obicei, ACP folosește obiectivul de optimizare din ecuația 4.22. Totuși, mai multe formulări ale criteriului economic și ale disconfortului pot fi folosite în funcția obiectiv.

Cum prognoza meteorologică joacă un rol important în aplicarea ACP în controlul termic al clădirilor, precizia acestor date joacă un rol important în asigurarea performanței dorite. Așadar a fost studiată și influența incertitudinilor prognozelor [Oldewurtel, et al., 2010], formulându-se un model ACP stohastic, care poate să trateze caracterul nedeterministic al vremii.

O caracteristică importantă, în special pentru clădirile cu ocupare intermitentă, este abilitatea regulatorului de a asigura confortul termic la începutul perioadei de ocupare. Trebuie menționat că folosirea unei formulări standard a funcției obiectiv (ecuațiile 4.22 și 4.10), determină o evoluție a temperaturii asemănătoare curbei 2 din Fig. 4.7: confortul este compromis la începutul și la sfârșitul perioadei de ocupare. Pentru a evita o astfel de situație, trebuie substituit semnalul punctului de referință real cu unul artificial, obținut prin decalarea în timp a celui real [Camacho, et al., 2004], sau folosite anumite constrângeri la ieșirea din sistem [Maciejowski, 2000]. O altă abordare este adoptarea unei ponderi variabile în criteriul de confort [Ghiaus, et al., 2010].

Capitolul 5

Elaborarea metodei de calcul a sarcinii termice

Sarcina termică sensibilă instantanee reprezintă puterea necesară pentru a se obține temperatura dorită în interiorul clădirii, în prezența perturbațiilor ca și condițiile meteorologice, numărul variabil de ocupanți și sursele termice adiționale interne; temperatura de referință variază de asemenea în funcție de modul de folosire a clădirii. Calculul sarcinii termice sensibile și al necesarului de energie este o problemă esențială în orice simulare energetică a clădirilor [Achterbosch, et al., 1985]. Baza fizică pentru calculul sarcinii termice este echilibrul termic în regim nestaționar, deși se folosesc și abordări mai simplificate. Practic, metodele empirice folosesc estimări statistice ale sarcinii termice. În practica curentă, sursele de căldură (în special cele convenționale) sunt dimensionate în funcție de opiniile unor așa-zisi experți: întreprinzătorul întreabă clientul care este suprafața ce trebuie încălzită, și în funcție de aceasta oferă soluția de încălzire. Este de așteptat ca răspunsurile să difere de la "expert" la "expert". O altă metodă folosită, însă la fel de neprofesionistă, este încadrarea clădirii într-o anumită clasă de izolație termică, și apoi asimilarea automată a unei sarcini termice.

O metodă cu baze științifice pentru estimarea sarcinii termice este folosirea echilibrului termic în regim staționar pentru condiții exterioare

normalizate. Aceste metode nu iau însă în considerare dezechilibrul termic al clădirii, și pentru sarcini calculate în intervale orare diferite pot rezulta diferențe foarte mari [Bernard, et al., 1992; Coley, et al., 1996; Ghiaus, et al., 2007; Kummert, et al., 2001; Liao, et al., 2004].

O altă abordare folosește metode de corelații statistice, raportate la echilibrul termic în regim staționar. În cadrul acestor metode se ia în calcul dinamica sistemului prin luarea în considerare a distribuției statistice în jurul valorilor medii [Boaventura, et al., 1997; EnergyPlus, 2009; Garcia-Marquez, 1997; Gouda, et al., 2002; Jimenez, et al., 2008; Kummert, et al., 1996].

Metoda cel mai des întâlnită în estimarea sarcinii termice pentru simularea dinamică este echilibrul termic; o alternativă echivalentă constă în folosirea de rețele (circuite) termice. În etapa de proiectare, doar fenomenele din interiorul clădirii sunt luate în calcul, considerând că transferul termic este realizat direct spre aerul din interior prin convecție sau radiație. Apoi, sarcina termică este estimată presupunând că temperatura interioară a aerului este egală cu valoarea ei de referință. Când valoarea temperaturii interioare calculată este mai mare decât punctul ei de referință, valoarea sarcinii este echivalată cu zero. Există mai multe programe de simulare care folosesc această abordare [Duffie, et al., 2006; Ghiaus, et al., 2010; Husaunndee, et al., 1997].

Totuși, presupunerea că temperatura interioară este egală cu valoarea ei de referință duce la rezultate inadecvate când chiar valoarea de referință a temperaturii interne este variabilă în timp. Pentru exemplificarea acestei probleme, se va considera modelul monozonal. Pentru spațiul interior este descris echilibrul termic:

$$C_{ap} \frac{d\theta_z}{dt} = \sum_j \dot{Q}_{a,j} + \dot{Q}_V + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{adaos} + \dot{Q}_{aux} \quad (5.1)$$

unde

- C_{ap} – reprezintă capacitanța efectivă a aerului interior plus a oricărei mase din zonă;
- θ_z – reprezintă temperatura zonei (aerului interior), considerată omogenă;
- $\sum_j \dot{Q}_{a,j}$ – reprezintă suma fluxurilor termice dinspre pereții interiori spre aerul interior;
- $\dot{Q}_V + \dot{Q}_{inf}$ – reprezintă fluxurile termice ale ventilației și infiltrațiilor;
- $\dot{Q}_{adaos} + \dot{Q}_{aux}$ – reprezintă adaosurile libere și cele auxiliare.

Partea dreaptă a ecuației 5.1 reprezintă suma fluxurilor termice. Fluxul termic de la pereții interiori, $\sum_j \dot{Q}_{a,j}$, depinde de diferența de temperatură din interior (zonă), θ_z , și temperatura suprafețelor pereților, $\theta_{s,j}$. Temperaturile suprafețelor pereților sunt funcții de temperatura exterioară, θ_e , și adaosurile radiației solare, Q_s , prin funcția de transfer a pereților. Fluxurile termice de la ventilație și infiltrațiile de aer sunt proporționale cu diferența dintre temperatura zonei, θ_z , și temperatura sursei de aer, θ_v și θ_e , și cu viteza vântului, V ; constantele de proporționalitate sunt debitul masic al ventilației de aer (o variabilă de intrare) și debitul masic al infiltrațiilor de aer (care este dependent de viteza exterioară a vântului și permeabilitatea clădirii). Adaosurile libere, \dot{Q}_{adaos} , provin în general de la ocupanți, dispozitive electrice și radiația solară. Adaosul auxiliar, \dot{Q}_{aux} , reprezintă fluxul termic pe care sistemul trebuie să-l aprovizioneze zonei interioare pentru a menține temperatura interioară la valoarea de referință. Reprezentând termenii din partea dreaptă a ecuației 5.1, obținem modelul termic al clădirii (Fig.5.1).

Considerând condițiile inițiale de zero și aplicând transformata Laplace a ecuației 5.1 se obține:

$$C_{ap}s\theta_z = \sum_j H_{a,j}(\theta_{sa,j} - \theta_z) + \dot{Q}_V + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{adaos} + \dot{Q}_{aux} \quad (5.2)$$

unde:

- $Q_{a,j} = H_{a,j}(\theta_{sa,j} - \theta_z)$ reprezintă fluxul termic ce traversează pereții din exterior (la o temperatură sol-aer de $\theta_{sa,j}$) înspre zona din interior (la o temperatură θ_z);
- $H_{a,j}$ reprezintă funcția de transfer care descrie dinamica pereților (de obicei este modelată ca o combinație de două sau trei dimensiuni)

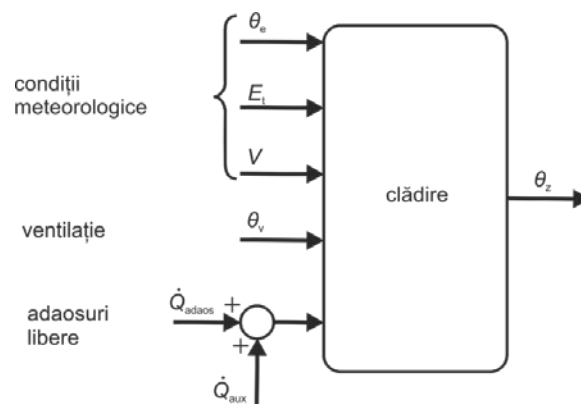


Fig. 5.1. Modelul termic al clădirii

Fig. 5.1 și ecuația 5.1. ilustrează faptul că problema calculului sarcinii termice este de fapt o problemă de control. Într-o astfel de problemă, sistemul (modelul clădirii) este cunoscut, valorile dorite ale datelor de ieșire sunt cunoscute (valoarea de referință a temperaturii), însă trebuie aflată comanda sistemului (sursa auxiliară \dot{Q}_{aux}) care minimizează diferența dintre ieșirea din sistem și valoarea de referință, când:

- sistemul este supus perturbațiilor (problemă de respingere a perturbațiilor);
- valoarea de referință variază în timp (problema de urmărire a valorii de referință).

Din moment ce soluția folosită în momentul de față pentru calculul sarcinii termice în simulările dinamice este de a considera valoarea temperaturii interne egală cu valoarea de referință, această abordare este

valabilă doar în cazul în care referința este constantă. Așadar această metodă este potrivită doar pentru respingerea perturbațiilor. Dar, în soluțiile existente, problema respingerii perturbațiilor nu este rezolvată în mod optim. În general, sarcina, \dot{Q}_{aux} , este setată la zero în momentul în care temperatura din zona interioară devine mai mare decât temperatura de referință la încălzire, sau mai mică decât aceasta în cazul răcirii [Klein, et al., 2004].

Cele trei neajunsuri identificate în cazul procedurilor actuale de calcul al sarcinii termice sunt (Fig.5.2.):

- variații bruște ale temperaturii din zona interioară;
- dependența sarcinii maxime de timpul de eșantionare;
- controlul nu este optim.

Exemplul ilustrează rezultatele simulării pentru două zile consecutive pentru două intervale diferite de eșantionare (1 oră și 15 minute). Valoarea de referință a temperaturii este 20°C între orele 08:00 și 22:00 și 15°C în restul intervalului orar. Prima problemă exemplificată apare în cazul temperaturii interioare, care variază în timpul unui interval de eșantionare (zona marcată cu 1 în Fig.5.2). Acest lucru se întâmplă nu doar pentru intervale de eșantionare mari, ci pentru toate intervalele, fiind evident faptul că temperatura nu poate să atingă valoarea finală în timpul unui interval de eșantionare. Datorită acestui comportament al temperaturii interioare, sarcina maximă variază odată cu intervalul de eșantionare (zona marcată cu 2 în Fig.5.2). În exemplul ilustrat, valorile maxime pentru prima zi sunt: 12,7kW la 9 ore, pentru un pas de o oră și 15,5kW la 8 ore pentru un pas de 15 minute (sarcina maximă a crescut cu 22% când intervalul de modificare a fost schimbat). Totuși, diferența dintre estimările consumului de energie în cele două cazuri este de doar 0,1% (923,7388 kWh pentru pasul de 1 oră și 924,7185 kWh pentru pasul de 15 minute). Acest rezultat pozitiv al estimării este datorat comportamentului clădirii, care acționează ca un filtru [Ghiaus, 2006]. Un alt dezavantaj al procedurii actuale este faptul că încărcarea nu este optimă: algoritmul nu anticipează radiația

solară și adaosurile libere, pentru a putea seta sarcina la zero înainte de resimțirea efectelor acestora. Așadar, chiar dacă sarcina este setată la zero în momentul în care temperatura din zona interioară devine mai ridicată decât temperatura de referință, datorită inerției clădirii, se va produce o supraîncălzire (zona marcată cu 3 în Fig.5.2).

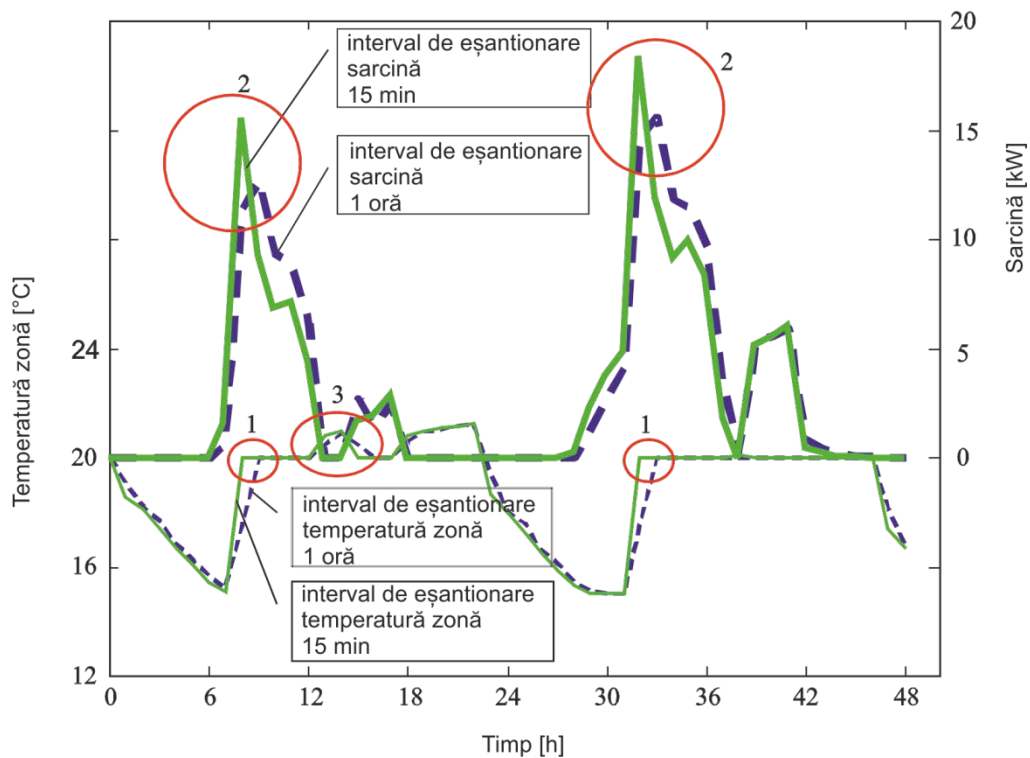


Fig.5.2. Probleme apărute în procedurile actuale de estimare a sarcinii termice

În cadrul acestui capitol se propune o metodologie de estimare a sarcinii termice a clădirilor cu valori de referință variabile. Metodologia este aplicabilă din faza de proiectare și pornește de la premisa că sunt cunoscute atât modelul clădirii, cât și seriile dinamice ale perturbațiilor. Este explicat inițial principiul de bază al metodei; apoi este prezentat un model matematic al unei clădiri (este doar un exemplu, pot fi luate în considerare și alte modele); în continuare, sunt prezentate bazele teoretice pentru

teoria *feedforward* și algoritmul de control predictiv, precum și modul în care ele sunt aplicate pentru a rezolva problema propusă (calculul sarcinii termice); în final sunt prezentate exemple pentru a ilustra modul de aplicare a acestei metode.

5.1. Compensarea condițiilor meteorologice

În acest subcapitol se propune o metodă de estimare a sarcinii termice necesare pentru respingerea perturbațiilor cauzate de condițiile meteorologice. Ideea principală este de a aproviziona clădirea cu cantitatea potrivită de căldură, în momentul potrivit. Acest lucru va neutraliza efectul pe care îl au perturbațiile asupra minimizării consumului de energie.

Se consideră că sunt cunoscute evoluția în timp a temperaturii exterioare și a radiației solare. Presupunerea este validă pentru că estimarea este realizată în etapa de proiectare a sistemului, deci se cunosc locul și implicit datele menționate.

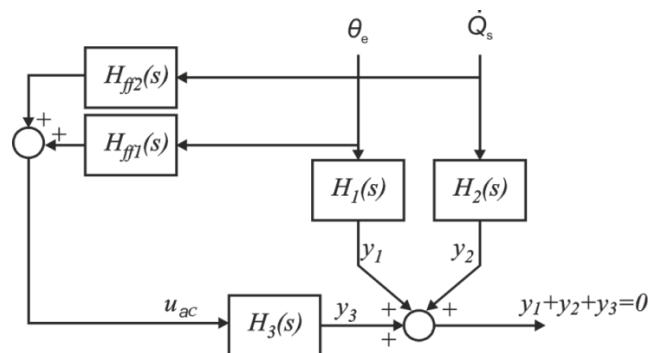


Fig. 5.3. Compensarea condițiilor meteorologice folosind metoda *feedforward*

Compensarea perturbațiilor se poate realiza prin compensarea de tip *feedforward* (Fig. 5.3). Având funcția de transfer a perturbației, H_1 , și semnalul ei, θ_e , calculăm efectul perturbației:

$$y_1 = H_1 \theta_e \quad (5.3)$$

Ecuția 5.3. este una simplă. Din moment ce se dorește respingerea efectului acestei perturbații, este necesar ca ieșirea (temperatura interioară) în urma perturbațiilor (variația temperaturii exterioare), y_1 , să fie compensată de ieșirea în urma acțiunii comenzii (fluxul termic livrat de sistemul de încălzire), y_3 :

$$y_1 + y_3 = 0 \quad (5.4)$$

Pentru a identifica intrarea u_{ac} care oferă ieșirea y_3 , trebuie rezolvată o problemă inversă: având modelul H_3 și evoluția dorită a ieșirii y_3 , trebuie găsită intrarea:

$$u_{wc} = H_3^{-1}y_3 \quad (5.5)$$

Când funcția de transfer are forma unui raport de polinoame, inversa acesteia este raportul inversat. Totuși, inversarea raportului polinoamelor are consecințe asupra semnificațiilor fizice ale modelului și asupra stabilității numerice. Toate procesele fizice sunt reprezentate de funcții pozitive de transfer, care au gradul numitorului mai mare sau egal cu cel al numărătorului; semnificația fizică a faptului că funcțiile sunt pozitive este antecedenta de cauzalitate: cauza (intrarea) trebuie să existe înainte (sau cel mult simultan) cu efectul (ieșirea). Problema este că inversa unei funcții pozitive este una negativă. Din punct de vedere fizic, o funcție negativă presupune apariția efectului asupra ieșirii înaintea variației intrării (ceea ce contrazice principiul cauzalității).

Se poate evita folosirea inversei unei funcții pozitive folosind un sistem de control *feedforward*. Acesta este obținut introducând ecuația 5.3 în ecuația 5.5, și inversându-i semnul:

$$u_{ac} = -H_3^{-1}H_1\theta_o \quad (5.6)$$

Deci, funcția de transfer de tip *feedforward* pentru compensarea temperaturii exterioare este:

$$H_{ff1}(s) = H_3^{-1}(s)H_1(s) \quad (5.7)$$

Dacă notăm numitorii cu $P_i(s), i=1,3$ și numărătorul cu $Q_i(s), i=1,3$, atunci condiția suficientă pentru ca funcția din ecuația 5.6 să fie pozitivă este:

$$\deg(P_1(s)) + \deg(Q_3(s)) \geq \deg(P_3(s)) + \deg(Q_1(s)) \quad (5.8)$$

unde operatorul $\deg(P(s))$ reprezintă gradul polinomului $P(s)$.

Dacă este satisfăcută condiția din ecuația 5.8, atunci funcția de transfer *feedforward*, $H_{ff1}(s)$, este strict pozitivă, astfel că se poate folosi ecuația 5.6 pentru calculul evoluției comenzii pentru compensarea condițiilor meteorologice.

În modelul prezentat în Fig. 5.3 se regăsesc două perturbații: temperatura exterioară, θ_o , și radiația solară, \dot{Q}_s . Luând în considerare aceste două intrări, comanda totală pentru compensarea condițiilor meteorologice este:

$$u_{ac} = H_3^{-1}H_1\theta_o + H_3^{-1}H_2\dot{Q}_s \quad (5.9)$$

Deci, având în vedere că este satisfăcută condiția din expresia 5.8, se poate calcula sarcina necesară pentru compensarea condițiilor meteorologice.

5.2. Urmărirea valorii de referință

Pentru a evita problemele apărute în subcapitolul anterior, referitoare la caracterul negativ al funcției de transfer, se propune o soluție inspirată din modelarea și controlul predictiv (ACP). Această abordare este potrivită când evoluția în timp a valorii de referință este cunoscută, lucru valabil în calculul sarcinii termice.

În continuare, se prezintă o serie de observații pentru folosirea algoritmului CMD pentru calcularea sarcinii și pentru a alege parametrii de reglaj pentru a obține performanța dorită a sistemului.

Algoritmul CMD necesită măsurători ale stării reale a sistemului în fiecare interval de eșantionare, calculează comanda anticipativă și trimite către proces prima valoare a secvenței. În plus, în aproape toate soluțiile practice există constrângeri de ordin fizic asupra valorilor minime și maxime ale comenzii și a vitezei de schimb a acesteia. Aceste constrângeri pot fi incluse în funcția de optimizare folosind multiplicatorii Lagrange [Wang, 2009]. Apoi calculul comenzii optime devine un algoritm iterativ (nu face subiectul studiului). Totuși, obiectivul în acest moment este de a calcula sarcina termică și nu de a controla temperatura interioară. Deci, prima și cea mai importantă diferență între aplicarea ACP la control și la calculul sarcinii termice este că nu se impun constrângeri comenzii. Se calculează evoluția comenzii pentru a se putea identifica puterea maximă necesară pentru un control optim al sistemului de încălzire, conform unui scenariu de ocupare. O altă diferență este planul de referință de control: din moment ce în aplicațiile de control interesul este centrat doar pe primul element al secvenței de control calculate, nu se consideră planuri de referință de control mari și se reține doar primul element al secvenței de comandă (ecuația 4.20). În contradicție, pentru calculul sarcinii termice, se calculează secvența de control optim numai o dată și se rețin toate elementele secvenței. Se poate utiliza această abordare în buclă deschisă deoarece pentru calculul sarcinii se consideră că perturbațiile și valoarea de referință a temperaturii interioare sunt cunoscute și procesul este modelul în sine al clădirii. În final, în aplicațiile de control, planul de referință al controlului este de obicei mai mic decât orizontul de anticipare. În cazul de față, cele două se consideră a fi egale.

Ultimele elemente care trebuie definite pentru a putea aplica un algoritm CMD sunt matricele de ponderare Q și R . De obicei, acestea sunt matrice unitate înmulțite cu o mărime scalară. Fiecare element al diagonalei

matricelor corespunde ponderii pentru eroare și pentru comanda de incrementare pentru fiecare interval de eșantionare. Având în vedere că aceste sunt matrice de ponderare, se poate spune că importanța primului sau a celui de-al doilea termen din funcția obiectiv (expresia 4.17) nu este dată de valoarea absolută a celor două matrice, ci mai degrabă de raportul lor. Așadar, se poate păstra o matrice la o valoare constantă și manipula cea de-a doua pentru a obține efecte diferite la răspunsul sistemului. Pentru simplificare, se consideră că matricea constantă este chiar matricea unitate.

Pentru că interesul este de a calcula secvența de comandă pentru întregul orizont de anticipare, este mai ușor să se stabilească matricea de ponderare a comenzii R , ca și matrice unitate. Elementele matricei de ponderare a erorilor dintre ieșire și punctul de referință, Q , va fi ajustată în așa fel încât să se atingă cele două obiective. Deci, dacă se dorește ca răspunsul sistemului să urmărească mai precis valoarea de referință, matricea ponderată Q va avea elemente mai mari. Ca o consecință, când temperatura de referință se schimbă brusc, comanda va fi mai mare. Din moment ce mărimea sursei de încălzire este în legătură cu valoarea cea mai mare a sarcinii, care în această metodă este comanda, cerința ca temperatura interioară să urmărească îndeaproape referința va duce la o mărime mai mare a sursei de putere. La limită, comanda va fi un impuls Dirac. Așadar este de preferat să se relaxeze eroarea de ieșire în intervalul de timp din jurul modificării temperaturii de referință. Această relaxare se poate realiza prin setarea la zero a elementelor matricei Q , care corespund acestei perioade de timp; acest lucru înseamnă că nu se penalizează eroarea de sistem pentru acest interval de timp. Deci, din moment ce acesta este momentul în care răspunsul sistemului nu e penalizat, comanda va fi mai lină și vârful acesteia va avea o valoare mai scăzută; cu cât timpul de relaxare este mai mare, cu atât este mai scăzută valoarea de vârf a comenzii.

Dacă se obține o precizie mai bună în perioada de ocupare a clădirii comparat cu cea de neocupare, se poate relaxa constrângerea la

precizia temperaturii interne înainte de perioada de ocupare. Dacă se dorește ca precizia să fie mai mare la începutul perioadei de ocupare, se pot crește valorile matricei Q , care corespund acestei perioade (Fig. 5.4).

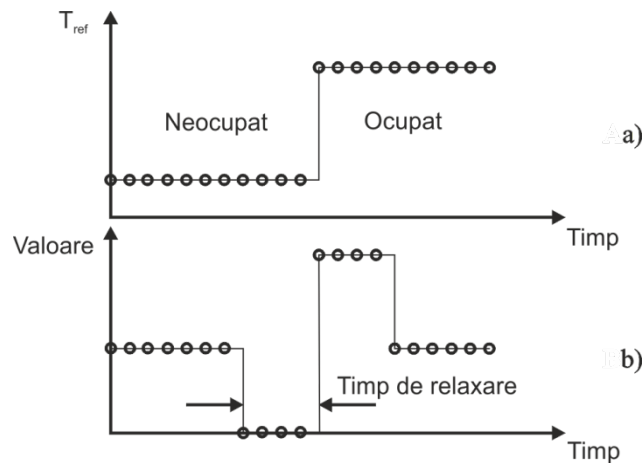


Fig.5.4. Evoluția în timp (a) a valorii de referință a temperaturii interne și (b) a elementelor matricei de ponderare Q

Avantajul creșterii timpului de relaxare este faptul că sarcina de vârf va fi mai mică; dezavantajul constă într-un consum energetic mai mare, deoarece temperatura interioară va fi mai mare decât este necesar (Fig. 5.6). așadar, alegerea valorilor matricei de ponderare Q reprezintă o problemă de optimizare care încearcă să minimizeze costul total făcând un compromis între costurile de investiție (dimensionarea sursei de energie) și costurile de operare (pierderile de energie datorate unei temperaturi mai ridicate în interior).

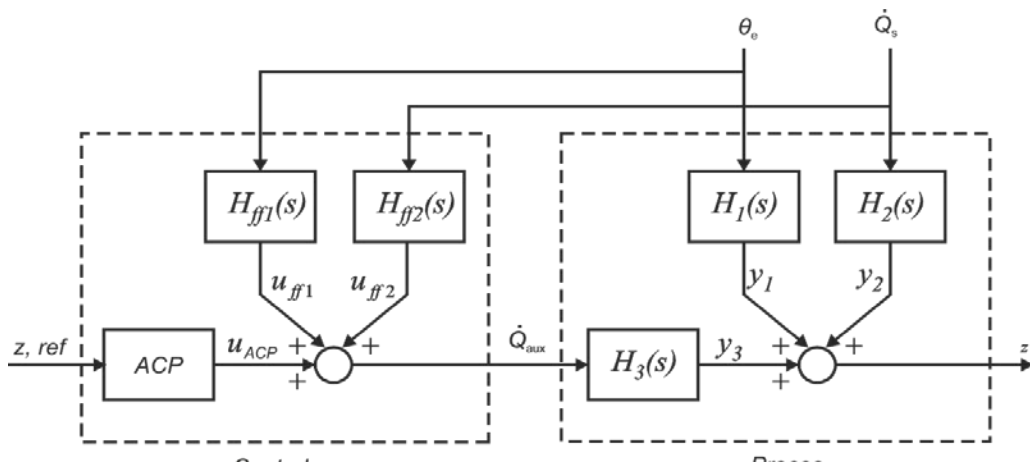


Fig.5.5. Diagramă bloc pentru calculul sarcinii termice folosind un algoritm de control predictiv

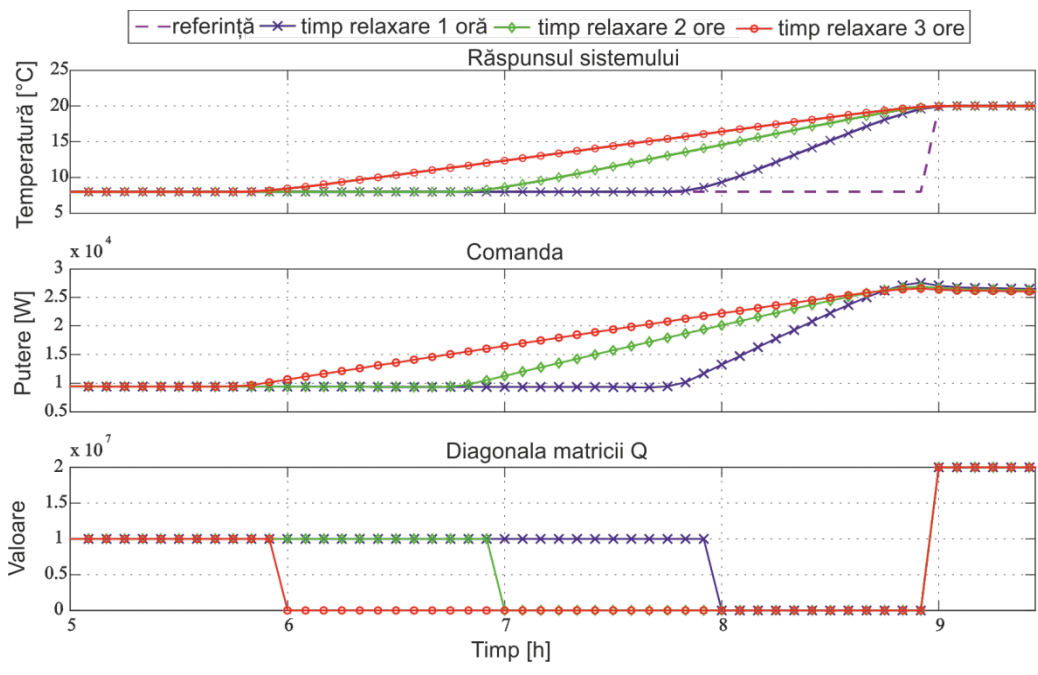


Fig. 5.6. Ilustrarea răspunsului sistemului pentru intervale de timp diferite de relaxare

5.3. Metodologia de calcul a sarcinii termice pe baza programării predictive

Calculul sarcinii termice este o problemă de control. Din moment ce pentru calcularea sarcinii sunt date seriile de perturbații și valoarea de referință, problema de control poate fi transformată într-una de control *feedforward* în buclă deschisă (conform secțiunii 4.4). Diagrama bloc a acestui regulator este expusă în Fig. 5.5, cu o reprezentare detaliată în Fig. 4.1. Din moment ce comanda este estimată într-o buclă deschisă, algoritmul propus este mai degrabă unul de programare, decât de control (un algoritm de control presupune un răspuns pentru corectarea impreciziilor în modelarea procesului și a perturbațiilor). Pașii necesari calculului sarcinii termice sunt reprezentați în Tab. 5.1.

Tab. 5.1. Procedura pentru calcularea sarcinii termice folosind MPP

Pas	Acțiune
1	Identificarea modelului dinamic al clădirii în forma funcțiilor de transfer (Fig. 4.3)
2	Alegerea condițiilor atmosferice și a temperaturii de referință reprezentative: <ul style="list-style-type: none"> • pentru estimarea sarcinii totale alegerea întregului sezon de încălzire; • pentru estimarea sarcinii maxime alegerea perioadei celei mai urâte.
3	Identificarea condițiilor inițiale prin repetarea simulării pentru același interval de 24 de ore, până la stabilizarea sistemului
4	Calcularea evoluției puterii necesare pentru a compensa condițiile atmosferice folosind metoda <i>feedforward</i> (ecuația 4.9)
5	Alegerea matricei de ponderare Q (Fig. 5.4)
6	Folosirea metodei programării predictive pentru calcularea evoluției puterii necesare pentru urmărirea temperaturii de referință
7	Însumarea datelor pentru puterea necesară compensării vremii cu datele pentru puterea necesară urmării temperaturii pentru a obține sarcina totală
8	Alegerea valorii maxime a comenzii pentru a obține sarcina maximă

5.4. Aplicarea experimentală a metodei

Ca și exemplu de aplicare vom folosi o clădire cu trei etaje care are amprenta la sol de 100 m². Valorile parametrilor termici estimați în etapa de proiectare a clădirii sunt redați în Tab. 5.2.

Tab. 5.2 Caracteristicile clădirii de test

Parametru	Simbol (Fig. 2.4)	Valoare
Capacitatea pereților (anvelopei)	C_a	$40 \cdot 10^6$
Capacitatea aerului interior	C_i	$72 \cdot 10^4$
Rezistența termică a pereților	R_a	$1,9 \cdot 10^{-3}$
Rezistența echivalentă ventilației	R_v	$1,4 \cdot 10^{-3}$
Rezistența la convecție la exterior	R_{ce}	$0,14 \cdot 10^{-3}$
Rezistența la convecție la interior	R_{cia}	$0,37 \cdot 10^{-3}$

Introducând valorile din Tab. 5.2 în modelele oferite de sistemul de ecuații 2.4 și aplicând transformările din ecuația 2.2 se obțin următoarele funcții de transfer:

$$H_1(s) = \frac{1.009 \cdot 10^{-3}s + 6.637 \cdot 10^{-8}}{s^2 + 2.103 \cdot 10^{-3}s + 6.637 \cdot 10^{-8}} \quad (5.10)$$

$$H_2(s) = \frac{3.379 \cdot 10^{-12}}{s^2 + 2.103 \cdot 10^{-3}s + 6.637 \cdot 10^{-8}} \quad (5.11)$$

$$H_3(s) = \frac{1.389 \cdot 10^{-6}s + 5.816 \cdot 10^{-11}}{s^2 + 2.103 \cdot 10^{-3}s + 6.637 \cdot 10^{-8}} \quad (5.12)$$

Se impune o temperatură de confort de 20°C pentru o perioadă de ocupare de la ora 09:00 la ora 18:00 și 8°C în restul zilei. Pentru a se determina condițiile inițiale (valorile inițiale al variabilelor de stare, θ_a și θ_z), se simulează același scenariu până s-a atins un regim permanent.

Aplicând metodologia propusă, s-au obținut rezultatele din Fig.5.7. S-au simulat două cazuri cu perioade de relaxare diferite – 1 oră și

3 ore. Condițiile de vreme simulate sunt cele din Fig. 5.8. Se observă că în momentele în care timpul de relaxare este mai mic, puterea maximă necesară este mai mare.

Chiar dacă s-a enunțat că nu se vor impune constrângeri comenzii în algoritmul ACP, totuși sunt anumite limitări care trebuie impuse. Acestea se referă la comanda ne-negativă. În realitate, o putere termică negativă presupune un proces de răcire.

Pentru a evalua economiile de energie rezultate prin reducerea timpului de relaxare, se consideră exemplul din Fig. 5.7. Aici au fost calculate două posibilități de programare a comenzii, care măresc temperatura interioară de la 8°C la 20°C cu un timp de relaxare de o oră și trei ore. După ora 18:00, alimentarea cu căldură este întreruptă. În ambele cazuri, comanda pentru respingerea perturbațiilor este aceeași. Așadar, pentru a compara consumul de energie este suficient să se calculeze comanda pentru urmărirea referinței. Se observă aceeași tendință ca și mai sus: un timp de relaxare mai mare determină o sarcină maximă mai mare. În comparație cu starea stabilă, pentru intervalul de trei ore de relaxare, puterea de încălzire este de 1,8 ori mai mare, iar pentru intervalul de relaxare de o oră puterea de încălzire este de 2,05 ori mai mare. Totuși, consumul de energie este cu 13,6kWh mai mare pentru perioada de trei ore, față de cea de o oră. Înseamnă că dacă sistemul este dimensionat să livreze 205% din puterea necesară în starea stabilă, se pot economisi 13,6 kWh pe zi, comparativ cu un sistem care este dimensionat să livreze 180% din puterea necesară în cazul stării stabile a sistemului.

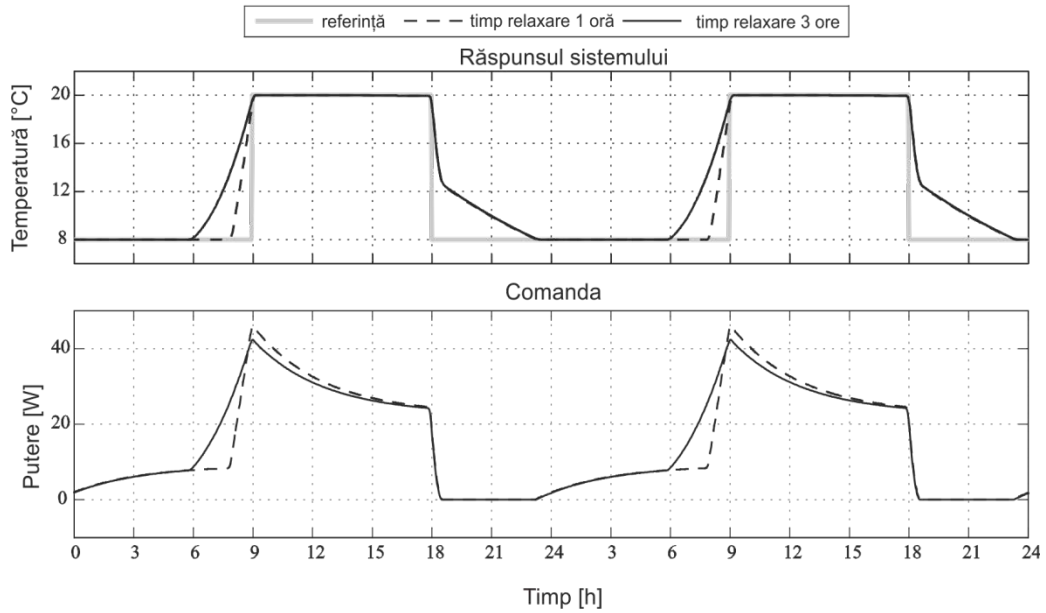


Fig. 5.7. Răspunsul sistemului (sus) și comanda optimă (jos) pentru două intervale diferite de relaxare (simulare pentru 2 zile)

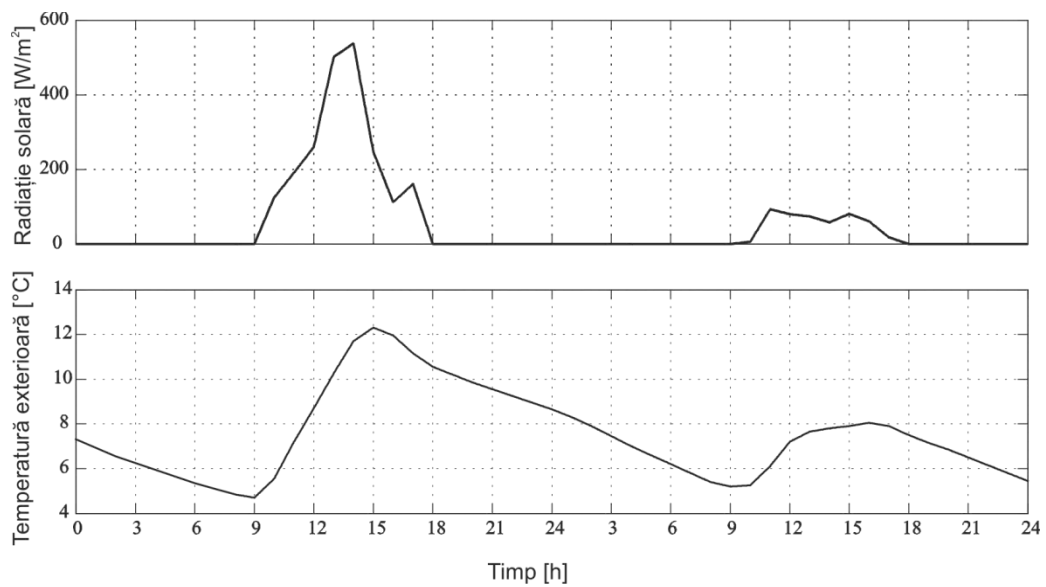


Fig. 5.8. Condiții meteorologice. Radiația solară (sus) și temperatura exterioară (jos)

5.5. Concluzii

Clădirile sunt sisteme care nu se află niciodată în echilibru termodinamic. Așadar, baza potrivită pentru calculul sarcinii este echilibrul termic al căldurii sau, ca alternativă, metoda rețelelor termice. Calculul sarcinii termice este o problemă de control. Procedurile bazate pe echilibrul termic, care sunt folosite în momentul actual, sunt potrivite pentru valori de referință constante și pentru o nevoie de încălzire permanentă. Totuși, clădirile cu consum energetic scăzut sunt caracterizate prin valori variabile de referință ale temperaturii interne și prin perioade extinse în care încălzirea este doar parțial necesară. Așadar, procedurile existente nu sunt potrivite pentru calculul sarcinii termice a clădirilor cu consum energetic scăzut. Aplicarea metodelor actuale implică o serie de neajunsuri:

- temperatura interioară este considerată a fi egală cu valoarea ei de referință; acest lucru poate fi posibil fizic doar dacă valoarea de referință este constantă în timp;
- sarcina maximă variază semnificativ odată cu intervalele din timpul simulării; intervale de timp mai mici oferă sarcini de vârf exagerate;
- sarcina nu este optimă; aceasta duce la consum energetic, chiar și când există o supraîncălzire.

În modelele existente, soluția propusă este de a evita aceste probleme cu ajutorul unui regulator. De obicei se folosește un regulator neoptim de tip *feedback*. Datorită proprietăților constructive, regulatoarele de tip *feedback* nu oferă posibilitatea preîncălzirii clădirii înainte de perioada de ocupare, lucru care produce disconfort.

În etapa de proiectare, este disponibil atât un model dinamic al clădirii, cât și date statistice despre condițiile meteorologice și variațiile temperaturii de referință. Acest lucru oferă posibilitatea de a identifica un program optim pentru puterea necesară în clădire pentru a putea respinge perturbațiile și de a urmări referința. Soluția propusă este o combinație

între compensarea de tip *feedforward* a perturbațiilor meteorologice și metoda programării predictive. Acest algoritm respinge perturbațiile și oferă posibilitatea de a urmări într-un mod optim temperatura de referință și randamentul comenzii regulatorului. Rezolvarea problemei urmăririi optime a referinței necesită specificarea matricei de ponderare a erorilor de ieșire.

Capitolul 6

Elaborarea algoritmului de control al temperaturii

6.1. Introducere

Acest capitol este axat pe dezvoltarea unui regulator ce funcționează pe baza ACP pentru sisteme de încălzire hidraulice care funcționează intermitent. ACP are nevoie de modelul procesului, model propus în cadrul Capitolului 3. Acesta este un model termic de grad mic al cărui parametri sunt obținuți prin identificare. De asemenea s-a arătat și faptul că relația intrare-ieșire dintre temperatura de intrare a apei în radiator (intrare controlată a modelului) și temperatura interioară este neliniară. În capitolul de față se vor analiza pentru început criteriile de performanță ale sistemului, se vor trece apoi în revistă practici de control de actualitate și performanțele ACP reflectate în literatura de specialitate pentru controlul termic al clădirilor. Apoi, se va propune o funcție obiectiv cu semnificație reală a energiei pentru sistemul termic. Se va propune o soluție de optimizare folosind programarea liniară. Se va demonstra cum se poate liniariza modelul termic al clădirii prin inversarea caracteristicii statice a acestuia.

În această etapă se consideră că sistemul de încălzire hidraulic poate livra imediat apa la temperatura calculată de ACP. Dacă se ia în considerare și sursa (colector solar, pompă de căldură, boiler electric etc.), e posibilă apariția unei întârzieri între momentul cererii și momentul livrării apei calde. Cazul acesta, în care este luat în considerare întregul sistem este tratat în Capitolul 7.

6.2. Formularea algoritmului de control predictiv pentru încălzirea intermitentă

ACP nu constă într-un singur algoritm de control, care acceptă un model specific și care nu poate fi folosit decât printr-o singură metodă. ACP reprezintă un concept, o varietate de metode de control care au în comun același principiu: găsirea comenzii care optimizează un criteriu de performanță impus pentru un orizont de timp viitor, performanță care este anticipată prin intermediul modelului sistemului și a intrărilor ulterioare (inclusiv punctele de referință și perturbațiile). Modelul fiind indispensabil ACP, varietățile acestuia din urmă s-au conturat în jurul diferitelor tipuri de reprezentări ale modelelor. Așadar există strategii de control predictiv care folosesc rețele neuronale artificiale, algoritmi genetici, logică fuzzy etc. sau formulări clasice ca și reprezentările în funcțiile de transfer, spațiul stărilor sau modelele convolutive.

În abordarea de față, clădirea este reprezentată ca un model discret în spațiul stărilor. Spațiul stărilor este o reprezentare neutră a unui model capacitiv concentrat și modelele discrete pot fi ușor implementate în echipamente numerice. În plus ACP în timp discret e mai ușor de înțeles decât în timp continuu [Wang, 2009].

Funcția obiectiv trebuie să reflecte performanțele dorite, care urmează să fie optimizate folosind ACP. Funcția obiectiv descrisă de ecuația 4.10, care este folosită în general în ACP, nu reflectă exact performanța dorită pentru controlul termic al clădirilor. Prima parte din funcția obiectiv

(ecuația 4.10) penalizează erorile ieșirii din sistem, forțând așadar sistemul să urmărească, cât mai îndeaproape, punctul de referință. Deși acesta este un criteriu cerut de multe dintre sistemele de control, nu este necesar în cazul de față. Mai devreme am enunțat faptul că performanța dorită a sistemului este să mențină temperatura deasupra limitei de confort. Acest lucru nu corespunde cu criteriul de disconfort implementat în ecuația 4.10. Al doilea termen al funcției obiectiv penalizează creșterea comenzii între două eșantioane de timp consecutive. Acest criteriu liniarizează semnalul de control; el este folositor când e necesară o comandă neagresivă pentru a reduce uzura dispozitivelor de acționare. Totuși, acest criteriu nu minimizează consumul de energie al sistemului. Eroarea de a lua în considerare acest element pentru minimizarea consumului energetic în sisteme termice a fost evidențiată doar în unele lucrări [Chen, 2002; Kummert, et al., 2001; Morosan, et al., 2010], unde este folosit un criteriu adecvat consumului energetic. Aici se propune o formulare a funcției obiectiv ca o sumă ponderată a criteriilor energetice din ecuația 4.21, care este o reprezentare corectă a energiei termice consumate în clădiri și a criteriului disconfortului bazat pe PPD [Kummert, et al., 2010]. Deci a fost obținut un compromis între consumul energetic și confort.

Se propune o funcție obiectiv care minimizează consumul energetic (ecuația 6.1) în funcție de constrângerile impuse intrărilor și ieșirilor (de exemplu, temperatura apei la intrarea în radiator trebuie să fie într-un interval de operabilitate și temperatura internă trebuie să fie mai mare sau egală cu limita inferioară acceptată). Această formulare permite folosirea programării liniare pentru rezolvarea problemei. Pentru sistemele termice, criteriul obiectiv al energiei este definit precum în relația 4.21, având un factor unitar de ponderare. Din ecuația 4.21 se poate defini un criteriu adecvat consumului energetic, care să fie folosit în ACP:

$$J_e(t_k) = \sum_{i=1}^{N_u} u(t_k + i) \quad (6.1)$$

Nu este suficient să se minimizeze doar funcția obiectiv, deoarece procesul de optimizare poate genera comenzi negative. Și, din moment ce comanda este fluxul termic, o valoare negativă presupune răcirea clădirii. Și răcirea consumă energie, însă oricum nu este de dorit să se realizeze o răcire în sezonul rece. În plus, din punct de vedere matematic, funcția obiectiv nu este pozitiv definită și nu există nici o garanție că va rezulta o lege de control robustă. Deci, pentru a transforma obiectivul (ecuația 6.1) într-o funcție pozitiv definită, trebuie aplicate următoarele constrângeri comenzii:

$$0 \leq u(t_k + i) \leq u_{max}, \quad \forall i = 1 \dots N_u \quad (6.2)$$

Inegalitatea din stânga transformă funcția 6.1 într-una pozitiv definită (evită comenzile negative), în timp ce ambele inegalități constrâng comanda să se situeze în intervalul de valori acceptate.

Pentru a asigura performanțele ieșirilor descrise mai devreme, se impun următoarele constrângeri la ieșirile anticipate:

$$\hat{y}(t_k + i | t_k) \geq \theta_{min}(t_k + i), \quad \forall i = 1 \dots N_y \quad (6.3)$$

unde θ_{min} reprezintă temperatura corespunzătoare limitei inferioare de confort. Se presupune că valoarea maximă a comenzii este suficient de ridicată pentru a asigura temperatura minimă de confort.

Deci, o funcție obiectiv adecvată ACP, care va asigura și cerințele de performanță ale ieșirii, va avea următoarea formulare matematică:

$$\min: J(t_k) = \sum_{i=1}^{N_u} u(t_k + i) \quad (6.4)$$

funcție de:

$$0 \leq u(t_k + i) \leq u_{max}, \quad i = 1 \dots N_u$$

$$\hat{y}(t_k + i | t_k) \geq \theta_{min}(t_k + i), \quad i = 1 \dots N_y$$

De observat faptul că în funcția clasică obiectiv (ecuația 4.10), algoritmul optimizează incrementarea comenzii și nu comanda în sine. Așadar, trebuie inclus artificial în sistem un integrator [Wang, 2009]. Deci, când orizontul de control este mai mic decât orizontul de anticipare, $N_u < N_y$, pentru a putea estima cei N_y pași ai ieșirii viitoare, se consideră că incrementul comenzii între pașii $t_k + N_u \dots t_k + N_y$ este zero. Acest lucru înseamnă că valoarea absolută a comenzii rămâne constantă între pașii $t_k + N_u \dots t_k + N_y$ și valoarea ei este ultima comandă din secvența $u(t_k + N_u)$. În opoziție cu aceasta, în cazul tratat, cu funcția obiectiv exprimată conform relației 6.4, unde valoarea absolută a comenzii este calculată, dacă se consideră controlul ca fiind zero între pașii $t_k + N_u \dots t_k + N_y$ este imposibil să se asigure constrângerile la nivelul ieșirii în acest interval. Deci, în următoarele ecuații se va folosi N_y pentru a indica atât orizontul anticipării cât și al controlului.

După ce s-a definit o funcție obiectiv adecvată, următoarea problemă constă în a determina secvența de comandă care să minimizeze obiectivul definit. Funcția obiectiv din ecuația 6.4 este liniară și subiectul constrângerilor liniare. Aceste caracteristici permit folosirea programării liniare (PL). Există o serie de algoritmi pentru problemele de programare liniară, fiecare dintre aceștia fiind adaptat unor probleme la scară mică, medie sau mare.

Problema de față trebuie formulată în așa fel încât să poată fi rezolvată în programarea liniară. Se pornește de la modelul sistemului controlat. Cum s-a menționat și mai sus, abordarea prezentă folosește un model discret în reprezentarea spațiului stărilor:

$$\begin{cases} x(k+1) = A x(k) + B_1 u(k) + B_2 w(k) \\ y(k) = C x(k) + D_1 u(k) + D_2 w(k) \end{cases} \quad (6.5)$$

Matricele care sunt folosite în tehnica *feedforward*, D_1 și D_2 , din sistemul de ecuații 6.5 sunt de obicei nule, la fel și în cazul de față. Acest lucru înseamnă că ieșirea curentă depinde doar de intrările trecute, nu și de cele

actuale. Deci, cele două matrice pot fi omise din modelul expus în relația 4.7. Folosind acest model, se pot estima viitoarele N_y valori de stare, $\hat{x}(k+1)$, $\hat{x}(k+2)$, ..., $\hat{x}(k+N_y)$:

$$\begin{aligned}
 \hat{x}(k+1) &= A x(k) + B_1 u(k) + B_2 w(k) \\
 \hat{x}(k+2) &= A x(k+1) + B_1 u(k+1) + B_2 w(k+1) = \\
 &= A^2 x(k) + AB_1 u(k) + B_1 u(k+1) + AB_2 w(k) \\
 &\quad + B_2 w(k+1) \\
 &\quad \vdots \\
 \hat{x}(k+N_y) &= A^{N_y} x(k) + A^{N_y-1} B_1 u(k) + A^{N_y-2} B_1 u(k+1) + \dots \\
 &\quad + AB_1 u(k+N_y-1) + A^{N_y-1} B_2 w(k) \\
 &\quad + A^{N_y-2} B_2 w(k+1) + \dots + AB_2 w(k+N_y-1)
 \end{aligned} \tag{6.6}$$

Cunoscând estimările stării viitoare, se pot deduce estimările pentru viitoarelor N_y valori ale ieșirii:

$$\begin{aligned}
 \hat{y}(k+1) &= CAx(k) + CB_1 u(k) + CB_2 w(k) \\
 \hat{y}(k+2) &= C A^2 x(k) + CAB_1 u(k) + CB_1 u(k+1) + CAB_2 w(k) \\
 &\quad + CB_2 w(k+1) \\
 &\quad \vdots \\
 \hat{y}(k+N_y) &= CA^{N_y} x(k) + CA^{N_y-1} B_1 u(k) + CA^{N_y-2} B_1 u(k+1) + \\
 &\quad + CAB_1 u(k+N_y-1) + CA^{N_y-1} B_2 w(k) \\
 &\quad + CA^{N_y-2} B_2 w(k+1) + \dots + CAB_2 w(k+N_y-1)
 \end{aligned} \tag{6.7}$$

Se observă că viitoarele ieșiri depind doar de valoarea stării actuale $x(k)$ și de intrările actuale și viitoare, $u(k+N_y-1)$ și $w(k+N_y-1)$. Dacă se definesc următorii vectori:

$$\begin{aligned}
 \hat{y} &= [\hat{y}^T(k+1) \hat{y}^T(k+2) \hat{y}^T(k+3) \dots \hat{y}^T(k+N_y)]^T \\
 u &= [u^T(k) u^T(k+1) u^T(k+2) \dots u^T(k+N_y-1)]^T \\
 w &= [w^T(k) w^T(k+1) w^T(k+2) \dots w^T(k+N_y-1)]^T
 \end{aligned} \tag{6.8}$$

atunci estimările pentru următoarele N_y valori ale ieșirii pot fi scrise sub formă matricială ca și:

$$\hat{y} = Fx(k) + \Psi_1 u + \Psi_2 w \quad (6.9)$$

Matricele F, Ψ_1, Ψ_2 sunt funcții doar pentru parametrii modelului care sunt constanți. Aceste matrice trebuie calculate o singură dată și apoi pot fi folosite în modul offline. Așadar nu e nevoie de resurse de calcul și timp pentru a fi folosite în timpul controlului.

O problemă de programare liniară poate fi exprimată în următoarea formă canonică:

$$\begin{aligned} \min: & c^T z \\ \text{funcALie de: } & Mz \leq b \end{aligned} \quad (6.10)$$

unde z reprezintă vectorul variabilelor, c și b sunt vectori ai coeficienților cunoscuți și M este o matrice a coeficienților cunoscuți. Deci, pentru a rezolva problema de optimizare 6.4 folosind programarea liniară, trebuie să o formulăm sub forma din expresia 6.10. Definind limita inferioară a temperaturii sub formă vectorială:

$$y_{min} = [\theta_{min}(k+1)\theta_{min}(k+2)\theta_{min}(k+3) \dots \theta_{min}(k+N_y)]^T \quad (6.11)$$

se poate defini problema de optimizare în forma canonică:

$$\text{funcALie de: } \begin{aligned} \min: & c^T u \\ \begin{bmatrix} -I \\ I \\ -\Psi_1 \end{bmatrix} u \leq & \begin{bmatrix} 0 \\ c u_{max} \\ Fx(k) + \Psi_2 w - y_{min} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6.12)$$

Vectorul c este un vector unitar și matricea I este matricea unitate de dimensiunea potrivită. Pentru a putea exprima constrângerile ieșirilor în forma 6.12 s-a înlocuit ieșirea estimată cu relația 6.9. aici variabilele sunt elementele viitoarei secvențe de comenzi u și ceilalți vectori și matrice sunt cei din relațiile 6.8, 6.9 și 6.11. Deci, prin potrivirea termenilor între formulările 6.10 și 6.12, se identifică următoarele definiții pentru vectorii și matricele folosite în forma canonică a programării liniare:

$$\begin{aligned}
c &= \left[\overbrace{1 \quad 1 \quad \dots \quad 1}^{N_y} \right]^T \\
M &= \begin{bmatrix} -I \\ I \\ -\Psi_1 \end{bmatrix} \\
b &= \begin{bmatrix} 0 \\ c u_{max} \\ Fx(k) + \Psi_2 w - y_{min} \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{6.13}$$

Livrând c , M și b din relația 6.4 unui program de rezolvare în programare liniară, se obține secvența de comandă care minimizează problema de optimizare din relația 6.4. Deci, în fiecare treaptă de timp se actualizează starea actuală a modelului sistemului, $x(k)$, se decalează în timp elementele anticipării perturbațiilor, w , și limita inferioară a ieșirii, y_{min} , se recalculează ultimul element al vectorului b din relația 6.13 și se repornește programul de rezolvare în programare liniară pentru optimizare.

6.3. Controlului practic al temperaturii apei la racordul de intrare

Programarea liniară se poate folosi pentru rezolvarea problemei de optimizare a energiei termice definită în ecuația 6.4 prin intermediul unei funcții obiectiv liniare. În secțiunea precedentă s-a arătat cum să se formuleze problema ACP pentru a se putea integra într-un cadru de lucru specific programării liniare. Totuși, formularea de mai sus este pentru un model liniar al sistemului. În cazul de față, modelul sistemului nu este chiar liniar (subcapitolul 3.5). Așadar, în acest subcapitol se va arăta cum se poate depăși problema neliniarității în sistemul studiat și să se folosească în continuare formularea pentru programarea liniară.

Intrarea controlabilă a modelului termic al clădirii este fluxul termic. Totuși, din moment ce sistemul de încălzire este bazat pe radiatoare

cu apă, intrarea reală controlată este temperatura apei și nu fluxul termic. S-a demonstrat în subcapitolul 3.5.2 că există o corelație neliniară între fluxul termic Φ_i transmis de către radiatoare și diferența dintre temperatura apei la racordul de intrare și temperatura interioară, $\theta_{intrare} - \theta_z$. Această corelație este ilustrată în Fig. 6.2 și are următoare formă:

$$\Phi_i = S_{rad} h_T (\theta_{in} - \theta_z) \quad (6.14)$$

unde:

$$S_{rad} h_T = 36.85 (\theta_{in} - \theta_z)^{0.2544} \quad (6.15)$$

Corelația din expresia 6.15 a fost identificată din datele măsurate ilustrate în Fig. 6.2 (b), folosind un instrument de ajustare a curbei.

Dacă relația dintre fluxul termic Φ_i transmis de către radiatoare și diferența dintre temperatura apei la racordul de intrare și temperatura interioară, $\theta_{intrare} - \theta_z$, ar fi liniară, această diferență de temperatură s-ar putea folosi ca și dată de intrare a modelului. Apoi, din moment ce comanda u , calculată folosind programarea liniară, reprezintă diferența de temperatură $\theta_{intrare} - \theta_z$, s-ar putea calcula temperatura apei la racordul de intrare prin adăugarea la comandă a temperaturii interioare măsurate:

$$\theta_{intrare} = u + \theta_z \quad (6.16)$$

Totuși, din moment ce relația descrisă mai sus nu este liniară, nu se poate realiza calculul în modul acesta. Așadar se propune următoarea liniarizare statică, ce permite folosirea calculului prezentat în relația anterioară.

Se presupune existența unui sistem al cărui comportament poate fi modelat cu o funcție de transfer liniară, $H(s)$, și o funcție statică neliniară, $f(u)$, la fel ca și în Fig. 6.1. Într-o diagramă bloc, aceste două funcții pot fi vizualizate separat, dar nu pot fi separate în realitate, adică nu se poate interveni direct la partea liniară, fără să se treacă inițial prin partea neliniară. Această situație este destul de întâlnită în practică. Scopul este de a controla sistemul folosind teoria liniară de control. Evident, s-ar

putea liniariza partea neliniară a modelului sistemului în punctul de operare. Totuși, acest model liniar ar fi precis doar în jurul punctului de operare. Când sistemul iese din jurul aceluși punct de operare, nu se mai poate garanta performanța și, în anumite cazuri, nici măcar stabilitatea sistemului de control. Pentru a surmonta acest inconvenient, se poate realiza următoarea corecție matematică. Se proiectează regulatorul în mod normal, folosind doar partea liniară a modelului, $H(s)$. Când operează în bucla de control, regulatorul calculează semnalul care ar realiza performanța impusă, dacă sistemul ar fi $H(s)$. Dar partea neliniară a sistemului, $f(u)$, va deforma semnalul calculat de către regulator. Așadar, pentru a contracara această deformare, se va trece semnalul de control u , calculat de regulator, prin inversa părții neliniare a sistemului, $f(u)^{-1}$. Procedând în felul acesta, semnalul de control aplicat sistemului, $u_{neliniar}$, este deformat în așa fel încât în momentul în care trece prin partea neliniară a sistemului, $f(u)$, își recapătă forma inițială u , calculată de regulator (Fig. 6.1). Deci, funcția neliniară inversă introdusă după regulator maschează efectul neliniarității sistemului și regulatorul funcționează corect, ca și când nu ar fi existat vreo parte neliniară în sistem.

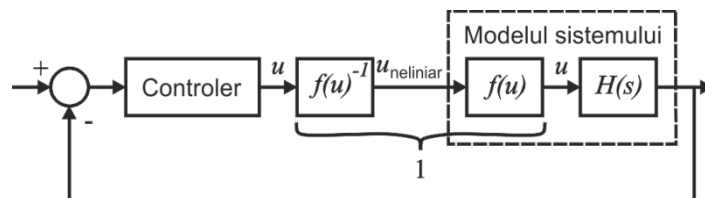


Fig. 6.1. Compensarea neliniarității statice într-o buclă de control

La început se consideră că relația dintre fluxul termic Φ_i transmis de către radiatoare și diferența dintre temperatura apei la racordul de intrare și temperatura interioară, $\theta_{intrare} - \theta_z$ este liniară, cum este ilustrat și în Fig. 6.2. prin caracteristica liniară. Deci, se realizează o schimbare de variabile în modelul termic al clădirii. Se folosește această diferență de temperatură ca și dată de intrare în sistem în locul fluxului termic. Partea

liniară a sistemului este modelul identificat în subcapitolul 3.6.2 și funcția neliniară este cea exprimată în relația 6.15. În momentul în care se face schimbul variabilelor, trebuie multiplicat modelul identificat cu un adaos static pentru a putea scala intrările la plaja de valori corespunzătoare diferenței $\theta_{intrare} - \theta_z$. Adaosul reprezintă caracteristica liniară introdusă în Fig. 6.2. Aceasta permite introducerea anumitor constrângeri la temperatura apei la racordul de intrare, lucru care este mai natural decât impunerea de constrângeri fluxului termic. Așadar, când se calculează funcția inversă neliniară care va fi folosită în regulator, se va considera ca fiind inversa neliniarității sistemului (relația 6.15), multiplicată cu caracteristica liniară din Fig. 6.2. Funcția inversă obținută este:

$$f(u)^{-1} = 0.02714(u)^{-0.2544} \quad (6.17)$$

în acest caz, u este primul element din secvența de comandă calculată prin ACP.

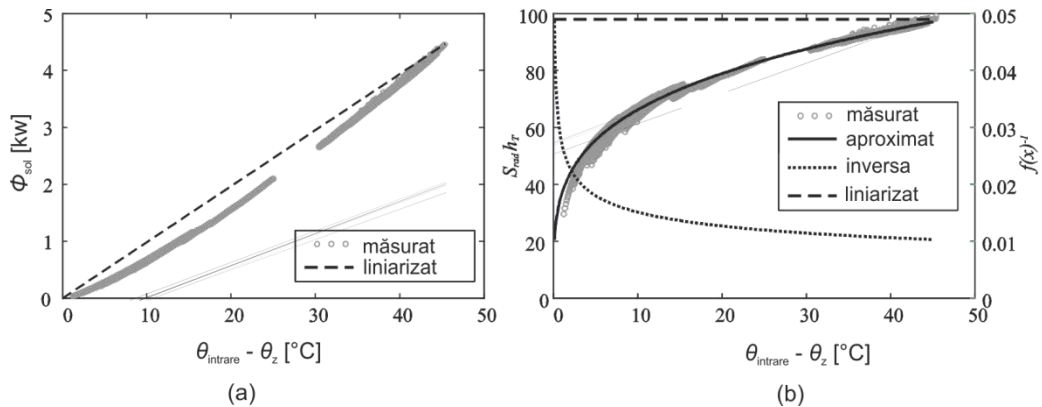


Fig. 6.2. (a) Caracteristica fluxului termic măsurată și liniarizată
(b) caracteristica coeficientului de transfer termic măsurată, liniarizată și inversată

Deci, pentru a formula modelul care trebuie folosit în ACP, trebuie urmați următorii pași: luarea modelului identificat în subcapitolul 3.6.2 (trei funcții discrete de transfer între fiecare intrare și ieșirea din sistem), transformarea tuturor funcțiilor de transfer în reprezentarea în spațiul stărilor și multiplicarea funcției de transfer corespunzătoare fluxului termic cu caracteristica liniară din ecuația 6.17. În bucla de control, comanda optimă u , calculată cu ACP, care reprezintă diferența de temperatură $\theta_{intrare} - \theta_z$, trebuie trecută prin funcția din relația 6.17. Apoi, temperatura apei la racordul de intrare poate fi calculată cu relația 6.16.

Din moment ce comanda calculată cu ACP este diferența de temperatură $\theta_{intrare} - \theta_z$ și nu temperatura apei la racordul de intrare, constrângerile din problema de programare liniară formulată în relația 6.12 trebuie schimbate: constrângerea referitoare la limita inferioară rămâne zero, însă constrângerea superioară trebuie calculată cu:

$$u_{max} = \theta_{intrare,max} - \theta_{min} \quad (6.18)$$

unde $\theta_{intrare,max}$ este temperatura maximă acceptată de racordul de intrare și θ_{min} reprezintă temperatura minimă interioară.

Mai devreme s-a arătat cum poate fi rezolvată problema neliniarității statice a sistemului prin plasarea inversei funcției neliniare între regulator și sistem. S-a adoptat această strategie pentru a neutraliza neliniaritatea dintre diferența temperaturii apei la racordul de intrare și cea interioară și fluxul termic transmis de către radiatoare.

Privind caracteristica din Fig. 6.2, se poate considera că neliniaritatea ar putea fi compensată ușor de feedback. Se compară rezultatele obținute folosind modelele de proces obținute din liniarizarea clasică locală (în jurul punctului de operare de 40°C pentru diferența $\theta_{in} - \theta_z$) cu cele obținute folosind liniarizarea propusă (relația 6.17). Rezultatul este ilustrat în Fig.6.3. Se observă că în primul caz, pentru anumite zile, performanța regulatorului este slabă. Aceasta se datorează faptului că în

acele zile, punctul de operare se afla în afara ariei de validitate a modelului. În cel de-al doilea caz, folosind inversa funcției neliniare, modelul rămâne valid pe tot parcursul operării, performanța fiind optimă în toate zilele. Se poate observa faptul că în cel de-al doilea caz, temperatura medie este aproape întotdeauna deasupra limitei inferioare, dar foarte aproape de aceasta astfel încât să nu se consume mai multă energie decât e necesar. Acesta este un profil ce pare ideal din moment ce îndeplinește criteriile de confort ale utilizatorilor și economisește cantitatea maximă de energie.

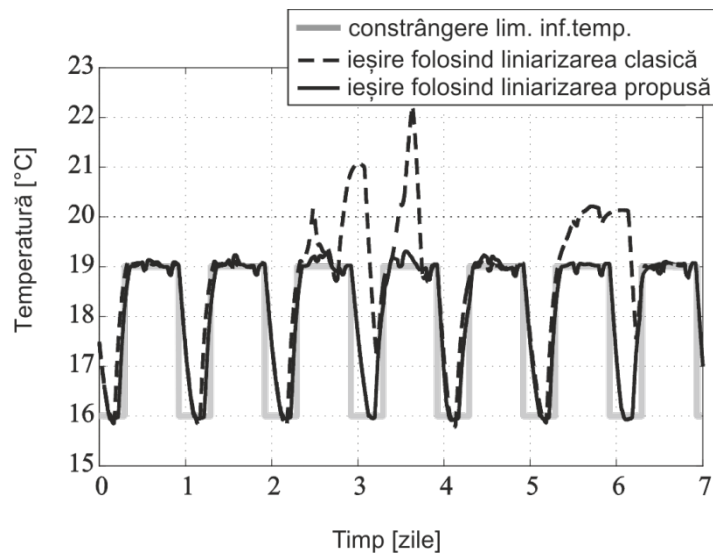


Fig. 6.3. Rezultatele simulării obținute cu liniarizarea clasică și cea propusă

6.4. Concluzii

Acest capitol oferă o soluție pentru controlul termic optim al clădirilor încălzite intermitent. Un mediu interior confortabil influențează sănătatea, gradul de satisfacție și productivitatea ocupanților respectivului mediu. Un mediu care nu este confortabil pentru ocupanții săi determină un consum de energie care nu este necesar. Confortul este afectat în cea mai mare parte de temperatura operativă. Totuși, în general este mai

convenabil să se măsoare temperatura interioară a aerului decât să se calculeze temperatura operativă. S-a optat pentru menținerea temperaturii într-un anumit interval de confort, nu într-un punct fix de referință, deoarece standardele de confort definesc o ambianță confortabilă drept o zonă de confort, nu un mediu termic particular. Din moment ce lucrarea se concentrează pe încălzirea clădirilor, s-a definit doar limita inferioară a intervalului de confort termic. Temperatura interioară trebuie menținută deasupra acestui prag cu un consum minim de energie (consumul impune în esență o limită superioară a intervalului).

În momentul de față, controlul temperaturii în clădiri este realizat în cele mai multe cazuri prin intermediul termostatelor de cameră sau a valvelor termostactice la nivelul radiatoarelor. În cele mai bune cazuri se folosesc regulatoare PID la valvele radiatoarelor. Aceste strategii nu garantează un consum minim de energie pentru că nu sunt proiectate în acest sens.

ACP a fost identificat ca fiind una dintre cele mai bune metode pentru a asigura performanța sistemului datorită avantajelor sale asupra algoritmilor de control:

- posibilitatea de a folosi orare de ocupare a clădirilor și prognoze meteorologice pentru controlul optim al temperaturii;
- posibilitatea de a integra ambele criterii, atât de confort cât și de consum energetic, în procesul de optimizare;
- posibilitatea de a trata implicit constrângeri impuse sistemului și de a opera cu sisteme de tip intrări multiple – ieșiri multiple.

ACP funcționează în două etape: se calculează secvența de comandă care ar optimiza ieșirea pentru un orizont de timp viitor și apoi aplică prima valoare a acestei secvențe sistemului. Apoi, în etapa următoare, recalculază secvența de comandă pentru noua stare a

sistemului. Totuși, pătratul incrementului comenzii din formularea clasică a funcției obiectiv folosită de ACP nu este formulat în concordanță cu performanțele ce se doresc a fi obținute. În primul rând, nu minimizează consumul de energie, și în al doilea rând folosirea unui compromis între reducerea consumului energetic și disconfortul termic este subiectivă. Așadar, pentru a depăși aceste inconveniente s-a propus o nouă formulare a funcției obiectiv care minimizează valoarea absolută a comenzii.

Prin schimbarea funcției obiectiv, a apărut necesitatea de a schimba și algoritmul folosit pentru a rezolva problema de optimizare. Pentru funcția obiectiv introdusă, s-a propus folosirea unui algoritm de programare liniară. Așadar, s-a formulat problema pentru a avea forma canonică folosită în programarea liniară.

Folosirea ACP necesită un model dinamic al clădirii. În timpul modelării, s-a evidențiat o neliniaritate în caracteristica statică a modelului. Pornind de la această caracteristică neliniară, s-a liniarizat modelul. Acest lucru a permis folosirea modelului pe un întreg interval de operare, nu doar în jurul unui punct de operare.

Din moment ce caracteristica neliniară dintre fluxul termic și diferența de temperatură $\theta_{intrare} - \theta_z$ nu părea a fi foarte pronunțată, exista posibilitatea să nu fie afectată atât de mult performanța sistemului, regulatorul putând să trateze această problemă. Pentru a evalua acest enunț, s-a realizat o simulare unde s-au comparat două regimuri diferite de funcționare: în primul caz s-a folosit un model liniarizat local, iar în cel de-al doilea caz s-a introdus inversa funcției neliniare între regulator și proces. Rezultatele au arătat că în primul caz există unele zile în care sistemul a avut performanțe slabe, iar în cel de-al doilea caz performanța este optimă în fiecare zi. Deci, folosind inversa funcției neliniare între regulator și proces, se poate garanta performanța sistemului pe întregul interval termic de funcționare. Opus, această garanție nu poate exista dacă se folosește modelul liniarizat în jurul unui punct de operare. În situația de față, acest lucru este foarte important deoarece, spre deosebire de alte procese,

clădirile operează pe întregul interval de temperatură (diferența de temperatură $\theta_{intrare}-\theta_z$ are un interval de aproximativ 40-50°C în care variază, nu doar în jurul unei valori specifice).

În legătură cu performanța totală a sistemului, s-a demonstrat că ACP a fost capabil să livreze rezultatele așteptate. Temperatura medie interioară este aproape întotdeauna deasupra pragului de confort, dar foarte aproape de acesta pentru a nu consuma mai multă energie decât e necesar.

Deși s-au obținut rezultate importante pe această direcție de cercetare, există multe puncte în care acestea ar putea fi continuate:

- În cazul tratat, modelul termic este bazat pe un model monozonal. Trebuie investigate și modelele multizonale. Întrebările care ar putea apărea sunt descrise mai jos. O parte din răspunsurile la aceste întrebări se pot regăsi în literatură.
 - > se dezvoltă ACP pentru fiecare zonă sau se identifică o nouă funcție de distribuție a fluxului termic în fiecare zonă?
 - > cum afectează performanța sistemului îmbinarea dintre două sau mai multe zone?
 - > pentru fiecare zonă, trebuie definită o funcție obiectiv care ia în considerare nevoile zonelor adiacente?

În simulările efectuate, s-a considerat că prognozele meteorologice sunt 100% influențabile. Trebuie verificat impactul pe care îl poate avea precizia prognozelor asupra consumului energetic și a confortului termic.

Capitolul 7

Evaluarea experimentală a performanței sistemului propus

În general, la testarea reguletoarelor de temperatură, se consideră că energia necesară sistemului este întotdeauna disponibilă. Însă, în realitate, regulatorul acționează ca o valvă: regulează fluxul energetic între valoarea minimă posibilă tehnologic și valoarea maximă a energiei disponibile. Atunci când comanda calculată se află în afara acestui interval, regulatorul intră în saturație și performanța obținută scade. Așadar, pentru a obține performanțele reale ale sistemului în timpul testării, s-a integrat algoritmul de control predictiv (ACP) pentru controlul temperaturii clădirii într-un sistem de management energetic al clădirii (SMEC) și s-au testat performanța sistemului în ceea ce privește confortul termic, consumul energetic și uzura sistemului. Prin comparație cu două soluții pe bază de reguletoare PID (proporțional, integral, derivativ), soluția propusă reduce disconfortul termic cu până la 97%, consumul energetic cu până la 18% și numărul de cicluri pornire/oprire în pompele de căldură cu 78% și în pompele hidraulice auxiliare cu 89%.

7.1. Introducere

În Capitolul 6 a fost proiectat un sistem de control predictiv dedicat controlului termic al clădirilor. Acesta calculează cantitatea de căldură care trebuie introdusă în clădire pentru a asigura temperatura

minimă impusă cu un consum energetic minim. În sistemele de încălzire cu apă, fluxul termic al radiatoarelor este reglat fie prin varierea temperaturii apei intrare sau prin varierea debitului de apă. Sistemul propus în capitolul anterior calculează temperatura de intrare a apei în racordul de intrare, considerând debitul de apă constant.

Când s-a dezvoltat sistemul de control, s-a presupus că sursa de energie poate livra necesarul de energie la cerere, adică apă caldă la temperatura cerută de regulator. Atunci când energia termică este asigurată de un sistem de încălzire hidraulic, un regulator funcțional trebuie să regleze fluxul de masă în sistem. Dificultatea în această direcție este faptul că sistemele de încălzire hidraulice sunt sisteme care au un scop multiplu (ele sunt folosite și pentru încălzirea mediului interior, dar și pentru apa caldă menajeră). Coexistența în aceeași clădire a surselor regenerabile de energie cu cele convenționale transformă sistemul hidraulic de încălzire într-un sistem multi-sursă. Sistemul de control proiectat în capitolul anterior trebuie să fie integrat în sistemul de management energetic al clădirii (SMEC) al acestui sistem multi-sursă, multi-consumator.

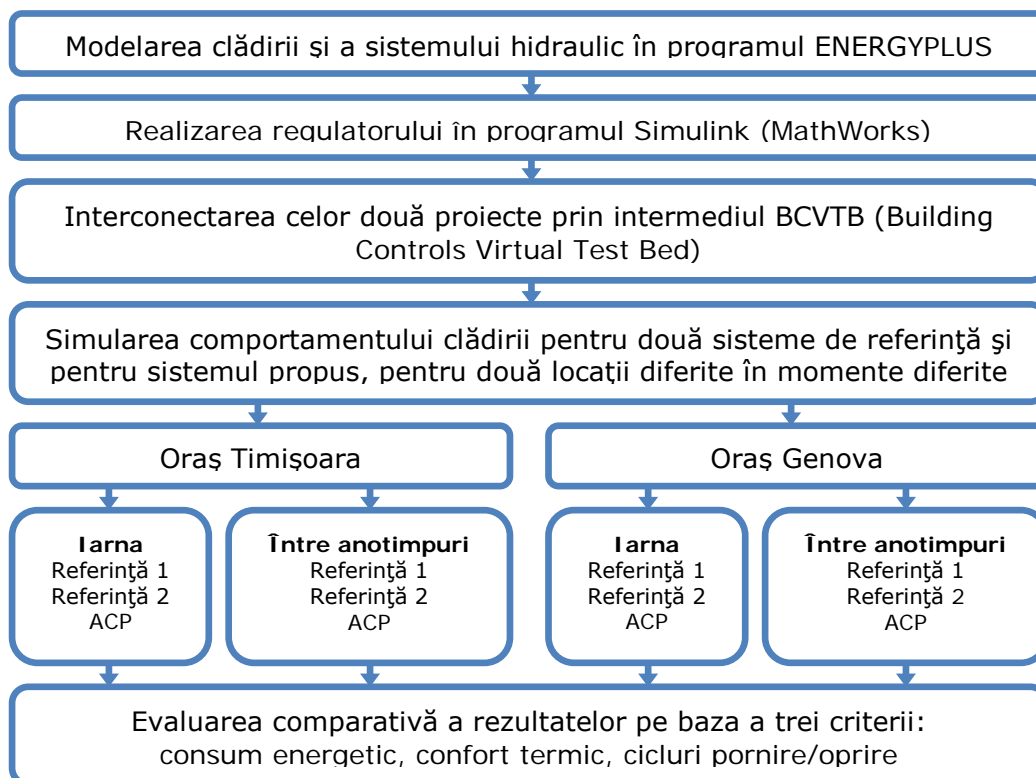
SMEC sunt proiectate pentru a asigura confortul termic în clădire, pentru a reduce consumul energetic al clădirii, dar și pentru a gestiona sistemul hidraulic. Sistemul hidraulic al clădirii de testare conține diverse echipamente ca și valve, pompe hidraulice și o pompă de căldură. Modul de acționare a majorității acestor echipamente este de tip pornire/oprire, ceea ce produce uzură. Acest aspect este și mai critic în cazul echipamentelor mai scumpe, ca pompele de căldură. Așadar, o caracteristică importantă care trebuie observată este numărul de cicluri pornire/oprire a echipamentelor.

Primul punct tratat în acest capitol este proiectarea unui SMEC care integrează ACP proiectat în capitolul anterior. Se prezintă structura sistemului hidraulic de încălzire și modul în care ar trebui operat pentru a asigura apă caldă și un confort termic cu consum minim de energie, în același timp reducând solicitările asupra echipamentelor.

Al doilea punct tratat în acest capitol este testarea și evaluarea SMEC propus în paralel cu două soluții clasice, bazate pe regulatoare PID și regulatoare PID cu pornire programată. Evaluarea SMEC propus se face în funcție de o serie de criterii raportate la confortul termic, consumul energetic și numărul de cicluri pornit/oprit. Aceste rezultate sunt comparate cu cele obținute din simularea soluțiilor clasice pentru determinarea beneficiilor algoritmului de control propus.

7.2. Metodologia folosită în evaluarea experimentală a sistemului propus

În continuare sunt prezentate etapele concrete care au fost parcurse pentru evaluarea comparativă a sistemului de control propus.



7.3. Descrierea instrumentelor software folosite în realizarea testării

7.3.1. Programul EnergyPlus

EnergyPlus este un program ce permite simularea utilizării energiei și a apei în clădiri. Pe baza caracteristicilor fizice ale clădirii și ale sistemelor asociate, programul calculează sarcinile de încălzire și de răcire necesare menținerii anumitor temperaturi de referință, consumurile energetice ale echipamentelor primare.

Programul a fost folosit pentru modelarea clădirii de referință și a sistemului de încălzire descris în capitolul următor. Reprezentarea în programul de bază se face numeric, existând însă și posibilitatea realizării modelelor în interfețe grafice diferite.

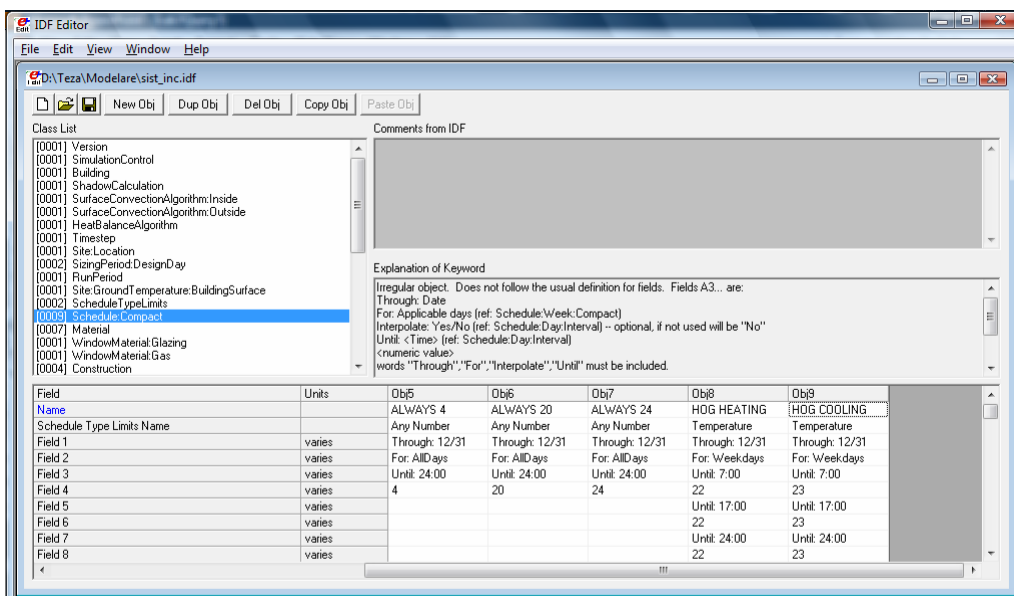


Fig. 7.1. Realizarea modelului sistemului de încălzire în programul EnergyPlus

EnergyPlus conține o bază de date cuprinzătoare cu informații privitoare la mediu (valori ale temperaturilor, ale radiației solare etc.) din mai multe locații din lume. Seturile de date de intrare pentru orașele Timișoara și Genova au fost cele puse la dispoziție de program.

ROU_Timisoara.152470_IWEC.stat - Notepad

- Minimum Dry Bulb temperature of -12.0°C on Feb 5

- Monthly statistics for Extreme Dry Bulb temperatures °C

#Days	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Max >= 32					1	2	2	5	1			1
Max <= 0	8	5										
Min <= 0	28	17	11	7						4	10	23
Min <=-18												

- Monthly statistics for Dew Point temperatures °C

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Maximum	8.0	6.1	8.7	14.0	19.0	18.5	18.0	19.5	18.1	14.8	13.0	8.0
Day:Hour	13:17	20:17	19:20	22:12	19:01	8:14	12:17	16:02	12:17	9:14	4:12	12:13
Minimum	-14.5	-16.7	-6.8	-9.8	-4.1	-1.2	1.6	8.9	1.5	-8.1	-7.5	-9.5
Day:Hour	30:23	1:06	29:19	1:13	3:23	1:14	27:23	8:17	4:02	30:09	27:08	3:08
Daily Avg	-2.0	-2.3	1.0	4.5	10.0	11.9	12.9	14.1	11.0	6.1	2.9	-0.5

- Maximum Dew Point temperature of 19.5°C on Aug 16
- Minimum Dew Point temperature of -16.7°C on Feb 1

- Average Hourly Statistics for Dry Bulb temperatures °C

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
0:01- 1:00	-0.9	-0.2	2.9	7.9	13.2	15.9	18.9	18.3	13.1	9.0	4.1	0.5
1:01- 2:00	-1.2	-0.6	2.5	7.7	13.0	15.3	18.0	17.2	12.3	8.6	3.8	0.4
2:01- 3:00	-1.3	-0.5	2.2	6.8	12.0	14.8	17.4	16.9	12.0	8.3	3.7	0.2
3:01- 4:00	-1.4	-0.3	2.0	6.2	11.7	14.2	16.8	16.6	11.7	8.0	3.5	-0.2
4:01- 5:00	-1.5	-0.7	1.8	6.3	11.9	13.8	16.1	16.3	11.5	8.0	3.3	-0.1
5:01- 6:00	-1.6	-0.8	2.1	5.7	11.5	14.1	16.2	16.7	11.6	8.0	3.4	-0.3
6:01- 7:00	-1.7	-0.7	1.9	6.2	12.5	15.1	17.4	17.2	11.9	7.9	3.1	-0.5
7:01- 8:00	-1.7	-0.8	1.9	7.1	13.4	16.3	18.6	17.7	12.0	8.0	2.9	-0.3
8:01- 9:00	-1.4	-0.3	3.3	9.2	15.7	18.2	20.5	19.3	14.1	9.4	3.5	-0.1
9:01-10:00	-0.8	0.7	4.8	10.8	17.5	20.0	22.4	20.9	16.2	11.0	4.8	0.4
10:01-11:00	-0.1	1.9	6.2	12.4	18.8	21.5	24.1	22.5	18.3	12.8	6.2	1.4
11:01-12:00	0.8	3.1	7.3	13.5	20.1	22.7	25.0	23.9	19.6	14.5	7.6	2.3
12:01-13:00	1.7	4.0	8.4	14.5	20.9	23.4	25.9	25.3	20.8	15.6	8.9	3.2
13:01-14:00	2.5	4.7	9.6	15.3	21.4	24.1	26.7	26.6	22.0	17.1	9.8	4.2
14:01-15:00	2.7	4.9	9.4	15.4	22.0	24.5	27.1	26.5	22.3	17.2	9.9	4.2
15:01-16:00	2.5	4.9	9.1	15.7	22.1	24.5	27.6	26.4	22.5	17.0	9.6	4.1
16:01-17:00	2.4	4.6	9.0	15.7	21.8	24.5	27.9	26.2	22.8	16.0	9.2	3.9
17:01-18:00	1.3	3.8	8.2	14.6	21.7	23.9	27.3	25.5	21.0	15.2	7.6	2.6
18:01-19:00	0.7	3.0	7.4	13.6	20.8	23.2	26.3	24.8	19.3	13.9	6.7	2.1
19:01-20:00	0.3	2.0	6.6	12.7	19.5	22.0	25.1	23.9	17.9	12.3	6.3	2.0
20:01-21:00	-0.2	1.3	5.8	10.4	17.1	20.6	23.5	22.7	16.8	11.4	5.5	1.1
21:01-22:00	-0.5	0.8	4.9	10.0	15.7	19.0	22.0	21.6	15.7	10.5	5.0	1.0
22:01-23:00	-0.6	0.4	4.1	9.9	14.7	17.8	20.4	20.4	14.5	9.8	4.6	1.0
23:01-24:00	-0.9	0.2	3.6	8.9	13.8	17.0	19.6	19.3	13.7	9.3	4.2	0.4
Max Hour	15	15	14	17	16	17	17	14	17	15	15	14
Min Hour	7	8	5	6	6	5	5	5	5	7	8	7

- Average Hourly Statistics for Dew Point temperatures °C

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
0:01- 1:00	-2.3	-2.6	0.9	4.7	10.3	12.7	13.5	15.1	11.1	6.1	2.8	-0.7
1:01- 2:00	-2.6	-2.8	0.8	4.1	10.0	12.7	13.6	15.1	10.7	6.0	2.4	-1.1
2:01- 3:00	-2.6	-2.9	0.6	5.1	10.0	12.6	13.4	14.8	10.6	5.7	2.6	-0.6
3:01- 4:00	-2.7	-3.0	0.5	4.6	9.8	12.4	13.2	14.6	10.5	5.6	2.4	-1.2

Fig. 7.2. Extras din fișierul cu datele meteorologice corespunzătoare orașului Timișoara

7.3.2. Programul Simulink (MathWorks)

Simulink este un pachet software pentru *modelarea, simularea și analiza sistemelor dinamice*. Pot fi modelate sisteme liniare și neliniare, continue, discrete, hibride, cu mai multe perioade de eșantionare.

Simulink furnizează o interfață grafică utilizator (GUI) pentru crearea modelelor sub forma unor diagrame construite din blocuri, pe baza unor tehnici de tip *click-and-drag* realizate cu mouse-ul. Astfel, trasarea diagramelor este simplă și intuitivă, aproape la fel de simplă ca trasarea acestor diagrame direct pe hârtie. În plus, se evită formularea matematică laborioasă (sistemele dinamice sunt de regulă descrise de ecuații diferențiale).

Simulink dispune de o bibliotecă vastă de surse, receptoare, componente liniare și neliniare, conectori etc. pe baza cărora se pot trasa diagrame și construi blocuri proprii.

Modelele realizate în Simulink sunt ierarhice. Se poate vizualiza modelul de nivel înalt, iar la efectuarea unui dublu click pe blocul respectiv se coboară nivel după nivel astfel încât se pot observa toate detaliile de construcție și de organizare ale modelului.

După crearea unui model se pot realiza simulări apelând la diverse metode de integrare din meniurile Simulink și/sau utilizând comenzi MATLAB. Prin utilizarea unor blocuri de tip osciloscop sau diverse dispozitive de afișare se pot observa rezultatele chiar în timpul simulării. De asemenea se pot schimba valorile unor parametri și se poate observa imediat efectul acestor modificări. Rezultatele obținute se pot transporta în workspace-ul MATLAB pentru prelucrări și vizualizări ulterioare.

Programul Simulink a fost folosit pentru modelarea regulatorului ce folosește ACP descris în capitolul anterior.

7.3. Descrierea sistemului hidraulic de încălzire

Sistemul hidraulic analizat folosește o combinație de surse clasice și regenerabile pentru controlul temperaturii interne și pentru prepararea apei calde (Fig.7.3). Din moment ce în sistem există două tipuri

de surse de energie și două tipuri de consumatori, sistemul analizat este unul multi-sursă, multi-consumator.

Sistemul hidraulic din Fig. 7.3. este compus din următoarele elemente:

- Două surse regenerabile de energie, un panou solar de 20 m² (1) și o pompă de căldură aer-apă (7) și o sursă clasică de energie, un încălzitor electric de 2kW (8). Pompa de căldură furnizează apă la temperatura de 65°C, independent de temperatura exterioară.
- Doi consumatori de energie, unul de apă caldă (16) și două radiatoare hidraulice pentru încălzirea clădirii (19). Fiecare cameră conține un radiator.
- Două rezervoare de apă caldă. Primul (4) are capacitatea de 300 de litri și este cuplat la un colector solar iar al doilea (10) are capacitatea de 100 litri și este dedicat apei calde de consum. Ambele rezervoare sunt izolate și plasate într-un spațiu încălzit. Radiatorul electric este amplasat în partea superioară a rezervorului pentru apă de consum.
- O butelie de decuplare hidraulică (15) ce creează un punct hidraulic neutru între circuitele primar și secundar, pentru a evita orice presiune dinamică interactivă indusă de pompe.

Panoul solar încălzește apa din primul rezervor de apă prin intermediul unui schimbător de căldură (6) plasat în partea de jos a rezervorului. Apa circulă între panoul solar și rezervor cu ajutorul unei pompe (2) printr-o valvă cu trei căi (3).

Cel de-al doilea rezervor este dedicat exclusiv preparării apei calde menajere. Apa din acest rezervor poate fi încălzită în trei feluri. Prima posibilitate este folosind direct apă caldă din rezervorul solar. Pompa (11) poate transporta apa între cele două rezervoare, înlocuind apa din

rezervorul pentru apă caldă menajeră cu apă caldă din rezervorul încălzit solar. A doua posibilitate este de a încălzi apa caldă menajeră cu ajutorul pompei de căldură (7) prin intermediul schimbătorului de căldură din partea de jos a rezervorului (9). Pompa de căldură furnizează apă caldă la 65°C care este circulată cu ajutorul pompei (13) prin valva cu trei căi (12) direct spre schimbătorul de căldură (9). A treia posibilitate de a încălzi apa caldă menajeră este prin intermediul radiatorului electric (8) integrat în partea superioară a rezervorului pentru apă caldă menajeră.

În fiecare cameră a clădirii se află câte un radiator ce funcționează cu apă (19); apa caldă din acestea poate fi furnizată din două surse: pompa de căldură (7) și rezervorul încălzit solar (4). O butelie de decuplare hidraulică (15) separă circuitul hidraulic consumator, la care sunt racordate radiatoarele, de circuitele de furnizare. De fiecare dată când clădirea este încălzită, cel puțin două pompe vor opera simultan: pompa circuitului consumator (18) și una dintre pompele din circuitul de furnizare: fie pompa (14) care circulă apa între butelia de decuplare și schimbătorul de căldură (5) din rezervorul alimentat solar (13) fie pompa care circulă apa de la pompa de căldură la butelia de decuplare prin valva cu trei căi (12). Temperatura apei pentru radiatoare poate fi ajustată prin intermediul unei vane de amestec cu trei căi (17) ce amestecă apa cu o temperatură ridicată ce vine din butelia de decuplare (15) cu apa cu o temperatură mai scăzută din orificiul de ieșire al radiatorului (25).

Acest sistem hidraulic este aplicat pe clădirea descrisă în subcapitolul 3.2. Toate componentele sistemului au fost dimensionate pe baza unui studiu ce relevă nevoile energetice anuale aplicat pe respectiva clădire. Această configurație este realizată în vederea testării SMEC propus. Nu este configurația ideală a unui sistem de acest tip, ci una care poate fi găsită în mod uzual în clădiri.

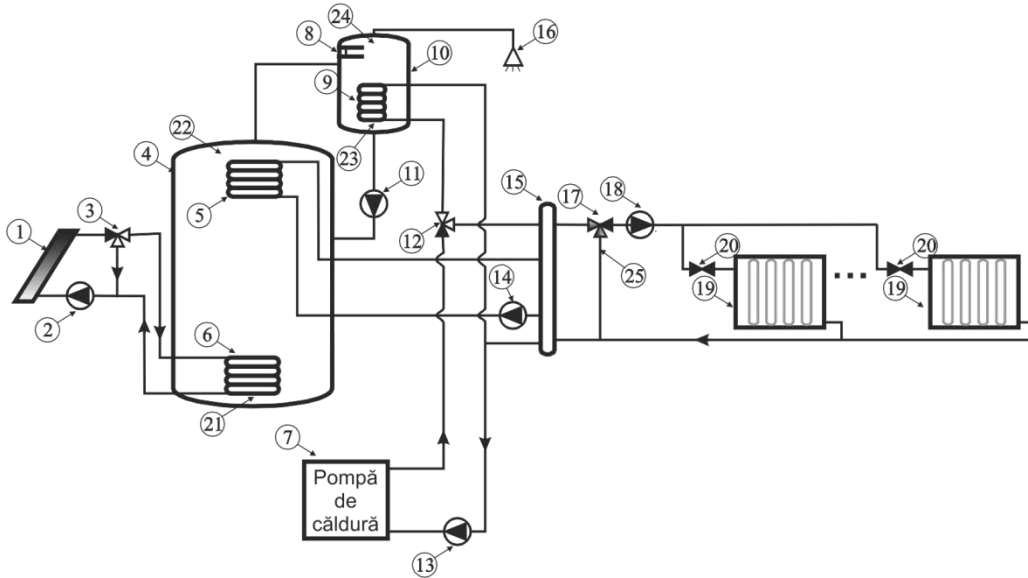


Fig. 7.3. Sistemul hidraulic de încălzire a clădirii de testare

Sistemul de management energetic al clădirii (SMEC) poate să acționeze la nivelul următoarelor componente:

- În circuitul panoului solar, se poate acționa la nivelul pompei (2) și a valvei cu 3 căi (3) pentru a acumula energia generată de panoul solar. Ambele echipamente suportă doar un control în două poziții.
- În circuitul de apă caldă menajeră, se poate acționa la nivelul pompei (11) pentru a colecta apă caldă din rezervorul solar în cel de apă caldă menajeră. Rezistența electrică (8) și pompa de căldură (7) prin intermediul pompei de circulație (13) și a valvei (12) sunt folosite de asemenea pentru a adăuga energie în rezervorul de apă caldă menajeră. Toate aceste echipamente au un control de tip pornit/oprit. Când sunt pornite, pompa de căldură furnizează apă la 65°C și rezistența electrică funcționează la puterea ei nominală.

- În circuitul de distribuție a căldurii, sistemul de control termic poate acționa în două feluri diferite. În primul rând prin acționarea la fiecare valvă a radiatorului (20) pentru a controla fluxul de apă care traversează radiatoarele. Cea de-a doua posibilitate este controlul temperaturii apei la intrarea în radiatoare prin vana de amestec cu trei căi (17). În ambele cazuri, controlul poate fi atât bipozițional, cât și continuu. De asemenea, în ambele cazuri regulatorul scurge apa acționând la nivelul pompei (18) din circuitul consumator al pompelor (13,14) din circuitele sursă. Fluxul termic dinspre pompa de căldură este direcționat către radiatoare printr-o valvă cu trei căi (12). Pompele și valva în cauză suportă doar control bipozițional.

Trebuie luate în considerare și anumite constrângeri la operarea sistemului termic hidraulic. Rezervorul solar (4) și pompa de căldură (7) nu pot să aprovizioneze simultan radiatoarele. Din moment ce valva cu trei căi (12) poate transmite apa într-o singură direcție, pompa de căldură nu poate aproviziona simultan radiatoarele (19) și rezervorul de apă caldă menajeră (10). Pe de altă parte, rezervorul solar poate aproviziona în același timp apă și către rezervorul de apă caldă menajeră și către sistemul de încălzire. Rezervorul de apă caldă menajeră poate fi încălzit și prin intermediul a trei surse simultan: rezervorul solar, pompa de căldură și rezistența electrică. Trebuie amintit faptul că toate pompele de căldură livrează un flux constant de apă.

7.4. Descrierea sistemelor de referință pentru managementul termic al clădirilor

Pentru a evalua performanța sistemului de management energetic propus trebuie comparat cu unul sau mai multe sisteme de referință. Așadar, se definesc două sisteme de referință: primul este de tip PID, iar al doilea este de tip PID plus reguloare de pornire programată, care sunt printre cele mai avansate sisteme care pot fi găsite în momentul de față în practică [Dounis, et al., 2009; Liao, et al., 2005; Peeters, et al., 2008]. Rolul SMEC este de a acționa la nivelul fiecărei pompe și valve din sistemul termic hidraulic pentru a asigura confortul utilizatorilor (temperatura interioară adecvată și apă caldă menajeră) folosind cât mai puțină energie cu putință. Precum s-a enunțat în subsecțiunea 4.2.1, o temperatură interioară adecvată presupune că temperatura aerului din interiorul clădirii trebuie să fie peste o limită minimă, care este definită de utilizator. În cazul tratat, temperatura minimă este de 19°C pentru perioada cuprinsă între orele 07:00 și 22:00 și 16°C în rest.

7.4.1. Primul sistem de control de referință

Sistemul de management energetic al clădirii de tip PID este descris prin Grafset, un limbaj standardizat de descriere a proceselor cu evenimente discrete, derivat din modelul matematic al rețelelor Petri [David, et al., 1992].

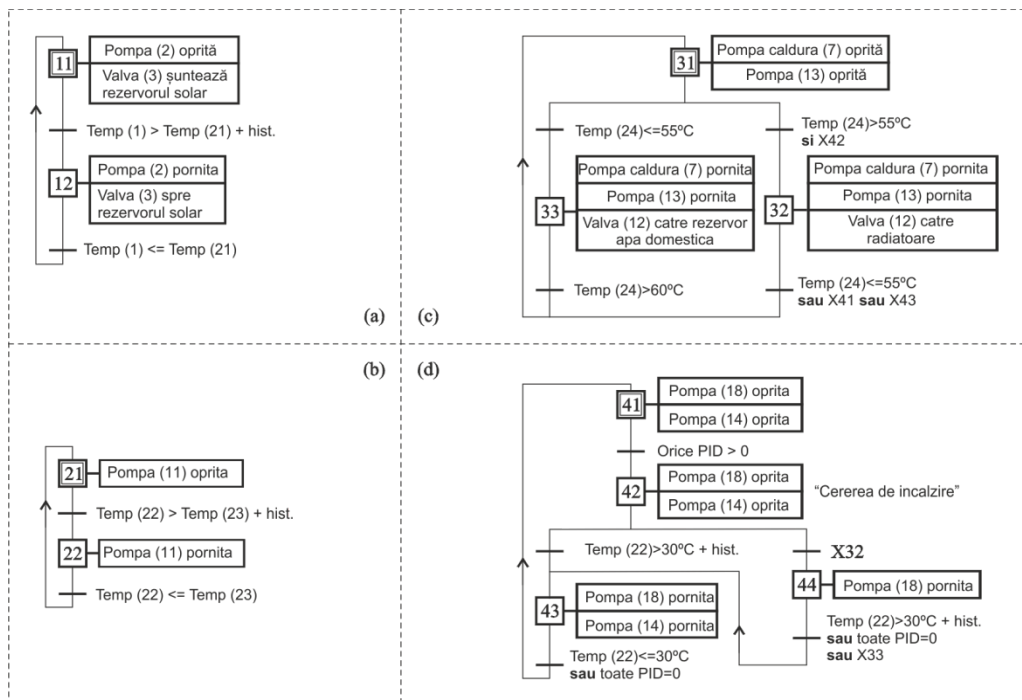


Fig. 7.4. Descrierea Grafcet a SMEC de tip PID: (a) controlul circuitului solar, (b) controlul transferului între rezervoare, (c) controlul circuitului pompei de căldură și (d) controlul circuitului de încălzire

În prima soluție, circuitul panoului solar este controlat printr-un regulator diferențial cu histerezis (Fig. 7.4.(a)). De fiecare dată când temperatura fluidului din partea superioară a panoului solar (Fig. 7.3.(1)) este mai mare decât temperatura apei din partea inferioară a rezervorului solar (21) plus valoarea histerezisului, regulatorul pornește pompa (2) și comută valva (3) pentru a direcționa apa spre schimbătorul de căldură din rezervor. Pompa este oprită când temperatura fluidului din partea superioară a panoului solar este mai mică decât temperatura apei din partea inferioară a rezervorului solar (21). În acest caz și valva este comutată în poziția inițială pentru a scoate schimbătorul de căldură din circuit, prin șuntarea acestuia.

Controlul producerii apei calde menajere este de asemenea unul de tip diferențial (Fig. 7.4. (b) și (c)). Când temperatura din partea superioară a rezervorului pentru apă caldă menajeră (24) scade sub 55°C , pompa de căldură (7) este pornită împreună cu pompa hidraulică (13); valva cu trei căi (12) este poziționată pentru a direcționa apa către rezervorul de apă caldă menajeră. Când temperatura din partea superioară a rezervorului (24) depășește 60°C , pompa de căldură și cea hidraulică sunt oprite. Pentru a folosi cât mai mult energia solară stocată, de fiecare dată când temperatura apei din partea inferioară a rezervorului de apă caldă (24) menajeră este cu 2°C mai mică decât temperatura din partea superioară a rezervorului solar (22), regulatorul pornește pompa (11). Această pompă se va opri doar când temperatura apei din partea inferioară a rezervorului de apă caldă menajeră (23) va deveni mai mare decât temperatura apei în partea superioară a rezervorului solar (22). În această configurație, prepararea apei calde menajere este sarcina prioritară pentru pompa de căldură, care este capabilă să asigure permanent disponibilitatea apei.

Pentru controlul mediului termic, un regulator PID este folosit la fiecare valvă a radiatoarelor (20). Deci, poziția valvelor este controlată continuu între pozițiile larg deschis și închis, efectul fiind un flux de apă variabil prin radiatoare. Intrarea în regulatorul PID este eroarea dintre temperatura interioară de referință și temperatura interioară a aerului (care este dată de către un senzor de temperatură instalat în cameră). Temperatura de referință considerată de regulatorul PID va fi temperatura minimă impusă menționată mai devreme: 19°C între orele 07:00 și 22:00 și 16°C între orele 22:00 și 07:00. Ieșirea regulatorului este reprezentată de poziția valvei de pe radiator. Parametrii regulatorului pentru clădirea dată conform metodei Zigler-Nichols [Ziegler, Nichols, 1942] sunt: $P=2$ și $I=1600s$; componenta derivativă nu există, deci $D=0$. Dacă cel puțin unul dintre regulatoarele PID oferă o comandă nenulă (adică este deschisă o valvă), sistemul pornește pompa din circuitul de consum (18). Vana de

mixare cu trei căi (17) este poziționată întotdeauna astfel încât să scurgă apă caldă din butelia de decuplare. Când există cerere pentru încălzire, rezervorul solar reprezintă furnizorul de apă caldă prioritar (Fig. 7.4. (d)). Dacă temperatura apei în partea superioară a rezervorului solar (22) este mai ridicată de 30°C , apa este scursă din rezervor, pornind pompa (14). Dacă temperatura apei din partea superioară a rezervorului solar este mai mică de 30°C , se verifică dacă pompa de căldură este folosită pentru prepararea apei calde menajere. Dacă nu este folosită, se pornește pompa de căldură (7) și pompa hidraulică (13) pentru a aproviziona radiatoarele cu apă caldă (Fig. 7.4. (c)). Dar, dacă pompa este folosită pentru prepararea apei calde menajere și temperatura apei din partea superioară a rezervorului solar este mai mică de 30°C , se va opri pompa (18) din circuitul de consum și se va aștepta până când una dintre surse va fi disponibilă.

Se poate observa că această configurație oferă o prioritate mai mare preparării apei calde menajere, față de încălzirea clădirii. În testele simulate, practic nu a fost relevat nici un interval în care să existe cerere de încălzire și ambele surse să fie indisponibile. Totuși, aceasta nu înseamnă că nu pot apărea astfel de situații pentru alte scenarii de ocupare sau pentru ale condiții meteorologice.

7.4.2. Al doilea sistem de control de referință

A doua configurație a SMEC este foarte similară cu prima. Diferența dintre cele două este dată de regulatorul PID pentru valvele radiatoarelor. Cum s-a menționat mai sus, temperatura de referință pentru aerul interior se schimbă de la 16°C la 19°C la ora 07:00 și de la 19°C la 16°C la ora 22:00. De asemenea, pentru a asigura confortul termic, trebuie menținută temperatura aerului interior peste limita minimă (care este dată de aceste două temperaturi de referință). Un regulator PID ca și cel folosit în cazul primului SMEC nu poate să satisfacă o asemenea cerință.

Temperatura de referință se va schimba la ora 07:00 și doar atunci regulatorul va deschide valvele radiatoarelor. Deci, datorită inerției termice, temperatura interioară nu va ajunge imediat la 19°C, așadar confortul termic va fi compromis la începutul zilei.

O soluție la această problemă este implementată în cel de-al doilea SMEC. Practic, se menține același regulator PID de la valva radiatorului, cu aceiași parametri, însă se avansează cu două ore momentul de schimbare a temperaturii de referință. Așadar, temperatura de referință va fi schimbată la ora 05:00 în loc de ora 07:00, acest lucru permițând creșterea temperaturii interioare până în momentul ocupării la ora 07:00. Această tehnică se numește și PID cu pornire programată. Prin folosirea unui regulator PID cu pornire programată în locul unuia simplu, se va obține un confort superior la începutul perioadei de ocupare. Totuși, datorită pornirii sistemului în avans, această a doua configurație va consuma mai multă energie.

7.5. Sistemul de management energetic al clădirii propus

Partea de control termic propusă prin intermediul sistemului de management energetic al clădirii de tip ACP este dezvoltată și explicată în Capitolul 4. Strategia de control a surselor în variantă Grafcet este prezentată în Fig. 7.5 și este asemănătoare cu cea din SMEC de referință prezentate anterior. Circuitul panoul solar este controlat printr-un regulator cu histerezis (Fig. 7.5. (a)), la fel ca și în sistemele de referință. Pompa hidraulică pornește când temperatura fluidului din partea superioară a panoului solar este mai ridicată decât temperatura apei din partea inferioară a rezervorului de stocare și se oprește când această condiție nu mai este satisfăcută. Histerezisul este folosit pentru a evita pornirile și opririle frecvente.

Controlul producerii apei calde menajere este de asemenea de tip diferențial, dar ușor diferit față de configurația de referință. Și aici, la fel ca în sistemele de referință, rezervorul solar și pompa de căldură sunt folosite pentru prepararea apei calde menajere. Totuși, dacă în cazul de referință prioritatea pompei de căldură este de a prepara apa caldă menajeră, aici prioritatea pompei de căldură este încălzirea clădirii. Așadar, pentru a asigura în orice moment disponibilitatea apei calde, se va folosi rezistența electrică dedicată exclusiv acestui scop. Rezistența este amplasată în partea superioară a rezervorului de apă caldă menajeră, deci încălzește aproape instantaneu apa pentru a fi folosită. Așadar, strategia de control pentru prepararea apei calde menajere este următoarea: când temperatura apei din partea superioară a rezervorului de apă caldă menajeră scade sub 55°C și pompa de căldură nu este folosită pentru încălzirea clădirii în momentul respectiv, sistemul de control va porni pompa de căldură (7) și pompa hidraulică (13) și va poziționa valva cu trei căi (12) pentru a direcționa apa către rezervorul de apă caldă menajeră. Când temperatura din partea superioară a rezervorului (24) depășește 60°C , pompa de căldură și pompa hidraulică sunt oprite (Fig. 7.5. (c)). Dacă pompa de căldură nu este disponibilă, se pornește rezistența electrică (8) la puterea ei nominală (Fig. 7.5. (e)).

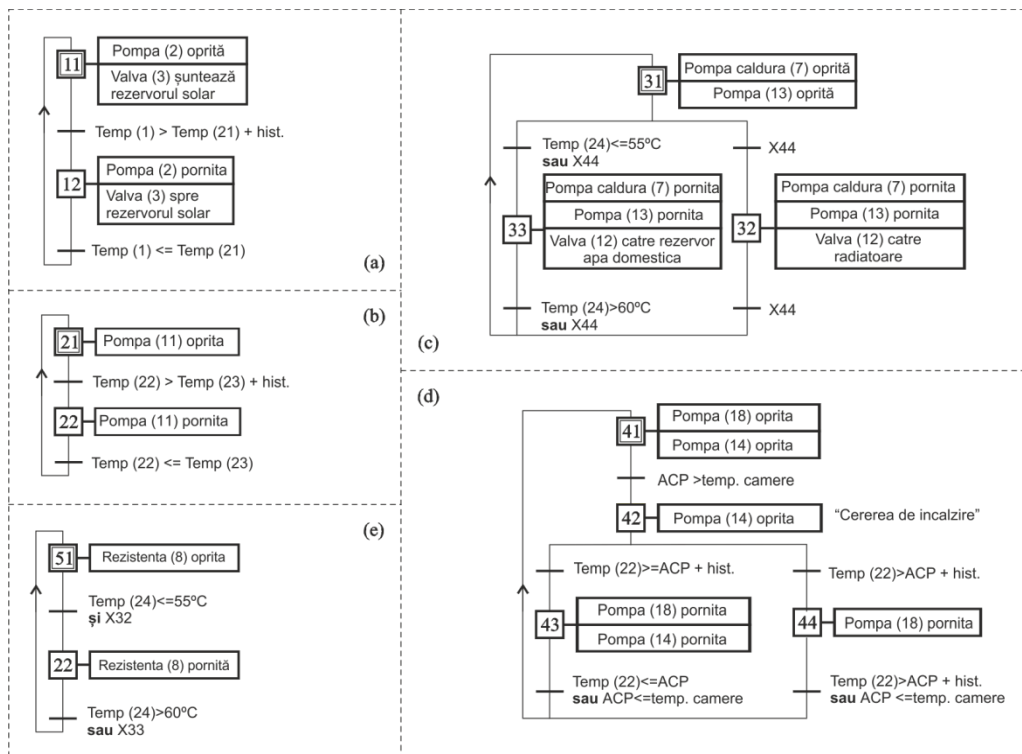


Fig. 7.5. Descrierea Grafcet a SMEC propus de tip ACP: (a) controlul circuitului solar, (b) controlul transferului dintre rezervoare, (c) controlul circuitului pompei de căldură, (d) controlul circuitului de încălzire, (e) controlul încălzitorului electric

Schimbul de apă dintre rezervorul solar și cel de apă caldă menajeră rămâne neschimbat (Fig. 7.5. (b)). Când temperatura apei din partea inferioară a rezervorului de apă caldă menajeră (23) este cu $2^{\circ}C$ mai mică decât temperatura apei din partea superioară a rezervorului solar (22), comanda activează pompa dintre acestea (11). Această pompă se oprește în momentul în care temperatura apei din partea inferioară a rezervorului de apă caldă menajeră (23) devine mai ridicată decât temperatura apei din partea superioară a rezervorului (22).

Diferența majoră dintre configurația sistemului propus și cea a sistemelor de referință este modul în care se realizează controlul termic al

încăperilor. În loc să se folosească un regulator de tip PID la fiecare valvă a radiatorului, se folosește un singur regulator de tip ACP la nivelul vanei de amestec cu trei căi din circuitul de consum (17). Acesta este practic nucleul sistemului de management energetic propus, care permite o îmbunătățire semnificativă a performanței sistemului. Regulatorul ACP este mai avansat decât cel PID deoarece ține cont de orarul de ocupare și prognoza meteorologică pentru un control optim al temperaturii.

În această configurație, valvele radiatoarelor sunt menținute tot timpul în poziția larg deschis. Regulatorul de tip ACP acționează doar la nivelul temperaturii apei de intrare, prin amestecarea apei calde din butelia de decuplare cu cea care iese din radiatoare. ACP calculează temperatura de intrare a apei în radiatoare. Această valoare este furnizată unui bloc ce calculează raportul de deschidere a vanei de amestec cu trei căi pe baza valorilor măsurate ale temperaturii apei din butelia de decuplare (15) și temperaturii apei la ieșirea din radiatoare (25). Raportul de deschidere al vanei de amestec cu trei căi se calculează cu următoarea formulă:

$$r = \frac{T_{cald} - T_{ACP}}{T_{cald} - T_{rece}} \quad (7.1)$$

unde:

- r – reprezintă raportul de deschidere a vanei de amestec (zero corespunde poziției de trecere doar a apei din butelia de decuplare și unu corespunde poziției de trecere doar a apei de la ieșirea din radiatoare);
- T_{cald} – reprezintă temperatura apei din butelia de decuplare (15);
- T_{rece} – reprezintă temperatura apei la ieșirea din radiatoare (25);
- T_{ACP} – reprezintă temperatura apei calculată cu ACP.

Raportul de deschidere a vanei de amestec cu trei căi trebuie să varieze între zero și unu. Așadar, pentru ca relația 7.1 să fie validă, trebuie impusă următoarea constrângere:

$$T_{cald} \geq T_{ACP} \quad (7.2)$$

Când există cerere de încălzire de la ACP, regulatorul va porni automat pompa (18) circuitului de consum (Fig. 7.5. (d)). Rezervorul solar are prioritate în aprovizionarea cu apă caldă pentru încălzire. La început se verifică dacă temperatura apei din partea superioară a rezervorului solar satisface condiția enunțată în expresia 7.2, unde T_{cald} reprezintă temperatura apei din partea superioară a rezervorului solar. Dacă această condiție este satisfăcută, regulatorul pornește pompa hidraulică (14), iar dacă nu, regulatorul pornește pompa de căldură și pompele hidraulice corespondente (7 și 13) și comută valva cu trei căi (12) spre butelia de decuplare (Fig. 7.5. (b)). Când regulatorul decide folosirea pompei de căldură pentru încălzirea spațiului interior, valva cu trei căi (12) va fi întotdeauna poziționată spre butelia de decuplare deoarece încălzirea este sarcina prioritară a pompei de căldură. Așadar, dacă pompa de căldură se află în mijlocul procesului de preparare a apei calde menajere, această acțiune va fi întreruptă și preluată de către rezistența electrică (8). De asemenea, când clădirea este încălzită de pompa de căldură, constrângerea din ecuația 7.2 va fi întotdeauna satisfăcută deoarece pompa de căldură furnizează întotdeauna apă la temperatura de 65°C și se stabilește o constrângere în ACP pentru comanda maximă (temperatura maximă a apei de intrare în radiator este de 60°C). Deci temperatura apei furnizate de către pompa de căldură va fi întotdeauna mai ridicată decât cererea ce provine de la ACP.

7.6. Criteriile de evaluare a performanței sistemului de control

Pentru a evalua performanța sistemului de management energetic al clădirii (SMEC) propus, trebuie comparate rezultatele acestuia cu cele ale sistemelor de referință. Pentru a face acest lucru, este necesară definirea unor criterii de performanță. Aceste criterii trebuie să reflecte într-o singură valoare performanța specifică de comparat. În continuare sunt prezentate performanțele așteptate ale sistemului și sunt definite criteriile de evaluare ale acestora.

Din moment ce scopul SMEC este de a asigura confortul termic, cu un consum minim de energie, performanțele căutate sunt respectarea condițiilor de confort și consum energetic. O caracteristică specifică a sistemului de control este agresivitatea comenzii calculate. Această caracteristică joacă un rol decisiv în gradul de uzură a dispozitivelor de acționare, deci devine foarte important în situații în care echipamentele de acționare sunt foarte scumpe, cum sunt cazurile pompelor de căldură și ale celor hidraulice.

7.6.1. Criteriul confortului

Din moment ce sistemul tratat este unul de tip multi-sursă, multi-consumator și există doi consumatori (încălzirea clădirii și prepararea apei calde menajere), confortul depinde de ambele sarcini. Pentru prepararea apei calde menajere, confortul este descris de asigurarea constantă a unei temperaturi mai ridicate de 55°C a apei în partea superioară a rezervorului dedicat acestei acțiuni. Această valoare este stabilită pentru a preveni dezvoltarea bacteriei Legionella.

Limitele inferioare pentru confortul termic au fost definite în subcapitolul 7.4 ca 19°C între orele 07:00 și 22:00 și 16°C în rest. Deci, confortul este asigurat dacă temperatura aerului din interior este

întotdeauna peste limitele minime impuse. În acest caz vor fi folosite două criterii: primul se referă doar la confortul termic și reprezintă excesul ponderat de PPD (procentul previzibil de nemulțumiți), iar al doilea se referă la o combinație între confort și consumul energetic și reprezintă startul optim al sistemului de încălzire. În continuare sunt descrise aceste criterii:

Excesul ponderat al procentului previzibil de nemulțumiți (PPD.m)

Indicii PMV (vot mediu previzibil) și PPD (procentul previzibil de nemulțumiți) [Fanger, 1972] sunt folosiți într-un număr mare de reglementări internaționale și în special în standardul ISO 7730 - *Ambianțe termice moderate – Determinarea analitică și interpretarea confortului termic prin calculul indicilor PMV și PPD și specificarea criteriilor de confort termic local* [Comitetul European pentru Standardizare, 2005]. Totuși, acești indici descriu confortul instantaneu, în schimb în cazul de față e nevoie de un criteriu care să aprecieze confortul termic pe întreaga perioadă de simulare. Așadar, în cadrul comparațiilor s-a folosit indicele PPD.m (excesul ponderat al procentului previzibil de nemulțumiți) descris de standardul european EN 15251 [Comitetul European pentru Standardizare, 2007].

Se consideră că zona de confort corespunde unui indice PMV care variază între -0,5 și +0,5 (categoria doi în standardul EN 15251), care corespunde temperaturii minime, respectiv celei maxime. O strategie de consum energetic minim va rezulta întotdeauna în menținerea temperaturii cât mai aproape de limita inferioară a intervalului de confort termic. Așadar, respectarea limitei superioare este implementată automat de această strategie. Din acest motiv, nu se va lua în considerare limita superioară a intervalului în evaluarea disconfortului termic.

Se definește o funcție ponderată fp , pentru perioada de timp în care PMV depășește zona de confort, care este o funcție de PPD. Această funcție este zero când PMV este deasupra limitei inferioare:

$$fp = 0, \quad \text{cand } PMV > -0.5 \quad (7.3)$$

și se calculează cu următoarea relație, când PMV este sub limita inferioară:

$$fp = \frac{PPD}{PPD_{min}}, \text{ cand } PMV < -0.5 \quad (7.4)$$

unde PPD_{min} este PPD corespunzător unui $PMV=-0,5$, adică $PPD_{min}=10\%$. Odată ce se obține distribuția funcției de ponderare, se calculează excesul ponderat PPD prin însumarea valorilor funcțiilor ponderate înmulțite cu intervalul de timp în care funcția a avut valoarea respectivă:

$$PPD.m = \sum_{i=1}^n fp_i \cdot t_{fp_i} \quad (7.5)$$

unde n reprezintă numărul de valori distincte ale funcției ponderate și t_{fp_i} reprezintă intervalul de timp în care funcția a avut valoarea i . Deci, se poate realiza o evaluare a insatisfacției oamenilor pe o anumită perioadă de timp, exprimată printr-o singură valoare. În cazul de față, se calculează acest indice doar pentru perioada de ocupare a clădirii, adică între ora 07:00 și ora 22:00.

Pornirea optimă

Unul din aspectele esențiale ale unui SMEC este posibilitatea de a reporni încălzirea într-o clădire în momentul potrivit pentru a putea avea temperatura optimă la începerea perioadei de ocupare. Lipsa unei asemenea funcții poate duce fie la disconfort termic dacă reîncălzirea este

începută prea târziu, fie la pierderi de energie, dacă reîncălzirea este începută prea devreme. Procedura pentru începerea optimă a reîncălzirii este oferită în standardul european EN 12098-2 [Comitetul European pentru Standardizare, 2001]. În Fig.7.6 este reprezentată grafic estimarea unei performanțe bune conform standardului mai sus menționat. În momentul în care temperatura de referință se schimbă de la 16°C la 19°C, se desenează o fereastră de verificare a pornirii în jurul punctului corespunzător orei la care se face schimbarea și temperaturii dorite. Fereastra de verificare are o lățime de 30 de minute (15 min înainte de momentul schimbării punctului de referință și 15 min după acesta) și o înălțime de 1°C (împărțită în mod egal de ambele părți ale temperaturii limită). Deci regulatorul respectă standardul european, dacă temperatura măsurată a aerului din interiorul clădirii trece prin această fereastră de verificare în momentul schimbării temperaturii de referință, în fiecare zi.

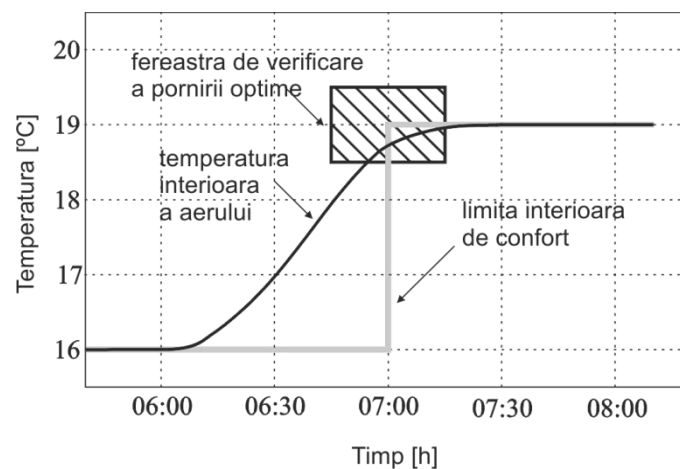


Fig. 7.6. Verificarea pornirii optime

7.6.2. Criteriul consumului energetic

Acest criteriu trebuie să reflecte consumul total de energie pentru asigurarea confortului cerut de către utilizatori. Sistemul hidraulic al

clădirii de test consumă doar energie electrică. Încălzitorul electric din rezervorul de apă caldă menajeră, pompa de căldură, toate pompele hidraulice și valvele sunt consumatori de energie electrică. Deci, criteriul care reflectă consumul de energie al sistemului din Fig. 7.3 îl reprezintă consumul total de energie al sistemului pe întreaga perioadă de testare.

Din moment ce schimbarea radicală în SMEC propus față de cele de referință se referă la controlul încălzirii, interesul trebuie direcționat spre consumul de energie pentru încălzire:

$$E_{\text{încălzire}} = \dot{m}_{\text{apa}} c_{\text{apa}} \int (\theta_{\text{intrare}}(t) - \theta_{\text{iesire}}(t)) dt \quad (7.4)$$

unde:

- \dot{m}_{apa} - reprezintă fluxul masic de apă prin toate radiatoarele;
- c_{apa} - reprezintă capacitatea calorică specifică a apei;
- θ_{intrare} - reprezintă temperatura apei la intrarea în radiatoare;
- θ_{iesire} - reprezintă temperatura apei la ieșirea din radiatoare.

7.6.3. Criteriul ciclurilor de pornire-oprire

Sistemul hidraulic din Fig. 7.3 conține unele echipamente, precum pompele hidraulice și cea de căldură, care sunt sensibile la cicluri de pornire multiple. Așadar, o performanță adițională a sistemului este numărul de cicluri pornire/oprire ale pompelor mai sus amintite. Un număr mai mic de cicluri de repornire reprezintă o performanță superioară deoarece reduce uzura dispozitivelor de acționare.

7.7. Evaluarea comparativă a rezultatelor simulărilor

Pentru a putea stabili dacă sistemul propus este superior celor de referință, acestea trebuie testate. Testarea se va face prin intermediul simulării în cadrul unui program dedicat, *Energyplus*.

S-a decis testarea celor trei sisteme diferite de control pe perioade de câte șase zile reprezentative pentru condiții meteorologice diferite. Prima simulare s-a făcut pentru o perioadă de șase zile din iarnă, iar cea de-a doua pentru o perioadă de șase zile de la sfârșitul iernii și începutul primăverii. S-a făcut această alegere deoarece în timpul iernii există temperaturi exterioare joase și cu variații mici între două zile; în schimb, în perioada dintre anotimpuri variația temperaturii aerului exterior între două zile consecutive este suficient de mare încât sistemul de încălzire să trebuiască oprit și pornit în aceeași zi. De asemenea s-a luat decizia de a face testul pe două zone geografice diferite pentru a avea o diferență între temperaturile medii exterioare și radiația solară totală. Aceste diferențe de temperaturi pot influența direct timpul de repornire a sistemului și consumul energetic. Orașele alese sunt Timișoara și Genova (Italia). Timișoara are o climă temperat continentală, pe când Genova a fost ales pentru tipul diferit de climă: mediteranean. Datele statistice au fost preluate din biblioteca dedicată a programului *Energyplus*. Rezumând, s-a simulat comportamentul termic al clădirii pentru cele trei sisteme diferite pe perioade de câte 6 zile în fiecare dintre cele două orașe amintite mai sus. Temperaturile exterioare, precum și radiațiile difuze și directe sunt reprezentate în graficele de mai jos:

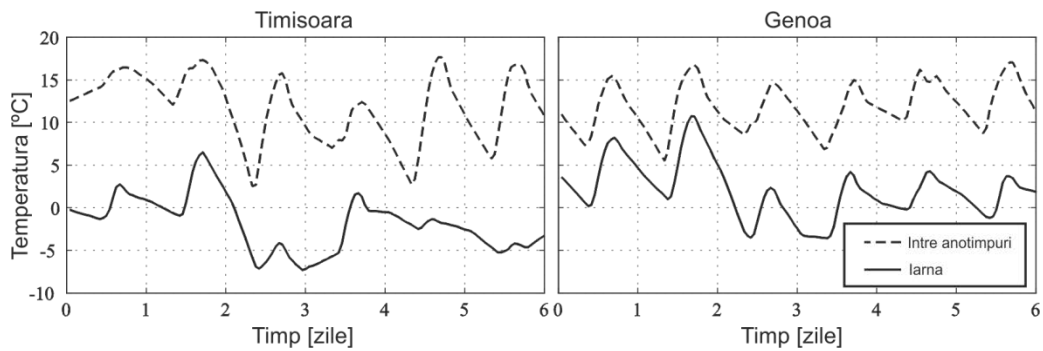


Fig. 7.7. Temperatura exterioră a aerului pentru perioada simulată

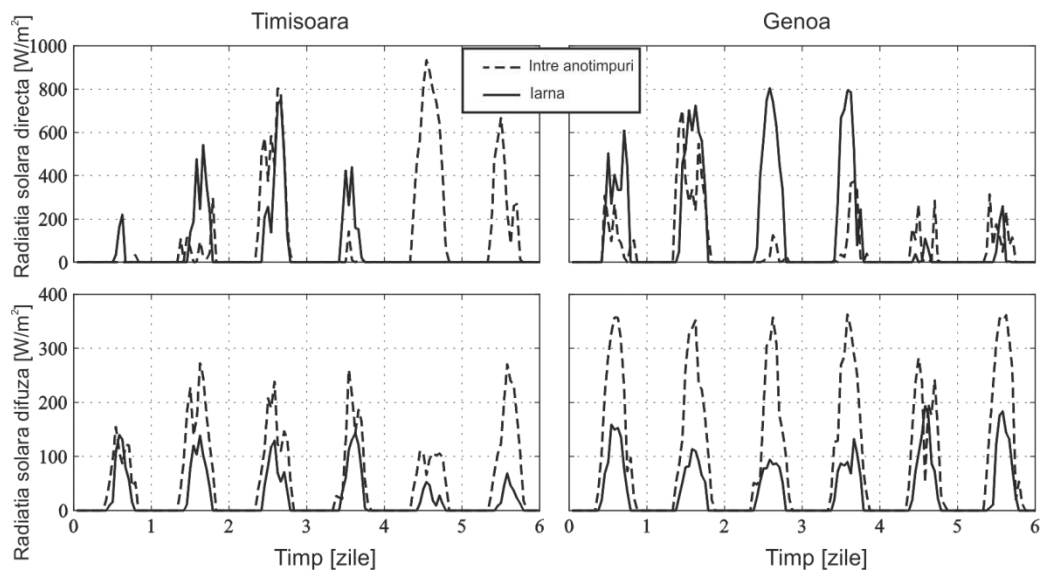


Fig. 7.8. Radiația directă și difuză pentru perioada simulată

Se vor analiza pe rând rezultatele simulării folosind datele celor două orașe; se va începe cu rezultatele simulării pentru Timișoara. În Fig. 7.9 se regăsesc rezultatele simulării în ceea ce privește temperatura medie interioară pentru Timișoara în perioada de iarnă și în perioada dintre anotimpuri, obținute pentru cele trei sisteme de control. În acest caz se observă că temperatura medie obținută cu sistemele cu reglatoare PID sau PID cu pornire programată sunt în general mai ridicate decât cele obținute

cu regulatorul ACP. Totuși, în ultimul caz, nu s-a coborât sub limita inferioară a intervalului de confort, rezultând faptul că în primele două cazuri a existat un consum mai ridicat de energie pentru a menține confortul minim. În ceea ce privește confortul termic la începutul perioadei de ocupare, se observă că regulatorul de tip PID are cea mai slabă performanță. Acesta repornește încălzirea în momentul schimbării temperaturii de referință, în acest fel introducându-se un decalaj important între temperatura interioară și cea de referință în momentul începerii ocupării clădirii. Pentru a compara performanțele pentru sistemul cu regulator PID cu pornire programată și sistemul cu regulator ACP, s-a realizat testul de pornire optimă pentru întreaga perioadă simulată. În cazul regulatorului ACP, testul este pozitiv pentru întreaga perioadă simulată. Însă nu același lucru se poate spune despre regulatorul PID cu pornire programată. În Fig. 7.10. se observă că pentru a cincea zi din perioada de iarnă temperatura interioară atinge valoarea de referință prea târziu, compromițând confortul; în cea de-a patra zi din perioada dintre anotimpuri, sistemul de încălzire a fost pornit prea devreme, rezultând un consum inutil de energie.

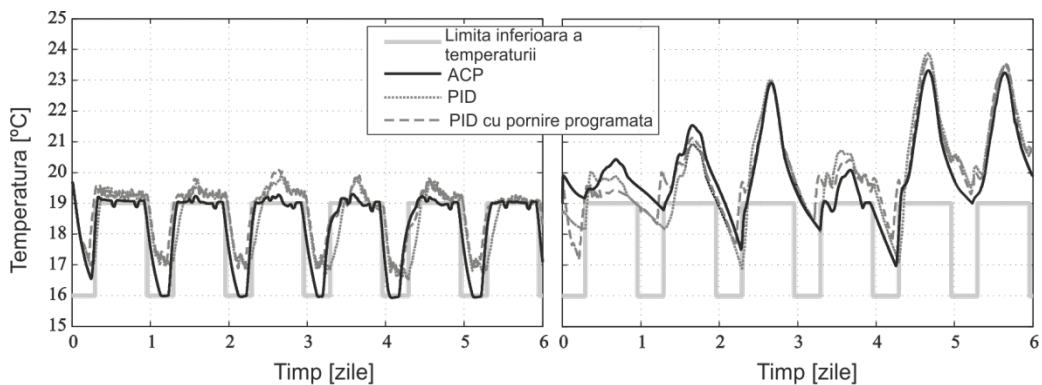


Fig. 7.9. Comparație între evoluția temperaturii interioare obținute din simularea celor trei sisteme de control pentru (a) perioada de iarnă și (b) perioada dintre anotimpuri

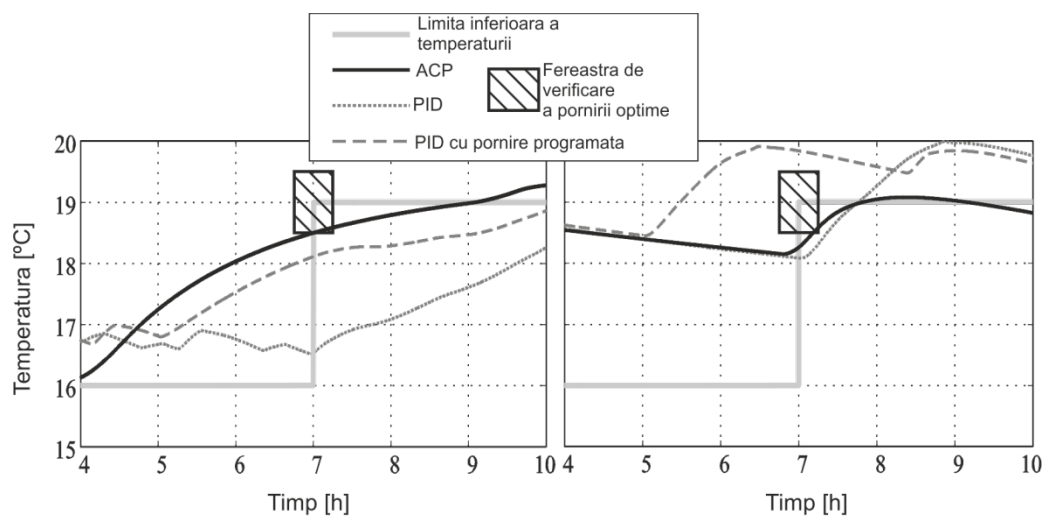


Fig. 7.10. Testul de pornire optimă pentru cele trei sisteme de control în (a) a cincea zi a perioadei de iarnă și (b) a patra zi a perioadei dintre anotimpuri

Rezultatele tuturor criteriilor testate pentru condițiile meteorologice din Timișoara sunt centralizate în Tab. 7.1.

Pentru perioada de iarnă se observă că sistemul cu regulator ACP consumă cea mai puțină energie pentru încălzirea clădirii și oferă, în același timp, cel mai bun control termic. Cantitatea de energie economisită nu este foarte mare pentru sistemul propus în comparație cu cele de referință, însă îmbunătățirea confortului termic reprezintă un rezultat important. De asemenea, testul de pornire optimă a fost trecut doar de către regulatorul de tip ACP, ceea ce înseamnă că acest tip de sistem poate să anticipeze corect timpul de repornire în funcție de starea de moment a clădirii și de condițiile meteorologice. Cantitatea totală de energie consumată în cazul SMEC propus este nesemnificativ mai mare decât în cazul regulatorului de tip PID și este chiar mai mică decât în cazul regulatorului PID cu pornire programată. Acest lucru se explică prin faptul că SMEC propus folosește pompa de căldură de fiecare dată când condițiile meteorologice nu sunt favorabile, astfel obținând un coeficient de

performanță (COP) al pompei de căldură mai slab. Aceasta poate fi o direcție în care se pot găsi îmbunătățiri, prin luarea în considerare a prognozelor meteorologice și în cazul operațiilor cu pompa de căldură.

SMEC cu ACP a reușit să reducă drastic și numărul de cicluri pornire/oprire ale pompelor auxiliare și ale celei de căldură. Acest lucru reduce gradul de uzură a acestor echipamente scumpe și mărește durata de viață a acestora.

Rezultatele pentru perioada dintre anotimpuri păstrează aceleași tendințe ca și în cazul perioadei de iarnă. Diferența majoră apare la nivelul consumului energetic. Așadar, procentul de reducere a consumului de energie este mai mare în cazul SMEC propus pentru perioada dintre anotimpuri, decât pentru perioada de iarnă. Un fenomen special apare în cazul *PPD.m* pentru sistemul cu regulator PID cu pornire programată; acesta este 0. Acest lucru se datorează faptului că în această perioadă temperaturile sunt mult mai ridicate decât în perioada de iarnă, deci pornirea cu două ore în avans a sistemului de încălzire este mai mult decât suficient pentru a ajunge la temperatura de referință. Și, din moment ce excesul ponderat PPD este penalizat doar în momentul în care temperatura interioară este mai scăzută decât temperatura de referință (ecuațiile 7.3, 7.4 și 7.5), acest indice devine 0. Totuși, problema în acest caz apare la consumul de energie. Se consumă mai multă energie decât este necesar pentru a asigura minimul de confort termic. Acest lucru se reflectă și în rezultatele prezentate în Tab. 7.1.

Rezultatele simulării pentru orașul Genova (cu controlul termic ilustrat în Fig. 7.9 și criteriile de performanță în Tab. 7.2) au arătat aceeași tendință ca și pentru Timișoara. SMEC propus a micșorat consumul total de energie în comparație cu sistemele de referință atât pentru perioada de iarnă, cât și pentru cea dintre anotimpuri. Această reducere este chiar mai accentuată decât în cazul Timișoarei. Se poate observa în Fig. 7.9, că media temperaturii interioare obținute în cazul reguletoarelor PID este mai mare decât cea obținută în cazul ACP. Totuși, sistemul cu ACP nu coboară sub

limita de confort termic stabilită. Acest lucru înseamnă că regulatoarele PID consumă mai multă energie decât cel cu ACP pentru a asigura temperatura necesară minimului de confort.

Pentru regulatorul PID cu pornire programată, se poate remarca același fenomen ca și pentru condițiile meteorologice specifice Timișoarei: repornirea sistemului de încălzire în avans nu penalizează excesul ponderat PPD, ci consumul de energie, precum și pornirea optimă.

Concluzia care poate fi trasă după analizarea tuturor rezultatelor este că SMEC cu ACP are întotdeauna o performanță superioară sistemelor de referință cu care a fost comparat în ceea ce privește mixul de confort termic și consum redus de energie. Dacă modelul clădirii, prognoza meteorologică și programul de ocupare sunt corecte, ACP asigură confortul termic cu un consum minim de energie.

Tab. 7.1 Comparația criteriilor de performanță pentru orașul Timișoara

Criteriul de performanță	Iarna				
	PID	PID _{pp}	ACP	ACP/ PID	ACP/ PID _{pp}
Consumul total de energie [kwh]	233	239	235	+0,9%	-1,7%
Consumul de energie pentru încălzire [kwh]	314	318	303	-3,5%	-4,7%
Excesul ponderat PPD.m [h]	167	14,2	5	-97%	-65%
Pornire optimă	N	N	P	-	-
Cicluri pornire-oprire pentru pompele auxiliare	88	99	10	-88%	-89%
Cicluri pornire-oprire pentru pompa de căldură	135	143	34	-74%	-76%
	Între anotimpuri				
Consumul total de energie [kwh]	53	55	45	-15%	-18%
Consumul de energie pentru încălzire [kwh]	86	93	71	-17%	-23%
Excesul ponderat PPD.m [h]	69	0	7	-88%	-
Pornire optimă	N	N	P	-	-
Cicluri pornire-oprire pentru pompele auxiliare	19	21	7	-60%	-64%
Cicluri pornire-oprire pentru pompa de căldură	87	56	34	-41%	-40%

Tab. 7.2 Comparația criteriilor de performanță pentru orașul Genova

Criteriul de performanță	Iarna				
	PID	PID _{pp}	ACP	ACP/ PID	ACP/ PID _{pp}
Consumul total de energie [kwh]	137	141	115	-15,9%	-18,3%
Consumul de energie pentru încălzire [kwh]	213	221	191	-10,3%	-13,5%
Excesul ponderat PPD.m [h]	94	0	9	-89,5%	-
Pornire optimă	N	N	P	-	-
Cicluri pornire-oprire pentru pompele auxiliare	89	95	9	-88,9%	-89,6%
Cicluri pornire-oprire pentru pompa de căldură	117	122	27	-77,1%	-78%
	Între anotimpuri				
Consumul total de energie [kwh]	21	21	17	-18,2%	-18,2%
Consumul de energie pentru încălzire [kwh]	35	35	29	-16,7%	-16,7%
Excesul ponderat PPD.m [h]	14	0	12	-13,3%	-
Pornire optimă	P	N	P	-	-
Cicluri pornire-oprire pentru pompele auxiliare	10	7	5	-45,5%	-25%
Cicluri pornire-oprire pentru pompa de căldură	44	41	35	-20%	-14,3%

7.9. Concluzii

Regulatorul proiectat în Capitolul 4 calculează temperatura apei la intrarea în radiator care satisface confortul termic și minimizează consumul de energie. Totuși, sistemul hidraulic de încălzire care asigură disponibilitatea de apă caldă în clădire are nevoie de un SMEC. Așadar, pentru a evalua impactul real al regulatorului ACP propus, acesta trebuie integrat într-un SMEC.

S-a propus un SMEC și s-a testat performanța acestuia pentru perioade de câte șase zile pentru clima temperat continentală (Timișoara) și mediteraneană (Genova). Sistemul, incluzând ACP propus, și clădirea au fost simulate cu ajutorul unui program dedicat. Evaluarea performanței SMEC cu ACP a fost realizată prin compararea rezultatelor simulării cu rezultatele obținute în urma simulării a două sisteme clasice (considerate de referință). Soluțiile clasice au fost: SMEC bazat pe un regulator PID și pe un regulator PID cu pornire programată. Criteriile urmărite au fost raportate la confortul termic, consumul total de energie și numărul de cicluri de pornire/oprire pentru elementele sistemului hidraulic de încălzire. Compararea performanțelor a relevat faptul că ACP reduce drastic disconfortul termic, reduce semnificativ numărul de cicluri de pornire-oprire și, aproape întotdeauna, reduce consumul de energie.

Capitolul 8

Sumar. Concluzii și perspective.

Contribuții personale

8.1. Sumar

O integrare eficientă a energiei derivate din surse regenerabile în clădiri trece prin trei etape esențiale. Acestea sunt proiectarea sistemului, dimensionarea acestuia și controlul lui. În momentul actual, proiectarea sistemelor energetice ale clădirilor se realizează aproape exclusiv pe baza experienței experților. Experții oferă în general diferite configurații de sisteme, care, în opinia lor, se potrivesc cel mai bine clădirii în cauză, și apoi se evaluează aceste alternative prin intermediul simulărilor dinamice. Deși simulările dinamice oferă rezultatele cele mai realiste, practicile curente nu garantează o alegere optimă a sistemului.

Prima problemă apare în cazul clădirilor ocupate intermitent, unde există cel puțin două valori ale temperaturii de referință. Pentru a putea evalua sarcina termică a clădirii, în scopul folosirii ei la dimensionarea sistemului, în practică se consideră că temperatura interioară urmează exact valoarea de referință. Această ipoteză face ca sarcina maximă să depindă de intervalele de eșantionare din timpul simulării. Acest lucru poate duce la o dimensionare incorectă a sistemului.

O altă problemă apare în momentul în care se compară două sisteme diferite. Pentru a putea decide care sistem are o performanță mai bună, ambele sisteme trebuie optimizate (dimensionare și control optim). Din păcate, în timpul procesului de simulare, reglatoarele nu sunt optimizate; aceasta poate fi o cauză destul de importantă pentru o performanță slabă a sistemului. Se pot distinge două sisteme de control. Primul regulator manipulează sistemul multi-sursă, iar al doilea reglează temperatura interioară. Ambele sisteme au un impact important asupra performanței sistemului multi-sursă. În ceea ce privește regulatorul de reglare a temperaturii interioare, în momentul de față, soluția cea mai potrivită pare a fi Algoritmul de Control Predictiv. Însă, prin folosirea funcției clasice obiectiv folosită în controlul temperaturii în momentul de față, nu se minimizează și consumul de energie.

Pentru a evita neajunsurile care rezultă din presupunerea că temperatura interioară urmează valoarea ei de referință, am propus transformarea problemei estimării sarcinii termice într-o problemă de control. Clădirea este considerată un sistem termic perturbat de către vreme, unde regulatorul calculează căldura necesară pentru a stabili temperatura interioară. Fluxul termic calculat de către regulator reprezintă de fapt sarcina termică a clădirii. Calculul lui se bazează pe evoluția reală a temperaturii interioare, și nu pe valoarea ei de referință. Așadar, intervalele de eșantionare nu vor influența sarcina termică rezultată, chiar dacă punctul de referință se schimbă brusc.

În cazul clădirilor ocupate intermitent, de obicei există cel puțin două valori ale temperaturii de referință într-un interval de 24 de ore. În acest caz, abilitatea sistemului de a restabili confortul termic în clădire este foarte importantă. Așadar, pentru calculul sarcinii termice am propus o strategie pe baza unui model de programare predictivă (MPP), care este o modificare a algoritmului de control predictiv (ACP). Diferența dintre cele două constă în faptul că prima este o optimizare fără constrângeri (cu excepția comenzii pozitive) și comanda este calculată o singură dată fără un

feedback de stare. MPP propus este capabil să repornească sistemul în avans pentru a asigura confortul termic la începutul perioadei de ocupare. Folosit împreună cu tehnica de control *feedforward*, acesta poate folosi prognoza meteorologică pentru optimizarea consumului energetic.

Informațiile necesare pentru MPP sunt modelul clădirii, adaosurile libere, variația ventilației și înregistrări ale condițiilor meteorologice locale. Din moment ce acest instrument este folosit în principal în etapa de proiectare a sistemului, modelul clădirii poate fi identificat folosind date de intrare și ieșire obținute prin simulare. Înregistrările datelor meteorologice se pot găsi în cadrul programelor dedicate de simulare (în lucrarea de față au fost folosite cele aparținând programului de simulare *Energyplus*).

În ceea ce privește controlul sistemului, am propus un regulator care asigură confortul termic cu un consum minim de energie. Acesta este un regulator de tip ACP (algoritm de control predictiv) care folosește prognoza meteorologică pentru controlul optim al temperaturii. Aici, contribuția personală este noua funcție obiectiv propusă pentru ACP, împreună cu algoritmul sugerat pentru rezolvarea problemei de optimizare.

Spre deosebire de funcția obiectiv clasică, cea propusă minimizează comanda viitoare în funcție de constrângerile la fluxul termic și la temperatura interioară. Minimizarea comenzii, în locul minimizării pătratului incrementului acesteia asigură un consum minim de energie. Constrângerile la nivelul fluxului termic (sau echivalent la nivelul temperaturii de intrare a apei în radiator) iau în considerare potențialul maxim al sistemului de încălzire pentru a asigura performanța cerută. Constrângerile la nivelul temperaturii interioare asigură confortul termic din clădire.

Funcția obiectiv propusă elimină de asemenea și neajunsurile principiului compromisului între confortul termic și consumul energetic și cele ale folosirii unei temperaturi de referință, în locul unui interval de confort termic. Prin forțarea temperaturii interioare să se apropie cât mai

mult de un punct de referință în loc să fie lăsată să baleieze într-un anumit interval se consumă mai multă energie decât este necesar. Funcția obiectiv propusă permite temperaturii să varieze într-un interval de temperatură predeterminat și nu sacrifică confortul în dauna consumului energetic. Prin folosirea funcției obiectiv propuse, sistemul va lua în considerare inerția clădirii și prognoza meteorologică pentru a menține confortul minim cu un consum energetic minim.

O altă contribuție o reprezintă ideea de a folosi cunoștințe fizice pentru a îmbunătăți performanța controlului. Primul loc unde aceasta este folosită este în identificarea parametrilor modelului clădirii. Controlul optim este o tehnică bazată pe model, deci este necesară existența unui model. În această lucrare modelul clădirii este obținut în doi pași. În primul rând, este obținută o structură de grad mic a modelului din observații fizice, iar apoi, parametrii acestuia sunt obținuți prin metoda celor mai mici pătrate. Această combinație oferă o proiecție a unui sistem complex, de grad ridicat, într-un model de grad mic, obținut prin reprezentarea fizică a comportamentului termic al clădirii. Al doilea loc unde este folosită această tehnică este în depășirea problemei neliniarității modelului. Am identificat la început caracteristica neliniară și apoi am propus o metodă de a o folosi pentru a liniariza modelul. Liniarizarea propusă a făcut ca modelul să fie valid pe întregul spectru de operare, nu doar în jurul unui punct de operare cum este în liniarizarea clasică.

Pentru sistemul multi-sursă, am propus un sistem de management energetic al clădirii (SMEC), care folosește informații de la comanda ACP. Acest lucru permite SMEC să folosească sursele de energie într-un mod mai eficient. Totuși, SMEC propus nu este un sistem de control optim, deci pot fi aduse îmbunătățiri la acest nivel.

Am testat ACP propus și i-am comparat rezultatele cu cele ale unor sisteme clasice, recunoscute. Comparația a fost realizată în conformitate cu anumite criterii sugerate de către standardele europene în domeniu. În toate simulările, ACP a avut o performanță mai bună,

asigurând un confort termic adecvat printr-un consum mai mic de energie. În plus, comanda calculată de ACP nu este atât de agresivă, lucru care duce la mărirea timpului de viață al echipamentelor folosite (unele foarte scumpe).

Totuși, aceste rezultate foarte bune au fost obținute în principal datorită modelului precis al clădirii. În viața reală, identificarea modelului nu este la fel de simplă pentru sisteme mai complexe.

8.2. Concluzii și perspective

Concluzii

1. Sistemele de control cu Algoritmi de Control Predictiv reprezintă soluții de viitor pentru utilizarea optimă a unui mix de energie din surse regenerabile și convenționale în clădirile ocupate intermitent. Sistemul de control propus, care folosește ACP, este superior celor de referință:
 - a. prin reducerea drastică a disconfortului termic;
 - b. prin reducerea semnificativă a numărului de cicluri de pornire/oprire;
 - c. prin reducerea sensibilă a consumului de energie.
2. Elementele de macro-mediu (temperatura exterioară, radiația solară) influențează decisiv performanța sistemelor:
 - a. diferențe semnificative între rezultatele din cele două perioade simulate în aceeași poziție geografică;
 - b. diferențe semnificative între rezultatele din cele două poziții geografice simulate în aceeași perioadă.
3. Integrarea optimă a energiei din surse regenerabile de energie în procesul de încălzire a clădirilor se realizează printr-un Sistem de Management Energetic al Clădirilor ce folosește un sistem de control

de tip ACP (algoritm de control predictiv), dacă este identificat corect modelul clădirii (sarcină dificilă în cazuri complexe)

Perspective

Deși s-au obținut rezultate importante pe această direcție de cercetare, există multe puncte în care acestea ar putea fi continuate:

- În cazul tratat, modelul termic este bazat pe un model monozonal. Trebuie investigate și modelele multizonale. Întrebările care ar putea apărea sunt descrise mai jos.
 - > se dezvoltă algoritmi de control predictivi pentru fiecare zonă sau se identifică o nouă funcție de distribuție a fluxului termic în fiecare zonă?
 - > cum afectează performanța sistemului îmbinarea dintre două sau mai multe zone?
 - > pentru fiecare zonă, trebuie definită o funcție obiectiv care ia în considerare nevoile zonelor adiacente?

În simulările efectuate, s-a considerat că prognozele meteorologice sunt 100% influențabile. Trebuie verificat impactul pe care îl poate avea precizia prognozelor asupra consumului energetic și a confortului termic.

8.3. Contribuții personale

Contribuțiile personale de ordin teoretic:

- determinarea modelului dinamic al unei clădiri ocupate intermitent:
 - formularea modelului clădirii;
 - transformarea problemei estimării calcului sarcinii termice într-una de control;

- liniarizarea modelului identificat pentru identificarea parametrilor acestuia;
- identificarea parametrilor sistemului folosind metoda pătratelor minime;
- propunerea unui algoritm *feedforward* pentru compensarea condițiilor meteorologice și a unui algoritm de control predictiv pentru controlul temperaturii;
- propunerea unei noi funcții de cost pentru ACP, care să includă și criteriul consumului energetic;
- identificarea criteriilor de evaluare a performanței controlului termic al unei clădiri ocupate intermitent.

Contribuțiile personale de ordin practic:

- testarea soluțiilor teoretice propuse prin folosirea unor programe dedicate:
 - simularea sistemului complex în programul EnergyPlus;
 - simularea controlerului în Simulink;
 - simularea comportamentului termic al clădirii prin integrarea celor două modele cu ajutorul BCVTB;
- realizarea unor teste pentru condiții atmosferice diferite determinate de perioada din an și de localizarea geografică;
- compararea sistemului propus cu sistemele de referință pe baza unor date statistice.

Bibliografie

1. A. Keyhani, M. N. Marwali, M. Dai, *Integrarea energiilor verzi și regenerabile în sisteme de energie electrică*, Wiley, 2010
2. A. Maczulak, *Surse și metode de obținere a energiilor regenerabile*, Infobase Publishing, 2009
3. Achterbosch G., de Jong P., Krist-Spit C., van der Meulen S., Verbene J., *Dezvoltarea unui model dinamic termic convenabil pentru clădiri*, în *Energie și Clădiri*, nr. 8(3), 1985, p. 183-196
4. Agenția Franceză pentru Mediu și Management Energetic, *Cifre cheie ale relației clădire-energie-mediu*, 2010
5. Agenția Internațională Pentru Energie, *Foaie de parcurs tehnologică. Clădiri eficiente energetic: echipamente de încălzire și de răcire*, 2011
6. Agnolucci P., *Factors influencing the likelihood of regulatory changes in renewable electricity* in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 12, Issue 1, January 2008, P.141-161
7. Balan R., Cooper J., Chao K.M, Stan S, Donca R., *Identificarea parametrilor și controlul predictiv pe bază de model a temperaturilor din interiorul unei case*, în *Energie și Clădiri*, nr. 43, 2011, p. 748-758
8. Banos R., Manzano-Agugliaro F., Montoya F.G., Gil C., Alcayde A., Gomez J., *Optimization methods applied to renewable and sustainable energy: A review* in *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Volume 15, Issue 4, May 2011, P. 1753-1766

9. Bauer M., Scartezzini J.L., *O metodă de corelație simplificată pentru sarcinile de încălzire și de răcire în clădirile eficiente energetic*, în *Energie și Clădiri*, nr. 27(2), 1998, p. 147-154
10. Bernard C., Guerrier B., Rosset-Louerat M., *Managementul optim al energiei clădirilor: Partea I – modelarea*, *Jurnalul de inginerie energetică solară*, nr 114, 1992, p. 2-12
11. Bernard C., Guerrier B., Rosset-Louerat M., *Managementul optim al energiei clădirilor: Partea II – controlul*, *Jurnalul de inginerie energetică solară*, nr 114, 1992, p. 13-22
12. Boaventura Cunha J., Couto C., Ruano A., *Estimarea în timp real a parametrilor modelelor termice dinamice pentru controlul gazelor cu efect de seră*, în *Practici în ingineria controlului*, nr. 5(10), 1997, p. 1473-1481
13. Camacho E. F., Bordons A.C., *Controlul predictiv al modelelor*, ediția a 2-a, Springer, Londra, 2004
14. Catalina T., *Estimarea consumului energetic al clădirilor rezidențiale și analiza sistemelor de energie regenerabile folosind o metodologie multicriteriu de decizie*, Teză de doctorat, Institutul Național de Științe Aplicate, Lyon, 2009
15. Cellier F.E., *Modelarea sistemelor continue*, Springer, New York, 1991
16. Chen T.Y., *Aplicații ale controlului predictiv adaptiv într-un sistem de încălzire prin pardoseală cu un histerezis termic mare*, în *Energie și Clădiri*, nr. 34, p. 45-51
17. Chen T.Y., Atheienitis A., *Investigații a problemelor practice în estimarea parametrilor termici ai clădirilor*, în *Construcții și Mediu*, nr 38 (8), 2003, p. 1027-1038
18. Chen T.Y., *Operații de control anticipat în timp real pentru sisteme termice ale clădirilor cu masă termică*, în *Energie și Clădiri*, nr. 33, 2001, p. 141-150

19. Clarke J.A., *Simulări energetice în proiectarea clădirilor*, ediția a 2-a., Oxford, 2001
20. Coley D. A., Penman J.M., *Modelarea simplificată a răspunsului termic în managementul energetic al clădirilor, Lucrarea 3: Demonstrarea unui regulator funcțional*, în *Construcții și Mediu*, nr. 31 (2), 1996, p. 93-97
21. Comisia Europeană, *Comunicare de la Comisia Europeană către Consiliul European și Parlamentul European. O strategie energetică pentru Europa*, Bruxelles, 2007
22. Comitetul European pentru Standardizare, *EN 12098-2:2001, Controlul sistemelor de încălzire - Partea a 2-a: Controlul optim al pornirii-opririi echipamentelor pentru sisteme de încălzire cu apă caldă*, Bruxelles, Belgia, 2001
23. Comitetul European pentru Standardizare, *EN 15251:2007: Parametrii de intrare pentru proiectarea și evaluarea performanței energetice a clădirilor în ceea ce privește calitatea aerului, mediul termic, lumina și acustica*, Bruxelles, Belgia, 2007
24. Comitetul European pentru Standardizare, *Standardul ISO 7730:2005: Ergonomia mediului termic – determinarea analitică și interpretarea confortului termic cu ajutorul calculului indicatorilor PMV și PPD și criterii locale de confort termic*, Bruxelles, Belgia
25. Convenția Cadru a Națiunilor Unite privind Schimbările Climatice, *Protocolul Kyoto*, Kyoto, Japonia, 1997
26. Convenția Cadru a Națiunilor Unite privind Schimbările Climatice, *Acordul Copenhaga*, Copenhaga, Danemarca, 2009
27. David R., Alla H., *Rețele Petri și Grafset: instrumente pentru modelarea sistemelor cu evenimente discrete*, New York, Prentice Hall, 1992
28. del Rio P., Burguillos M., *An empirical analysis of the impact of renewable energy deployment on local sustainability* in *Renewable*

- and Sustainable Energy Reviews, Volume 13, Issues 6-7, August-September 2009, p.1314-1325
29. Dounis A.I., Caraiscos C., *Sisteme avansate de control pentru energie și managementul confortului în clădiri*, în Revista energiilor regenerabile și sustenabile, nr. 13, 2009, p.1246-1261
 30. Duburq S., Guillerminet S., *Control avansat pentru încălzire intermitentă*, în Lucrări ale Conferinței Clima 2000, august-septembrie 1997, Bruxelles, Belgia
 31. Duffie J.A., Beckman W.A., *Ingineria proceselor termice solare*, ediția a 3-a, Hoboken, New Jersey, SUA, John Wiley & Sons, 2006
 32. EnergyPlus, *Instrucțiuni pentru calculul cu EnergyPlus*, Laboratorul Național Lawrence Berkeley, SUA, 2009
 33. Fabrizio E., *Modelarea sistemelor multi-energetice în clădiri*, Teză doctorat, Institutul Național de Științe Aplicate, Lyon
 34. Falconett I., Nagasaka K., *Comparative analysis of support mechanisms for renewable energy technologies using probability distributions* in Renewable Energy, Volume 35, Issue 6, June 2010, P. 1135-1144
 35. Fanger, R.Y., *Analiza confortului termic și aplicarea în proiectare*, McGraw-Hill, New York, SUA 1972
 36. Freire R.Z., Oliveira G.H.C., Mendes N., *Regulatoare predictive pentru optimizarea controlului termic și economisirea de energie*, în Energie și Clădiri, nr. 40, 2008, p. 1353-1365
 37. Garcia-San M., *Un model redus al sistemelor de încălzire centrale ca un scenariu realist pentru analiza strategiilor de control*, în Modelare Matematică Aplicată, nr. 21(9), 1997, p.535-545
 38. Ghiaus C., Chicanas A., Inard C., *Identificare cu ajutorul cutiei gri a elementelor unităților de tratare a aerului*, în Practici în ingineria controlului, nr. 15(4), 2007, p. 421-433

39. Ghiaus C., *Echivalența între curba de sarcină și temperatura de operare liberă în metode de estimare energetică*, în *Energie și Clădiri*, nr. 38(5), 2006, p. 429-435
40. Ghiaus C., *Estimarea experimentală a comportamentului energetic al clădirilor folosind regresia robustă*, în *Energie și Clădiri*, nr. 38(6), 2006, p. 582-587
41. Ghiaus C., Hazzuk I., *Calculul sarcinii termice în clădirile ocupate intermitent*, în *Energie și Clădiri*, nr. 42 (8), 2010, p. 1248-1258
42. Grondzik W.T., *Manual de proiectare a sistemelor de aer condiționat*, ediția a 2-a, Burlington, SUA, 2007
43. Gruber P., Gwerder M., Todtli, J., *Controlul predictiv pentru aplicații de încălzire*, Al 7-lea Congres Mondial REHVA, Septembrie 2001, Napoli, Italia
44. Gyalistras D., Echipa OptiControl, *Folosirea prognozelor meteo și de ocupare pentru controlul optim al climatului clădirilor, Raport final ani*, Divizia de sisteme ecologice terestre și tehnologii ale clădirilor, Siemens Elveția, 2010
45. Gyalistras D., Gwerder M., *Folosirea prognozelor meteo și de ocupare pentru controlul optim al climatului clădirilor, Raport de doi ani*, Divizia de sisteme ecologice terestre și tehnologii ale clădirilor, Siemens Elveția, 2010
46. H. Lund, *Sisteme de energie regenerabile*, Elsevier, 2010
47. Haas R., Panzer C., Resch G., Ragwitz M., Reece G., Held A., *A historical review of promotion strategies for electricity from renewable energysources in EU countries* in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 15, Issue 2, February 2011, P. 1003-1034
48. Hensen J., *Despre simularea sistemelor pentru evaluarea performanțelor clădirilor*, în Al 4-lea Congres al Asociației Internaționale pentru Simularea Comportamentului Clădirilor, August, 1995, Madison, SUA

49. Herman L., Țucu D., *Criterii de optimizare pentru integrarea sistemelor energetice din surse regenerabile*, în Buletinul AGIR, Editura AGIR, Anul XV, nr. 2-3, aprilie-septembrie 2010, p. 113-117
50. Herman L., Țucu D., *Integrarea energiei din surse regenerabile în cadrul unei ferme independente*, în Proceedings of the 37th International Symposium on Agricultural Engineering "Actual Tasks on Agricultural Engineering", Opatija, Croația, Februarie 2011, p. 119-128
51. Herman L., Țucu D., *Optimizarea aprovizionării sistemelor energetice cu energie din surse regenerabile*, în Proceedings of the 6th International Conference Integrated Systems for Agri-Food Production, SIPA 09, Nyíregyháza, Ungaria, 2009, p. 219-224
52. Husaunndee A., Lahrech R., Vaezi-Nejad H., Visier J.C., *SIMBAD: un set de instrumente pentru proiectarea și testarea sistemelor de control HVAC*, în a 5-a conferință internațională a Asociației Internaționale pentru Simularea Comportamentului Clădirilor, Praga, Cehia, 1997
53. Incropera F.P., DeWitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S., *Fundamentele transferului termic și de masă*, ed. a 6-ea, John Wiley & Sons, 2006
54. Jaffal I., Inard C., Ghiaus C., *O metodă rapidă de anticipare a necesarului de încălzire pe baza proiectării experimentelor*, în Energie și Clădiri, nr. 41, 2009, p. 669-677
55. Jimenez M.J., Madsen H., Andersen K., *Identificarea principalelor caracteristici termice ale unei clădiri folosind Matlab*, în Construcții si Mediu, 43(2), 2008, p. 170-180
56. Klein S.A., Beckman W.A., Mitchell J.W., Duffie J. A., Duffie N.A., Freeman T. L., et.al, *TRNSYS 16 – Note Matematice (Vol. 5): Laboratorul de Energie Solară*, Universitatea din Wisconsin-Madison, SUA, 2004

57. Kolokotsa D., Pouliezos A., Stavrakakis G., Lazos C., *Tehnici de control predictiv pentru managementul calității energetice și a mediului interior în clădiri*, Construcții și Mediu, , nr. 44, 2009, p. 1850-1863
58. Kummert M., Andre P. Nicolas J., *Dezvoltarea modelelor simplificate pentru controlul optim al clădirilor solare*, în *Lucrări ale Congresului Societății de Energie Solara Eurosun 96*, Septembrie 1996, Freiburg Germania
59. Kummert M., Andre P., Niclas J., *Controlul optim al încălzirii într-o clădire comercială solară pasivă*, în *Energia Solară*, nr. 69 (6), 2001, p.103-116
60. Kummert M., Andre P., Nicolas j., *Regulator optimizat pentru zona termică pentru integrarea într-un sistem de management energetic al unei clădiri*, în *Lucrări ale Conferinței Clima 2000*, august-septembrie 1997, Bruxelles, Belgia
61. Larlsson H., Hagentoft C.E., *Aplicarea unui control predictiv în cazul încălzirii hidraulice prin pardoseală în clădiri energetice cu consum redus de energie*, în *Construcții și Mediu*, nr. 46, 2011, p. 556-569
62. Lee K., Braun J.E., *Controlul prin limitarea cererii pe baza unui model a masei termice a clădirilor*, *Construcții și Mediu*, nr. 43, 2008, p. 343-351
63. Letz T., Bales C., Perers B., *Un nou concept pentru caracterizarea combisistemelor: metoda FSC*, în *Energia Solară*, nr. 83, 2009, p. 1540-1549
64. Liao Z., Dexter A.L., *Un model fizic simplificat pentru estimarea temperaturii medii a aerului în sisteme de încălzire multizonale*, în *Construcții și Mediu*, nr. 39(9), 2004, p. 1013-1022
65. Liao Z., Swainson M., Dexter A.L., *Despre controlul sistemelor de încălzire în Marea Britanie*, în *Construcții și Mediu*, nr. 40, 2005, p. 343-351

66. Ljung L., *Ghidul utilizatorului pentru setul de instrumente 7: MathWorks*, 2007
67. M. F. Hordeski, *Megatendențe pentru eficiența energetică și energia regenerabile*, The Fairmon Press, 2010
68. M. Graziani, P. Fornasiero, *Sursele regenerabile și energia regenerabile: o provocare mondială*, Taylor and Francis, 2007
69. M. Kaltschmitt, W. Streicher, A. Wiese, *Energie regenerabile. Tehnologie, economie și mediu*, Springer, 2007
70. Ma Y., Borrelli F., Hency B., Packard A., Bortoff S., *Controlul predictiv a stocării energiei termice în sisteme de răcire a clădirilor* în *Lucrări ale celei de-a 48-a Conferință IEEE pe Decizie și Control*, Decembrie 2009, Shanghai, China
71. Maciejowski J.M., *Control predictiv cu constrângeri*, Prentice Hall, Londra, 2000
72. Madsen H., Holst J., *Estimarea unor modele în timp continuu pentru dinamica termică a clădirilor*, în *Energie și Clădiri*, nr.22(1), 1995, p. 67-79
73. Marques A.C., Fuinhas J.A., *Drivers promoting renewable energy: A dynamic panel approach* in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 15, Issue 4, May 2011, P. 1873-1884
74. Meier A., Aragon C., Hurwitz B., Mujumdar D., Perry D., Peffer T. et al., *Cum folosesc de fapt oamenii termostatele*, în *Lucrări ale Cursului de Vară al Consiliului American pentru o Economie Eficientă Energetică*, August 2010, Pacific Grove, SUA
75. Morari M., Lee J.H., *Modelare și control predictiv: trecut, prezent și viitor*, în *Ingineria Chimică și a Calculatoarelor*, nr. 23, 1999, p. 667-682
76. Morosan P., Bourdais R., Dumur R., Buisson J., *Controlul termic al unei clădiri folosind un model de control predictiv*, în *Energie și Clădiri*, nr. 42, 2010, p. 1445-1452

77. Oldewurtel F., Parisio A., Jones C., Morari M., Gyalistras D., Gwerder M., et al., *Controlul eficient energetic al climatului clădirii folosind controlul predictiv stohastic și prognoza meteorologică*, în Conferința Americană pe Control, Iunie-Iulie 2010, Baltimore SUA
78. Pachauri R. K., Reisinger. A., *Schimbări climatice 2007: Raport de sinteză*, Contribuția grupurilor de lucru I, II și III la a patra evaluare a raportului Grupului Interguvernamental al Experților privind Schimbările Climatice, Geneva, Elveția, 2007
79. Painuly J.P., *Barriers to renewable energy penetration; a framework for analysis* in Renewable Energy, Volume 24, Issue 1, September 2001, P. 73-89
80. Palomo Del Barrio E., Lefebvre G., Behar P., Bailly N, *Folosirea tehnicilor de reducere a dimensiunii modelelor pentru aplicații de control termic în clădiri*, Energie și Clădiri, nr. 33(1), 200, p. 1-14
81. Paris B. Eynard J., Grieu S., Talbert R., Polit M., *Scheme de control al încălzirii pentru managementul energetic în clădiri*, în Energie și Clădiri, nr. 42, 2010, 1908-1917
82. Parlamentul European, *Directiva 2006/32/EC privind eficiența energetică la utilizatorii finali și serviciile energetice*, Jurnalul oficial al Uniunii Europene, L114, 2006, p. 64-85
83. Parlamentul European, *Directiva 2010/31/UE privind performanța energetică a clădirilor*, Jurnalul oficial al Uniunii Europene, L153, 2010, p. 13-35
84. Pedersen L., Stang J., Ulseth R., *Metoda de anticipare a sarcinilor termice și electrice în clădiri în scopul planificării pentru sisteme mixte de energie*, în Energie și Clădiri, nr.40, 2008, p. 1124-1134
85. Peeters L., Van der Veken J., Hens H., Helsen L., Haeseleer W., *Controlul sistemelor de încălzire în clădiri rezidențiale: practica actuală*, în Energie și Clădiri, nr. 40 (8), 2008, p. 1446-1455

86. Privara S., Siroky J., Ferki L., Cigler J., *Controlul predictiv a unui sistem de încălzire a unei clădiri: prima experiență*, în *Energie și Clădiri*, nr. 19, 2011, p. 564-572
87. Rabl A., Rialhe A., *Modele energetice pentru clădiri comerciale: test cu date măsurate și interpretate*, în *Energie și Clădiri*, nr. 43, 1992, p. 143-154
88. Rios Moreno G., Trejo Perea M, Castaneda Miranda R., Hernandez Guzman V., Herrera-Ruiz G., *Modelarea temperaturii în clădiri inteligente prin intermediul modelelor autoregresive*, în *Automatizări în Construcții*, nr. 16(5), 2007, p. 713-722
89. Rutkowski H., *Manual – calcularea sarcinii rezidențiale*, ed. a 8-a, Arlington, SUA, 2002
90. Slavici T., Mnerie D., Herman L., Crișan G.C., *Folosirea analizei cost-beneficiu pentru evaluarea proiectelor*, în *Recent Researches in Sociology, Financing, Environment and Health Sciences*, the 2nd WSEAS International Conference on Environment, Medicine and Health Sciences, Canary Islands, Spain, Martie 2011, p. 200-205
91. Societatea Americană a Inginerilor de Încălzire, Refrigerare și Aer Condiționat, *Standardul ASHRAE 55-2004: Condiții termice de mediu pentru ocuparea umană*, Atlanta, SUA
92. Societatea Americană a Inginerilor de Încălzire, Refrigerare și Aer Condiționat, *Manualul ASHRAE*, Atlanta, SUA, 2001
93. Suter J., Letz T., Weiss W., Inabnit J., *Combisisteme solare în Austria, Danemarca, Finlanda, Franța, Germania, Suedia , Elveția, Olanda și SUA, Privire de ansamblu*, Berna, Elveția, 2000
94. Țucu D., *Considerații despre optimizarea sistemelor de energie regenerabile*, Buletinul științific al Universității Politehnica din Timișoara, România, Tom 52 (66), Fasc. 4, 2007
95. V. Quaschnig, *Înțelegerea sistemelor de energie regenerabile*, Earthscan, 2005

96. Varun, Prakash R., Bhat I.K., *Energy, economics and environmental impacts of renewable energy systems* in Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 13, Issue 9, Decembrie 2009, P. 2716-2721
97. Wang L., *Proiectarea și implementarea sistemelor de control predictiv*, Springer, Londra, 2009
98. Wang S., Xu X., *Un model simplificat pentru estimarea comportamentului termic tranzitoriu al clădirilor folosind identificarea parametrilor prin GA*, în Jurnalul Internațional de Științe termice, nr. 45(4), 2006, 419-432
99. Xu X., Wang S., *Modele simplificate optime a anvelopelor clădirilor folosind algoritmi genetici*, în Energie și Clădiri, nr. 39(5)m 2007, p. 525-536
100. Zhao H., Visier J.C., *Controlul sistemelor de încălzire intermitentă pe baza sistemului de optimizare cvadratică*, în Simularea Clădirilor, Augues 1991, Nisa, Franța
101. Ziegler J.G., Nichols N.B., *Setările optime pentru regulatoare automate*, în Lucrări ale Societății Americane a Inginerilor Mecanici, nr. 64, 1942, 759-768