



Universitatea
„Politehnica” București



Facultatea de Energetică
Școala doctorală
Energetică



Université de
Strasbourg



École doctorale
MSII



Institut National des Sciences
Appliquées Strasbourg



Laboratoire ICube
Département Mécanique (D-M)

Nr. Decizie Senat ... din2021

TEZĂ DE DOCTORAT

- REZUMAT -

**ANALIZA TEORETICĂ ȘI EXPERIMENTALĂ A UNUI
SISTEM DE MICRO-COGENERARE CU MOTOR
STIRLING UTILIZÂND BIOMASA**

**EXPERIMENTAL AND NUMERICAL
CHARACTERISATION OF A MICRO-COGENERATION
STIRLING ENGINE UNIT USING WOOD BIOMASS**

Autor: Ing. Ștefan - Dominic VORONCA, M.Sc., M.Sc.

Conducători de doctorat: Prof. dr. ing. George DARIE
Prof. dr. ing. Monica SIROUX

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. dr. ing. Sanda Carmen GEORGESCU	de la	Universitatea „Politehnica” din București
Conducători de doctorat	Prof. dr. ing. George DARIE	de la	Universitatea „Politehnica” din București
	Prof. dr. ing. Monica SIROUX	de la	Institut National des Sciences Appliquées Strasbourg
Referent	Prof. dr. ing. Céline MORIN	de la	Université Polytechnique Hauts-de-France
Referent	Prof. dr. ing. Daniela POPESCU	de la	Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași

BUCUREȘTI
2021

REZUMATUL TEZEI

CONȚINUTUL TEZEI

INTRODUCERE - CONTEXT. OBIECTIVE. STRUCTURĂ

CAPITOLUL 1 - STUDIU BIBLOGRAFIC

Intervenții strategice. Provocări pentru sectorul rezidențial. Sisteme de micro-cogenerare echipate cu motoare Stirling utilizând biomasa solidă

CAPITOLUL 2 - STUDIU EXPERIMENTAL PRIVIND BIOMASA

Definiții. Determinare experimentală: conținutul de umiditate al combustibilului; căldura latentă superioară; Calcul: căldura latentă inferioară. Calcule economice simple.

CAPITOLUL 3 - STUDIU EXPERIMENTAL AL UNEI UNITĂȚI DE MICRO-COGENERARE CU MOTOR STIRLING UTILIZÂND BIOMASA

Materiale și metode. Măsurători. Rezultate.

CAPITOLUL 4 - MODELUL MATEMATIC

Descrierea combustibilului. Bilanțul energetic al camerei de combustie. Calculele de combustie. Motorul Stirling: ciclul termodinamic, calculul de puteri și energii. Energia termică utilă furnizată consumatorului final. Comparație între diferite umidități de combustibil și excese de aer. Comparația eficiențelor în diferite configurații.

CAPITOLUL 5 - MODELUL MATEMATIC PENTRU SIMULAREA REGIMURILOR TRANZITORII

Teste pentru regimurile tranzitorii. Modelul matematic. Simularea producerii de energie electrică. Simularea producerii de energie termică. Distribuția în timp a consumului masiv de combustibil. Rezultate. Indicatori de profitabilitate a proiectelor de investiții.

CONCLUZII

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

DISEMINAREA REZULTATELOR CERCETĂRII

CUVINTE CHEIE - MICRO-COGENERATION, BIOMASA, MOTOR STIRLING, CLADIRE, PRODUCER DE ENERGIE

Teza conține 106 figuri, 77 de tabele și 98 de referințe bibliografice.

CONȚINUTUL TEZEI

INTRODUCERE

CAPITOLUL 1

STUDIUL BIBLIOGRAFIC

- 1.1. UN VAL DE RENOVĂRI PENTRU EUROPA - ECOLOGIZAREA CLĂDIRILOR, CREAREA DE LOCURI DE MUNCĂ, ÎMBUNĂTĂȚIREA CONDIȚIILOR DE TRAI
- 1.2. PROVOCĂRI PRIVIND CEREREA DE ENERGIE ÎN SECTORUL REZIDENȚIAL
- 1.3. MICRO-COGENERAREA PE BAZĂ DE BIOMASĂ LEMNOASĂ REPREZINTĂ O OPORTUNITATE
- 1.4. CONVERSIA TERMOCHIMICĂ A BIOMASEI FOLOSIND TEHNOLOGIA DE ARDERE DIRECTĂ PE GRĂTAR
- 1.5. SISTEMELE DE MICRO-COGENERARE PE BIOMASĂ AU DEVENIT DIN CE ÎN CE MAI FOLOSITE
- 1.6. SISTEMELE DE MICRO-COGENERARE ECHIPATE CU MOTOARE STIRLING
- 1.7. GENERALITĂȚI PRIVIND MOTOARELE
 - 1.7.1. Transferul de căldură
 - 1.7.2. Ciclurile termodinamice ale motoarelor
 - 1.7.2.1. Ciclul Carnot
 - 1.7.2.2. Ciclul Stirling
 - 1.7.3. Tipuri de motoare Stirling
 - 1.7.4. Parametrii motoarelor Stirling
 - 1.7.5. Ciclul ideal al motorului Stirling
 - 1.7.5.1. Transformarea izotermă $1 \rightarrow 2$
 - 1.7.5.2. Transformarea izocoră $2 \rightarrow 3$
 - 1.7.5.3. Transformarea izotermă $3 \rightarrow 4$
 - 1.7.5.4. Transformarea izocoră $4 \rightarrow 1$
 - 1.7.6. Ciclul ireversibil al motorului Stirling
 - 1.7.6.1. Analiza geometrică
 - 1.7.6.2. Regeneratorul
 - 1.7.6.3. Comprimarea izotermă $3 \rightarrow 4$
 - 1.7.6.4. Procesul de încălzire izocoră $4 \rightarrow 1$
 - 1.7.6.5. Procesul de încălzire izotermă $1 \rightarrow 2$
 - 1.7.6.6. Procesul de răcire izocoră $2 \rightarrow 3$
 - 1.7.6.7. Cantitatea totală de căldură intrată în ciclu
 - 1.7.6.8. Cantitatea totală de căldură evacuată din ciclu
 - 1.7.6.9. Cantitate netă de lucru mecanic
 - 1.7.6.10. Presiunea medie efectivă
 - 1.7.6.11. Eficiența termică
- 1.8. CONCLUZII

CAPITOLUL 2

STUDIU EXPERIMENTAL PRIVIND BIOMASA

- 2.1. INTRODUCERE
- 2.2. BIOMASA
- 2.3. PUTEREA CALORIFICĂ INFERIOARĂ ȘI PUTEREA CALORIFICĂ SUPERIOARĂ
- 2.4. DETERMINAREA CONȚINUTULUI DE UMIDITATE A COMBUSTIBILULUI
 - 2.4.1. Conținutul de umiditate a biomasei
 - 2.4.2. Standardul ASTM E871 - 82 privind metodologia de testare a analizei de umiditate a combustibililor lemnoși sub formă de particule
 - 2.4.3. Uscarea probelor
- 2.5. DETERMINAREA CĂLDURII CALORIFICE SUPERIOARE
- 2.6. DETERMINAREA CĂLDURII CALORIFICE INFERIOARE
- 2.7. COSTUL UNITAR AL ENERGIEI TERMICE PRODUSE
- 2.8. CALCULE ECONOMICE SIMPLE
- 2.9. CONCLUZII

CAPITOLUL 3

STUDIU EXPERIMENTAL AL UNEI UNITĂȚI DE MICRO-COGENERARE CU MOTOR STIRLING UTILIZÂND BIOMASA

- 3.1. INTRODUCERE
- 3.2. MATERIALE ȘI METODE
- 3.3. REZULTATE
 - 3.3.1. Rezultate privind debitele
 - 3.3.2. Temperatura agentului termic în corelare cu debitul de agent termic
 - 3.3.3. Puterea generată și temperatura fluidului de lucru al motorului Stirling
 - 3.3.4. Debitul de combustibil consumat și eficiențe
- 3.4. CONCLUZII ȘI PERSPECTIVE

CAPITOLUL 4

MODELUL MATEMATIC

- 4.1. DESCRIEREA COMBUSTIBILULUI
- 4.2. DETERMINAREA PUTERII CALORIFICE INFERIOARE (PCI) ȘI COMPARAREA CU REFERINȚELE BIBLIOGRAFICE
- 4.3. BILANȚUL ENERGETIC AL CAMEREI DE ARDERE
 - 4.3.1. Determinarea volumului specific al gazelor de ardere umede $v_{real,wetFG}$ și a cantității de căldură sensibilă a combustibilului intrat în camera de ardere $Q_{in,fuel}$
 - 4.3.2. Determinarea masei de aer care intră în camera de ardere m_{air} și a aportului de căldură cu aerul de ardere $Q_{in,air}$
 - 4.3.3. Determinarea temperaturii adiabatice de ardere folosind volume și entalpii
 - 4.3.4. Determinarea temperaturii adiabatice de ardere folosind mase și entalpii
 - 4.3.4.1. Calculul debitelor de aer și gaze de ardere la starea fără cenușă umedă
 - 4.3.4.2. Ecuația Gaskell pentru calculul entalpiei
 - 4.3.4.3. Ecuația Howard Shomate și coeficienții JANAF pentru calculul entalpiei
 - 4.3.4.4. Temperatura adiabatică de ardere, compararea rezultatelor

- 4.4. CALCULUL PUTERILOR ÎN CAMERA DE ARDERE
- 4.5. MOTORUL STIRLING: CICLUL TERMODINAMIC, CALCULUL DE PUTERI ȘI ENERGII
- 4.6. ENERGIA TERMICĂ UTILĂ FURNIZATĂ CONSUMATORULUI FINAL
- 4.7. COMPARAȚIE ÎNTRE DIFERITE UMIDITĂȚI DE COMBUSTIBIL ȘI EXCESE DE AER
- 4.8. COMPARAȚIA EFICIENȚELOR ÎN DIFERITE CONFIGURAȚII ($\Lambda=I$, $W=J$)
- 4.9. CONCLUZII

CAPITOLUL 5

MODELUL MATEMATIC PENTRU SIMULAREA REGIMURILOR TRANZITORII

- 5.1. TESTE PENTRU REGIMURILE TRANZITORII
- 5.2. MODELUL MATEMATIC PENTRU REGIMURILE TRANZITORII
 - 5.2.1. Introducere
 - 5.2.2. Simularea producerii de energie electrică
 - 5.2.2.1. Calculul ciclului Stirling
 - 5.2.2.2. Energia termică transmisă sursei calde a motorului Stirling și calculul entalpiei echivalente de intrare
 - 5.2.2.3. Energia termică cedată de sursa rece și calculul puterii interne a motorului Stirling
 - 5.2.2.4. Distribuția în timp a debitului masic de combustibil
 - 5.2.3. Simularea producerii de energie termică
 - 5.2.3.1. Calculul cantității de energie termică transmisă la consumator
 - 5.2.3.2. Calculul cantității de energie termică recuperată de la gazele de ardere
 - 5.2.3.3. Calculul cantității de energie termică obținută prin condensarea vaporilor de apă din gazele de ardere
 - 5.2.4. Distribuția în timp a debitului masic de combustibil
 - 5.2.5. Rezultatele simulărilor
- 5.3. INDICI DE PROFITABILITATE AI PROIECTULUI DE INVESTIȚII
 - 5.3.1. Indici de profitabilitate, mod de calcul și aplicabilitate
 - 5.3.2. Date de intrare pentru simularea economică a testelor tranzitorii
 - 5.3.3. Simularea economică a Testului cod VN MASTER 10-1 mar 07
 - 5.3.4. Simularea economică a Testului cod VN MASTER 14-3 jun 11
 - 5.3.5. Simularea economică a Testului cod VN MASTER 10-1 jun 25
 - 5.3.6. Simularea economică a Testului cod VN MASTER 10-1 jun 18
- 5.4. CONCLUZII

CONCLUZII

ABREVIERI

BIBLIOGRAFIE

DISEMINAREA REZULTATELOR CERCETĂRII

ANEXE

INTRODUCERE

CONTEXT. OBIECTIVE. STRUCTURĂ.

Contextul în care a fost realizată această teză de doctorat este dominat în mod covârșitor de angajamentul Comisiei Europene privind reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră (GES) cu 55% până în 2030 iar promovarea decarbonizării proceselor de încălzire și răcire joacă un rol central. Acest lucru se datorează situației actuale în care consumul de energie pentru încălzire și răcire reprezintă aproximativ 80% din energia totală consumată în clădirile rezidențiale, două treimi din această energie, respectiv 76,5%, provenind din combustibili fosili (European Commission, Com 662 final, 2020).

La nivelul Uniunii Europene, potențialul energetic al biomasei în Statele Membre cu o contribuție semnificativă variază între 500 și 1000 GWh / an (respectiv 1800 - 3600 TJ / an) și, în câteva cazuri, chiar și mai mult. În țările relevante pentru această teză de doctorat, biomasa solidă a reprezentat 42,3% din producția primară de energie regenerabilă în Franța (2017), iar în România, aproximativ 65% din potențialul național al surselor regenerabile de energie. În ambele țări, deși utilizată în mod covârșitor ca sursă de căldură, biomasa este utilizată și pentru producerea de energie electrică: arderea biomasei duce la vaporizarea apei, aburul obținut fiind destins în turbine ale căror generatoare produc energie electrică.

Deoarece sistemele individuale ocupă circa 88% din piața Uniunii Europene de furnizare de energie termică (Comisia Europeană, Com 662 final, 2020), producția de energie termică pe bază de biomasă solidă și generarea simultană de energie electrică în cadrul acestor sisteme a fost luată în considerație. Diferite referințe bibliografice demonstrează atât teoretic cât și experimental că biomasa, micro-cogenerarea și motorul Stirling reprezintă, toate la un loc, o oportunitate de valorificat. Adoptând acest lucru ca obiectiv general al lucrării, acesta este exact ceea ce prezenta teză de doctorat să ofere. Deoarece o abordare bazată pe un sistem de micro-cogenerare echipat cu un motor Stirling și utilizând biomasa solidă poate susține îndeplinirea angajamentelor Comisiei Europene privind reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră, o astfel de tehnologie este investigată teoretic și experimental. Structura tezei este prezentată în continuare.

În Capitolul 1 - Studiu bibliografic contextul european de dată foarte recentă este prezentat. Deoarece sistemele individuale reprezintă 88% din piața Uniunii Europene de furnizare a energiei termice, abordarea decarbonizării încălzirii prin promovarea sistemelor independente moderne și eficiente care utilizează surse regenerabile de energie reprezintă una dintre priorități. În consecință, se ia în considerare producerea de energie termică din biomasă solidă și, în plus, generarea simultană de energie electrică în cadrul aceluiași sistem independent. Sistemele de micro-cogenerare bazate pe biomasă devin din ce în ce mai populare, deoarece pot facilita trecerea de la statutul de consumator la prosumator, prin producerea de energie electrică pentru autoconsum sau chiar și comercializarea acesteia în rețea. În consecință, un sistem de micro-cogenerare echipat cu un motor Stirling și utilizând biomasa solidă este investigat experimental și teoretic. Pentru a încadra dezvoltările din lucrare, în acest capitol sunt prezentate noțiuni teoretice de transfer de căldură, sunt explicate ciclul Carnot și ciclul Stirling, sunt enumerate tipurile de motoare Stirling, sunt prezentați parametrii specifici, aspectele teoretice și calculele simplificate, toate cu referire la motorul Stirling.

Capitolul 2 – Studiu experimental privind biomasa face trimitere la caracteristicile biomasei solide și la impactul favorabil al acesteia asupra emisiilor de GES. Legat de caracteristicile energetice sunt prezentate puterea calorifică superioară, puterea calorifică

inferioară și relațiile de legătură dintre acestea. Considerațiile privind conținutul de umiditate din biomasa s-au concentrat asupra importanței evaluării sale inițiale și a monitorizării sale ulterioare în conformitate cu metoda de testare și cu procedurile conexe recomandate de standardele specifice. Pe baza diferitelor probe de biomasa solidă, s-au determinat nivelurile de umiditate în stare umedă și în stare uscată. Uscarea a fost realizată într-o atmosferă de azot în scopul evitării oxidării. Puterea calorifică superioară a fost determinată cu ajutorul unui calorimetru, fiind furnizate detalii despre acest proces de măsurare. Pe baza relațiilor găsite în literatura de specialitate, pentru toate probele de biomasa a fost calculată puterea calorifică inferioară și a fost obținut prețul echivalent al energiei termice bazat exclusiv pe costul combustibilului folosit pentru producerea acesteia. În conformitate cu creșterea importanței aspectelor legate de transportul și depozitarea cenușii ca efect al extinderii utilizării biomasei solide, conținutul de cenușă de biomasa solidă a fost măsurat utilizând un cuptor de laborator și au fost furnizate detalii despre procedurile de măsurare utilizate în această determinare. În cele din urmă, a fost dezvoltat un calcul economic simplu care descrie rentabilitatea unei investiții într-o instalație nouă de încălzire utilizând probele de biomasa solidă. Performanțele financiare atractive susțin ideea că toate investițiile sunt viabile din punct de vedere economic.

Capitolul 3 - Studiu experimental al unei unități de micro-cogenerare cu motor Stirling utilizând biomasa se referă într-o manieră extinsă și detaliată la materialele și metodele folosite și la rezultatele obținute. Încadrată de o introducere axată pe cele mai relevante probleme legate de necesitatea și adecvarea experimentelor care au fost efectuate, este prezentată o descriere tehnică și operațională amănunțită a instalației experimentale utilizată pentru testele de laborator. În total, au fost testate 9 configurații aferente celor 3 puteri termice furnizate consumatorului, asociate cu cele 3 debite de agent termic. Pentru fiecare configurație, au fost monitorizate toate cele 5 etape de derulare în timp și au fost incluse exemple. În ceea ce privește rezultatele obținute prin experimentele efectuate cu această instalație de laborator, acestea fac referire la debitele agentului termic, la temperaturile agentului termic în corelație cu debitele, la puterile generate și la temperaturile fluidului de lucru al motorului Stirling, la consumul masic de combustibil și la eficiența producerii de energie electrică și termică.

În Capitolul 4 - Modelul matematic, a fost dezvoltat procesul de ardere a 4 tipuri diferite de combustibil. Pe baza informațiilor găsite în literatură, valorile calculate ale puterilor calorifice inferioare au fost comparate cu referințele specializate, fiind ulterior utilizate pentru efectuarea bilanțului energetic al camerei de ardere. Au fost calculate volumele și masele diferiților agenți care intră și ies din camera de ardere iar calculul arderii a fost efectuat cu scopul principal de a determina temperatura adiabatică de ardere. În calcule au fost folosite volume și entalpii, respectiv mase și entalpii. Pentru validarea rezultatelor, alte două metode statistice care utilizează ecuația Gaskell și ecuația Howard Shomate și coeficienții JANAF pentru calcularea entalpiei, erorile dintre cele trei seturi de valori situându-se sub pragul considerat acceptabil în toate lucrările cu caracter științific. A fost realizat calculul puterilor în camera de ardere și au fost obținute fluxurile de masă și puterile care intră în și ies din procesul de ardere. Pentru motorul Sterling, s-au calculat presiunile și volumele în toate punctele cheie ale ciclului Stirling cu regenerare și s-au determinat performanțele operaționale ale ciclului Stirling în corelare cu procesul de ardere. Puterea termică utilă furnizată consumatorului final a fost, de asemenea, obținută. Comparația dintre diferite umidități de combustibil și excese de aer a servit la validarea valorilor calculate ale temperaturii adiabatică de ardere prin compararea cu cele regăsite în literatură și a permis conturarea unei imagini de ansamblu asupra motorului Stirling, la funcționarea la sarcini parțiale. Comparația valorilor eficiențelor în funcționarea unității de micro-cogenerare în condițiile alese referitor la conținutul de umiditate și excesul de aer a fost realizată în scopul de a sublinia că utilizarea unui combustibil uscat este recomandată

pentru obținerea celor mai bune performanțe operaționale. În situațiile în care încărcarea termică a unității de micro-cogenerare este sub nominal, pentru combustibili cu o umiditate de până la 20%, motorul Stirling poate să funcționeze la sarcină nominală. Intuitiv, cazul menționat anterior este cel al sezonului cald, unde necesarul de energie termică este mai mic decât cel al sezonului rece. În concluzie, este esențială utilizarea de combustibil uscat în sezonul rece, având ca urmare obținerea puterii termică maxime disponibile, cu condiția ca sistemul să nu fi fost inițial supradimensionat în raport cu necesarul termic. După caz, pot fi folosiți și combustibili de calitate inferioară din punct de vedere al umidității, căldura degajată prin ardere neducând la crearea unui surplus de energie termică.

În Capitolul 5 - Modelul matematic pentru simularea regimurilor tranzitorii, este investigat comportamentul unității de micro-cogenerare în diferite regimuri tranzitorii de funcționare. Pentru cele 32 de teste de laborator efectuate, se propune un model matematic pentru determinarea debitului masic de combustibil. Simulările regimurilor tranzitorii ar trebui să arate că incertitudinea legată de consumul de combustibil sub formă de pelete de lemn este semnificativă. Modelul matematic propus este cel al unei probleme inverse. Datele de intrare ale modelului sunt considerate producția de energie electrică, producția de energie termică, temperaturile măsurate de senzorii din interiorul unității de micro-cogenerare pe întreg traseul gazelor arse, de la camera de combustie la evacuare, precum și diferite punctele ale circuitului care leagă unitatea de consumator. Rezultatul modelului este debitul masic de combustibil solid, sub formă de peleti din lemn. Neliniaritățile induse de proprietățile fizice dependente de temperatură, utilizate în calcularea entalpiei, sunt tratate prin metoda Gauss-Seidel. Inventarul performanțelor financiare ale investițiilor și indicii pentru evaluarea economică a profitabilității unei investiții sunt prezentați. Pe baza rezultatelor modelului matematic, pentru o selecție a celor mai sugestive teste tranzitorii, sunt obținute debitele masice de combustibil, cantitățile de energie electrică și de energie termică pentru consumatorul final. Pentru testele în cauză, rezultatele modelului matematic au fost folosite pentru a determina performanțele investiționale. În corelație cu datele de intrare propuse, rezultatele simulării economice a regimurilor tranzitorii de funcționare alese au fost utilizate pentru a analiza factorii care influențează cel mai mult profitabilitatea investițională.

CAPITOLUL 1 STUDIU BIBLIOGRAFIC

INTERVENȚII STRATEGICE. PROVOCĂRI PENTRU SECTORUL REZIDENȚIAL. SISTEME DE MICRO-COGENERARE ECHIPATE CU MOTOARE STIRLING UTILIZÂND BIOMASA SOLIDĂ

În linie cu prevederile Planului Țintă pentru Climă 2030 și pentru a realiza dubla ambiție, aceea de eficientizare energetică și creștere economică, în 2020 Comisia a publicat o nouă strategie de stimulare a renovării numită „Un val de renovări pentru Europa - ecologizarea clădirilor, crearea de locuri de muncă, îmbunătățire condiții de trai”. Această strategie își propune să dubleze ratele anuale de renovare energetică în următorii 10 ani. În sectorul rezidențial ar trebui să fie realizată cea mai mare reducere a cererii de energie pentru încălzire și răcire, variind între -19% și -23%, comparativ cu 2015. Rata anuală de înlocuire a echipamentelor de încălzire ar trebui să ajungă la circa 4 % atât în sectorul rezidențial, cât și în cel al serviciilor. Pentru a atinge obiectivul stabilit, ponderea energiei regenerabile și a căldurii reziduale ar trebui să crească la 38-42%. Până în 2030, se presupune că mai mulți europeni vor deveni prosumatori, producând electricitate pentru autoconsum sau chiar vânzând-o înapoi în rețea iar combustibilii fosili vor dispărea treptat. Conform obiectivelor stabilite de Comisia Europeană privind reducerea emisiilor de GES, prezenta teză de doctorat este puternic legată de decarbonizarea încălzirii prin promovarea sistemelor independente, moderne și eficiente care

utilizează surse regenerabile de energie și de facilitarea trecerii de la statutul de consumator la cel de prosumator (Voronca, 2019). Eliminarea treptată a utilizării combustibililor fosili în cadrul sistemelor rezidențiale independente pentru încălzire este posibilă prin utilizarea sporită a surselor regenerabile de energie. După cum se știe (Bernotat, 2004, Motta, 2018), printre sursele de energie regenerabilă, biomasa este și abundentă și importantă (Figura 1).

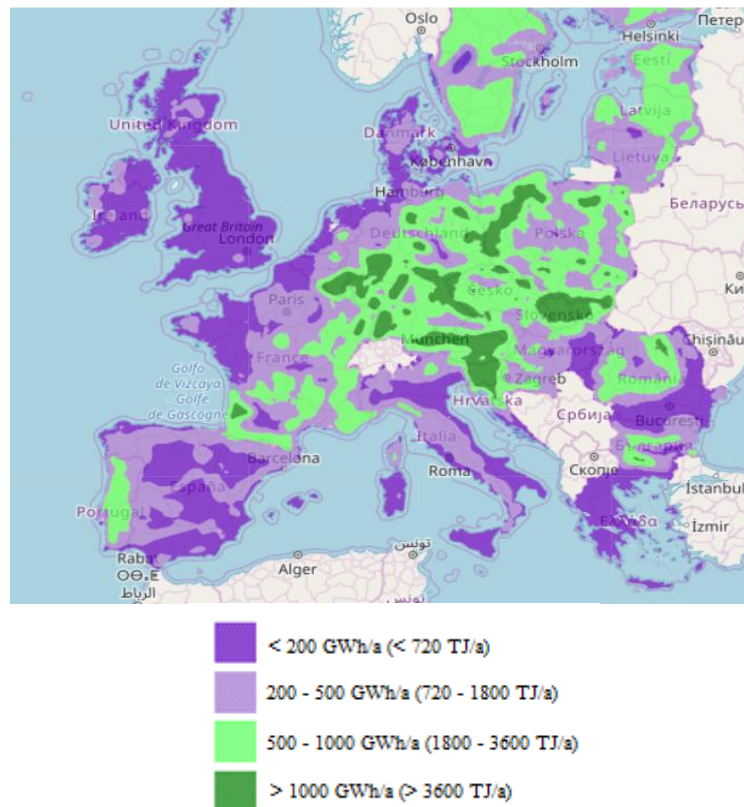


Figura 1 - Potențialul energetic al biomasei lemnoase în Europa
(Sursa: <https://heatroadmap.eu/>)

Biomasa este din ce în ce mai utilizată drept combustibil alternativ pentru încălzirea spațiilor de locuit, producerea de energie electrică și cogenerare (Saidura, 2011, Tuțică, 2017). Biomasa este un înlocuitor potrivit al combustibililor fosili care alimentează sistemul tradițional de cogenerare, dar, datorită proprietăților sale intrinseci, este mult mai potrivită pentru sistemele de cogenerare independente la scară mică și micro (Damien, 2008). Încălzirea cu lemne rămâne una dintre sursele majore de energie utilizate în rețele de încălzire urbană, locuințe individuale, centrale termice și clădiri publice (Sartor, 2014). Generarea de căldură din biomasa solidă precum și producerea simultană de energie electrică în cadrul aceluiași sistem independent este considerată una dintre principalele contribuții la dezvoltarea durabilă. Pentru conversia termochimică a biomasei, procesul de ardere directă este considerat relevant pentru această lucrare. Este cel mai simplu proces tehnologic, este puțin costisitor și este frecvent utilizat pentru transformarea biomasei în energie primară. Este avută în vedere arderea pe grătar. Este procesul prin care biomasa solidă este plasată pe un grătar și materialele combustibile sunt deplasate încet prin cazan; amestecul este apoi ars cu aer furnizat prin găurile din rețea (Wolf, 2013).

Sistemele de micro-cogenerare pe bază de biomasa devin din ce în ce mai populare și au fost efectuate diverse cercetări în acest domeniu (Mameri, 2018). Referitor la producerea de energie electrică în cadrul sistemelor de micro-cogenerare dedicate aplicațiilor rezidențiale, în

cea ce privește gama de putere, instalațiile de ordinul kW_{el} sunt mult mai potrivite (Bianchi, 2013). În cazul utilizării biomasei solide drept combustibil, există mai multe tipuri de cogenerări care ar putea fi potrivite pentru unitățile de micro-cogenerare a biomasei. Dintre aceste reactoare de cogenerare care pot fi cuplate la cazanele pe biomasă, utilizarea motoarelor cu combustie externă Stirling a fost indicată ca fiind posibilă (Arashnia, 2015, Damirchi, 2016).

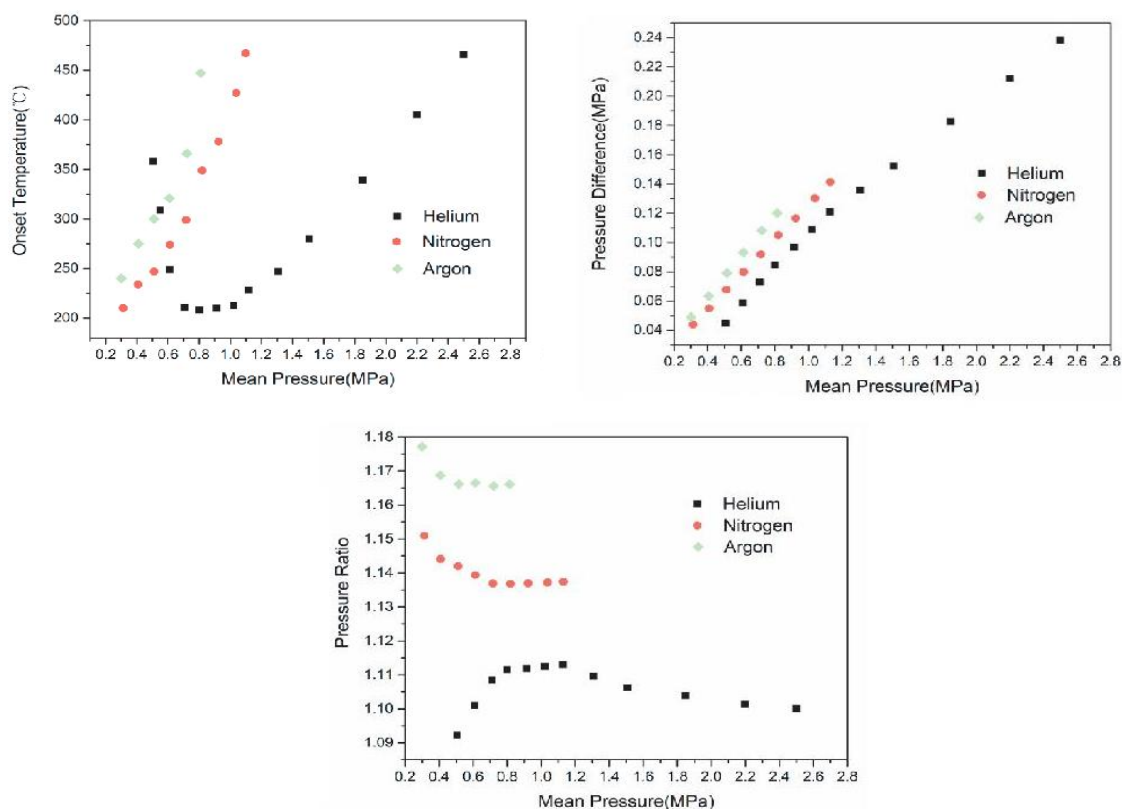


Figura 2 - Variația diferenței de presiune și a raportului de presiuni cu presiunea medie (Sursa: Dong, Sh., Shen, G. Xu, M. Zhang, Sh., An, L., *The effect of working fluid on the performance of a large-scale thermoacoustic Stirling engine*, Energy, Volume 181, Elsevier, 2019, pp. 378-386.)

Motorul Stirling pare a fi cea mai matură tehnologie pentru utilizarea biomasei în cazul micro-cogenerării pentru producerea descentralizată de energie electrică la scară mică. În ciuda randamentului electric scăzut, motoarele Stirling sunt încă utilizate pentru aplicații de cogenerare cu putere redusă datorită eficienței termice ridicate. Spre deosebire de motorul cu ardere internă, motoarele Stirling necesită puțină întreținere și sunt silențioase. Pentru motoarele Stirling moderne și performante, unul dintre fluidele de lucru este, de obicei, heliul. Comparativ cu azotul și argonul (Figura 2), heliul prezintă caracteristici termofizice superioare (Dong, 2019) și permite proiectarea motoarelor cu fluxuri de căldură ridicate și pierderi de presiune moderate (Invernizzi, 2010).

Drept urmare, un sistem de micro-cogenerare cu combustie a biomasei echipat cu un motor Stirling cu heliu ca fluid de lucru a fost analizat experimental și numeric. Pentru a încadra teoretic această lucrare, au fost prezentate noțiuni de transfer de căldură, au fost prezentate ciclurile ideale Carnot și Stirling, au fost enumerate tipurile de motoare Stirling, au fost luate în considerare calculul mai multor parametri specifici și caracteristicile aferente iar ciclul ireversibil al motorului Stirling a fost trecut în revistă.

CAPITOLUL 2 STUDIU EXPERIMENTAL PRIVIND BIOMASA

DEFINIȚII. DETERMINARE EXPERIMENTALĂ: CONȚINUTUL DE UMIDITATE AL COMBUSTIBILULUI; CĂLDURA LATENTĂ SUPERIOARĂ; CALCUL: CĂLDURA LATENTĂ INFERIOARĂ. CALCULE ECONOMICE SIMPLE.

O opțiune interesantă de luat în considerare este constituită de reziduurile de biomasă, rezultate din activități industriale, cum ar fi fabricile de cherestea și de mobilă. Deșeurile de lemn pot rezulta din variate împrejurări industriale și comerciale și sunt rareori comercializate, fiind utilizate la locul producerii (Voronca, 2019, Voronca, 2017). Agentul economic poate declara sau estima cantitatea utilizată sau să raporteze căldura obținută din aceasta. Biomasa solidă (în principal lemn de foc folosit pentru gătit în țările în curs de dezvoltare) este, de departe, cea mai importantă sursă regenerabilă de energie, cu o pondere de mai mult de 10% din totalul aprovizionării mondiale cu energie primară (TPES), sau trei sferturi din aprovizionarea globală cu surse regenerabile (Garnier, 2004). Biomasa este o sursă de energie neutră din punct de vedere al GES. Când este ars, carbonul din biomasă reacționează numai cu oxigenul din aer pentru a forma bioxid de carbon, care este eliberat în atmosferă, cantitatea de CO₂ produsă fiind egală cu cea care a fost preluată în etapa de creștere (Saidura, 2011). În general, se admite că puterea calorifică superioară (PCS) este definită ca fiind căldura degajată în timpul arderii pe unitate de masă combustibilă sub constrângerile că apa formată în timpul arderii este în fază lichidă și că apa și gazele de ardere au aceleași temperaturi ca temperatura combustibilului înainte de ardere (van Loo, 2008). În raport cu puterea calorifică superioară, puterea calorifică inferioară (PCI) este definită ca fiind căldura eliberată în timpul arderii pe unitate de masă combustibilă sub constrângerile că apa formată în timpul arderii este într-o fază gazoasă și că apa și gazele de ardere au aceeași temperatură ca și combustibilul anterior combustiei (van Loo, 2008). În total, 6 tipuri de combustibil disponibili la furnizori au fost analizați în termeni de putere calorifică superioară iar puterea calorifică inferioară aferentă a fost obținută utilizând trei formule diferite care o leagă pe aceasta de conținutul de umiditate. Este bine cunoscut faptul că umiditatea se evaporă la temperaturi inferioare celei de fierbere (<100 °C). Deoarece vaporizarea folosește energia eliberată din procesul de ardere, aceasta reduce temperatura din camera de ardere, ceea ce încetinește conversia termochimică. Conținutul de umiditate al combustibililor din biomasă variază considerabil, în funcție de tipul biomasei și de modul de stocare al acesteia.

În consecință, conținutul de umiditate al combustibilului este o variabilă importantă și acesta este motivul pentru care această variabilă trebuie evaluată inițial și monitorizată ulterior. Conținutul de umiditate a fost determinat în conformitate cu metoda de testare și procedurile conexe descrise în standardul ASTM E871 - 82 (ASTM, 2019). Pentru a determina umiditatea combustibilului, a fost utilizat un cuptor de uscare cu convecție forțată și o temperatură maximă de 300 °C. Acest cuptor este echipat cu un sistem de suflare cu azot uscat al camerei de uscare. Rezultatele arată că deșeurile forestiere conțin cea mai mare umiditate, deoarece sunt adunate la fața locului și netratate. Puterea calorifică superioară (PCS) a fost determinată folosind un calorimetru. Eșantionul a fost cântărit în prealabil și un șnur inflamabil a fost introdus în probă pentru realizarea conexiunii cu bobina, care, prin încălzire, îi determină aprinderea. Calorimetrul a fost sigilat și pus sub o presiune de 30 bar. Apa distilată a fost introdusă în rezervorul calorimetrului, pentru a favoriza transferul de căldură. Pentru a calcula puterea calorifică inferioară (PCI) folosind cele trei formule diferite care o leagă de conținutul de umiditate al biomasei, procente de hidrogen și oxigen luate în considerare au fost cele din baza de date BIOBIB a Technische Universität Wien (Reisinger, 1996). Rezultatele calculului valorilor PCI au permis o clasificare în ceea ce privește conținutul de energie chimică din biomasa lemnoasă și prețul energiei termice pe baza prețului de piață actual al combustibilului. Având în vedere importanța aspectelor legate de cenușă, în principal cu referire la transportul și depozitarea acesteia, analiza conținutului de cenușă a fost făcută utilizând un cuptor muflă

cu uși și clapă pentru încălzirea probelor de biomasă la 800 °C. Așa cum era de așteptat, rezultatele au arătat că deșeurile forestiere conțin cea mai mare cantitate de cenușă. Pe baza prețului combustibilului și a prețului aferente energiei termice produse cu acesta (Figura 3), determinate prin utilizarea puterii calorifice inferioare pentru tipurile de biomasă considerate, calcule economice simple au fost folosite pentru a evalua performanțele unei investiții într-o centrală termică cu o putere nominală de 1 MW_{th}. Furnizarea căldurii la un preț de vânzare, mai mare cu 35% decât prețul combustibilului (€/MW_{th}), prezintă atractivitate economică referitor la recuperarea brută, rata internă de rentabilitate și valoarea netă actualizată.

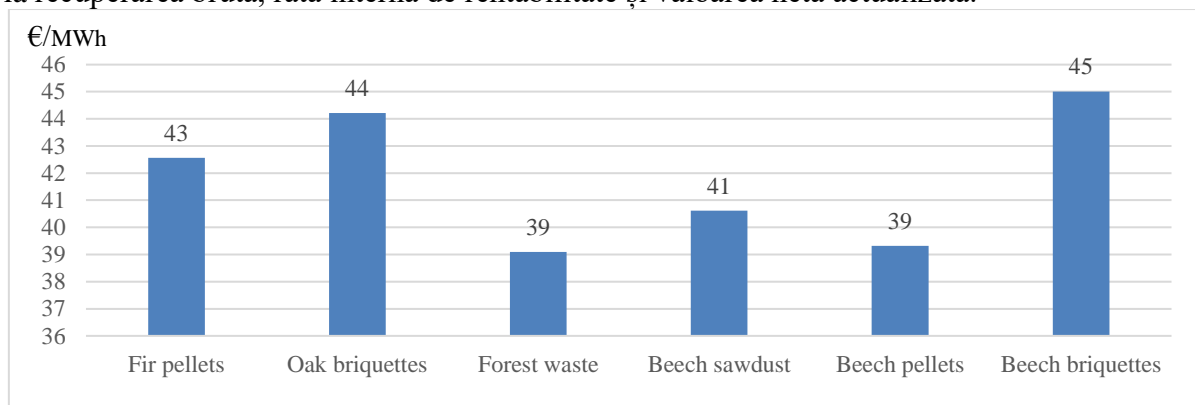


Figura 3 - Prețul energiei termice pentru diferite tipuri de biomasă lemnoasă

În concluzie, pentru toate cele șase tipuri de biomasă lemnoasă au fost efectuate analizele conținutului de umiditate a combustibilului, a puterii calorifice superioare și a conținutului de cenușă, împreună cu calculul puterii calorifice inferioare, pentru a obține certitudinea introducerii de date valide în următoarele capitole ale tezei. Calcule economice simple au demonstrat că investițiile în promovarea biomasei pentru decarbonizarea încălzirii sunt fezabile. Pe piața comună europeană a biomasei, diferențierile dintre veniturile anuale ale cetățenilor UE, ar putea necesita sprijin public suplimentar pentru a păstra această sursă de căldură disponibilă, accesibilă, acceptabilă și profitabilă.

CAPITOLUL 3 STUDIU EXPERIMENTAL AL UNEI UNITĂȚI DE MICRO- COGENERARE CU MOTOR STIRLING UTILIZÂND BIOMASA MATERIALE ȘI METODE. MĂSURĂTORI. REZULTATE

Tranziția energetică are nevoie de și se bazează pe dezvoltarea de tehnologii energetice durabile. Tehnologia micro-CHP oferă certe avantaje: consumuri reduse de energie primară, emisii reduse de CO₂, costuri evitate aferente construcției de noi centrale electrice și a extinderii rețelelor de transport și distribuție (Mameri, 2018). O astfel de tehnologie este unitatea de micro-cogenerare cu motor Stirling utilizând biomasa, prezentată schematic în Figura 4.

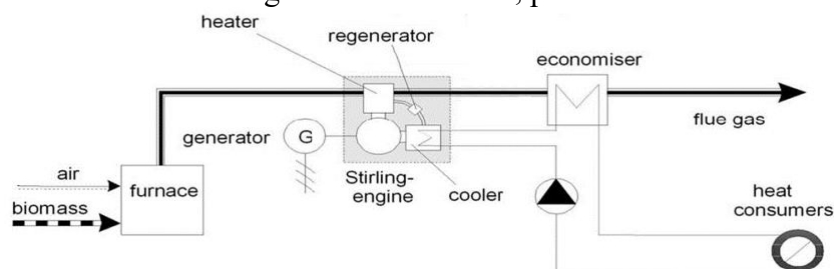


Figura 4 - Unitate de micro-cogenerare echipată cu motor Stirling și utilizând biomasa
(Sursa: Sjaak van Loo and Jaap Koppejean, The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing, Earthscan London 2008, <https://boilersinfo.com/>, pp. 195)

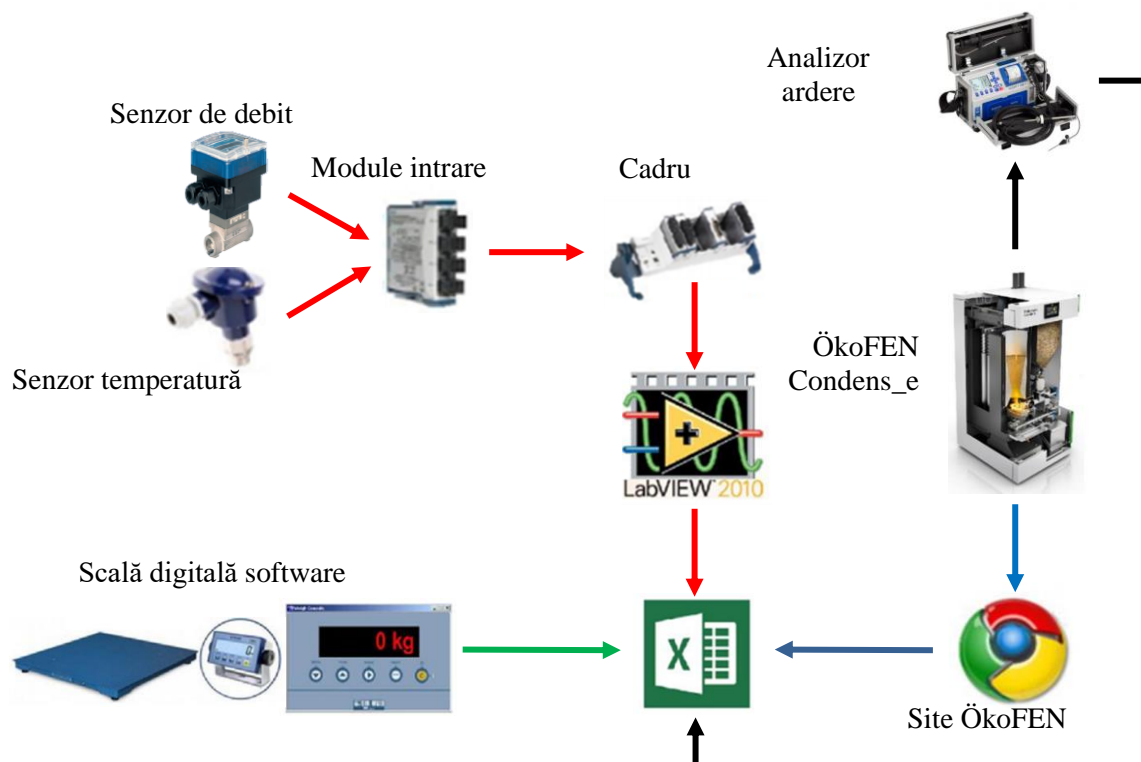


Figura 5 - Schema instalației de achiziție de date

La INSA Strasbourg, performanțele unei unități de tip PELLEMATIC Condens_e (ÖkoFEN, 2017), folosită pentru a co-genera energie electrică și termică au fost analizate. Sistemul de achiziție de date aferent este prezentat în Figura 5. Unitatea de cogenerare ÖkoFEN este echipată cu un motor Stirling cu piston liber (Figura 6).

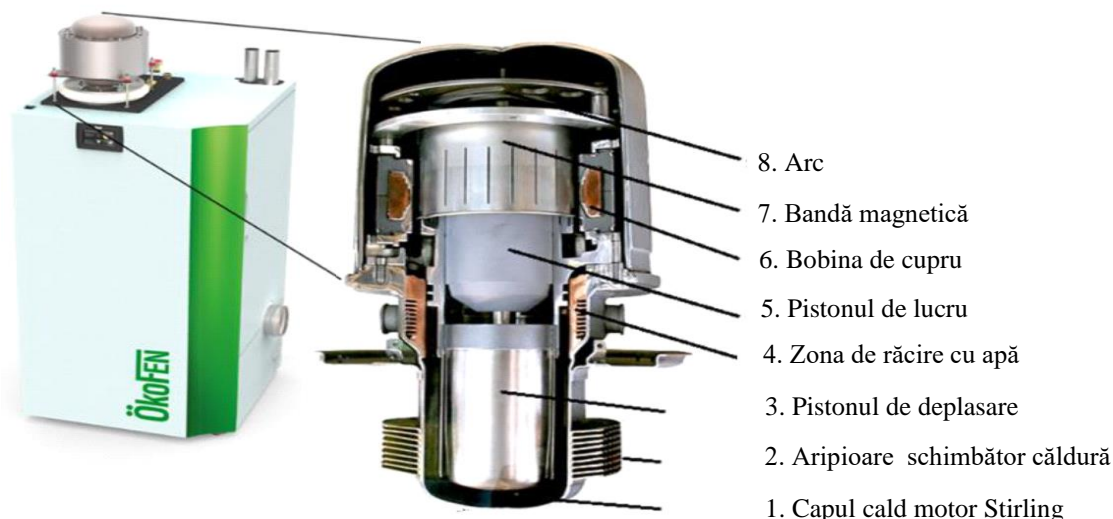


Figura 6 - Motorul Stirling de tip ÖkoFEN Pellematic Condens_E

(Sursa: http://www.okofen-e.com/en/pellematic_condens_e/)

Acesta are o putere termică nominală de 12 kW_{th} și o putere nominală de 1 kW_{el} . Clasa sa energetică este A+. Indicele de eficiență energetică este 125, iar eficiența sa de energie termică sezonieră este de 88%. Temperatura cazanului variază între 25 și 85 °C. Presiunea maximă de

funcționare este 3 bari. Eficiența termică la sarcină nominală este de 97,7% și funcționează pe peleți de lemn.

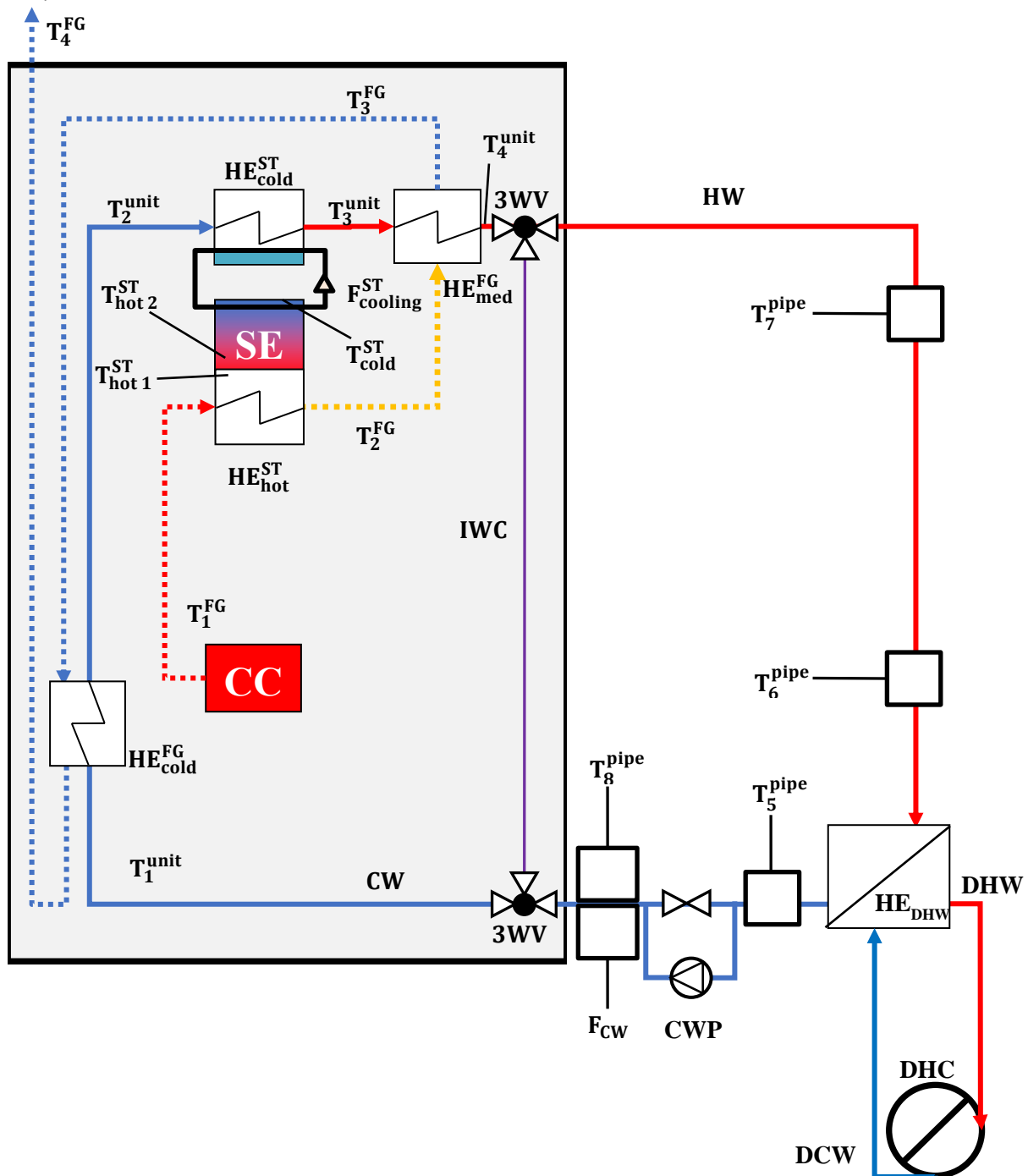


Figura 7 - Punctele de măsură ale unității de cogenerare ÖkoFEN Condens_e

Pentru a caracteriza experimental performanțele unității de micro-cogenerare a biomasei PELLEMATIC Condens_e, măsurătorile au fost efectuate prin variația debitului agentului termic (apă) și a configurației privind puterea termică a mașinii. Variația debitului a fost realizată prin reglarea unei pompe aferente circuitului agentului termic care are 3 setări ale debitului (Debit 1, Debit 2, Debit 3). Scopul variației debitului agentului termic și a configurației puterii termice a fost de a determina modul în care a fost afectată capacitatea de evacuare a căldurii produse.

Pentru fiecare configurație, procesul a fost împărțit în 5 etape: faza de inițiere, faza de pornire, faza constantă, faza finală și faza de oprire. Un debit a fost considerat „constant” dacă puterea termică produsă a variat cu mai puțin de 5% în comparație cu cea mai mare valoare înregistrată pentru ciclul experimental. Timpul de oprire a fost notat manual în momentul în care motorul Stirling trebuia să nu mai producă energie termică iar orice debit înregistrat după acel timp a fost considerat ca parte a „fazei de oprire”. Dacă înregistrările de temperatură ale agentului termic nu ar fi fost realizate în continuare, aceasta a însemnat că experimentul s-a încheiat și, prin urmare, etapa a fost cea de „sfârșit”.

Punctele de măsurare a parametrilor sunt prezentate în Figura 7. Au fost testate nouă configurații de 3 puteri termice asociate cu 3 debite ale agentului termic (Tabelul 1).

Tabelul 1 - Cele 9 configurații testate

Puterea termică	Debitul 1	Debitul 2	Debitul 3
10kW _{th}	10kW _{th} , F1	10kW _{th} , F2	10kW _{th} , F3
12kW _{th}	12kW _{th} , F1	12kW _{th} , F2	12kW _{th} , F3
14kW _{th}	14kW _{th} , F1	14kW _{th} , F2	14kW _{th} , F3

Rezultatele obținute au arătat că, dacă debitul masic nu este suficient pentru a evacua puterea termică produsă de unitatea micro-CHP, temperatura agentului termic va crește, reducând astfel performanța termică a sistemului (Figura 8).

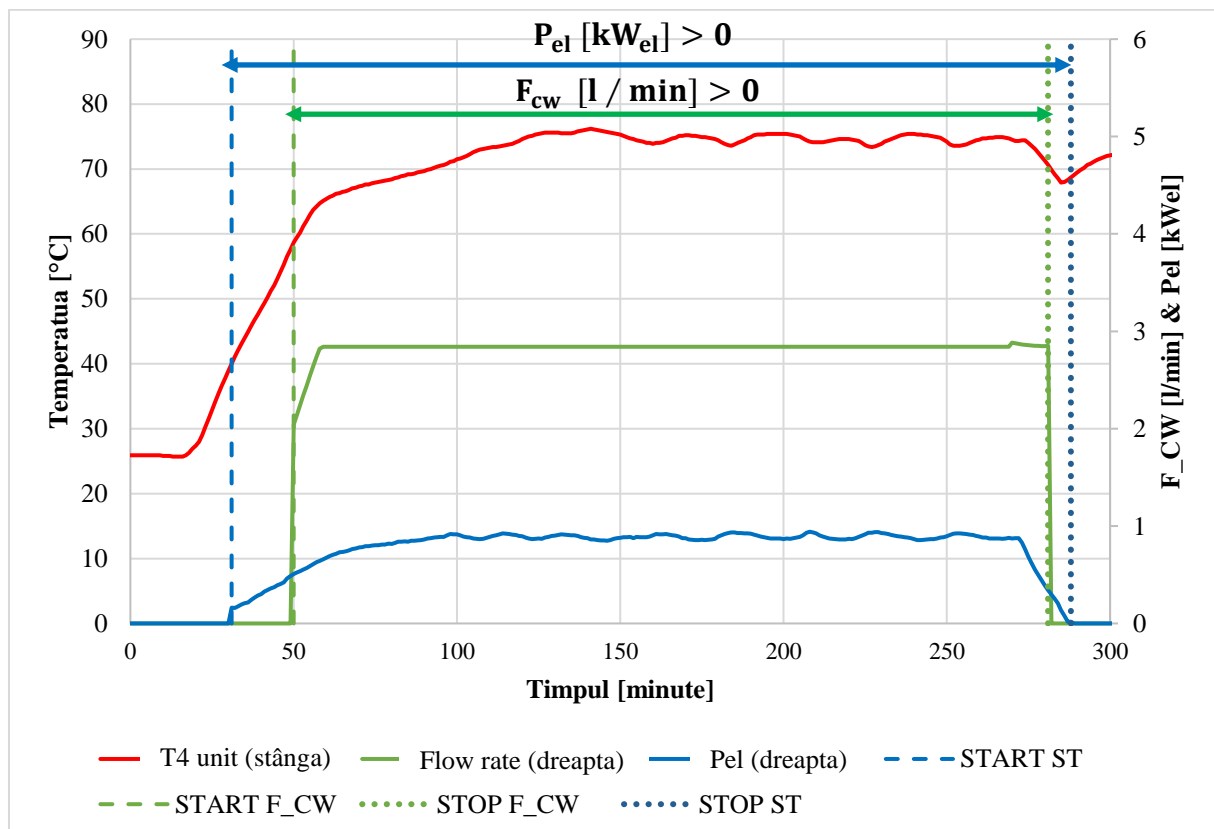


Figura 8 - Efectele unui debit redus de agent termic asupra performanțelor sistemului

Mai concret, pentru configurațiile de 10 kW_{th} și 12 kW_{th}, debitul F1 a avut o rată de consum mai mare decât pentru debitul F3, în timp ce în cazul celor 14 kW_{th} s-a înregistrat opusul.

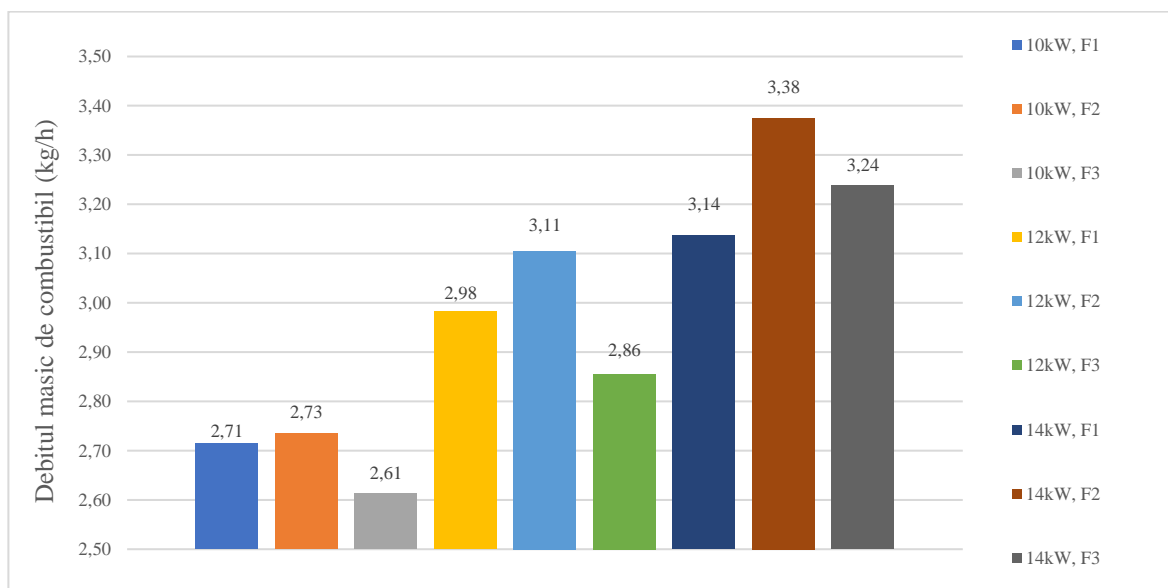


Figura 9 - Consumul de combustibil pentru configurațiile studiate

Eficiențele producerii de energie termică și electrică au fost calculate considerând că pierderile termice liniare sunt incluse în eficiența termică, deoarece mașina în sine este caracterizată și nu întregul sistem care o conectează la utilizator. O clasificare a celor 9 valori aferente eficienței totale este prezentată în Tabelul 2.

Tabelul 2 - Clasificarea configurațiilor în funcție de eficiența totală

Configurația	Eficiența totală	Eficiența termică	Pierderile liniare termice	Eficiența electrică
12kW _{th} , F3	98,60%	89,04%	2,75%	6,82%
10kW _{th} , F3	97,83%	88,16%	2,88%	6,79%
14kW _{th} , F3	93,38%	84,18%	2,81%	6,40%
10kW _{th} , F2	92,83%	83,39%	2,74%	6,70%
14kW _{th} , F2	90,70%	82,14%	2,44%	6,12%
12kW _{th} , F2	90,10%	81,38%	2,84%	5,88%
10kW _{th} , F1	89,00%	79,96%	2,62%	6,43%
12kW _{th} , F1	86,95%	78,39%	2,73%	5,84%
14kW _{th} , F1	83,56%	75,21%	2,75%	5,61%

Se poate observa că debitul agentului termic care evacuează căldura din mașină a fost factorul definitoriu în eficiența totală a configurațiilor. Ca model general, cu cât debitul este mai mare, cu atât este mai bună eficiența totală. Cea mai mare eficiență generală a fost cea a puterii termice de 12 kW_{th}, cu configurația fluxului F3.

Pentru studiile viitoare, ar fi utilă cuplarea unității μCHP cu un acumulator termic, pentru a observa ce regim de funcționare ar fi cel mai bun pentru a încălzi un rezervor mare de apă și apoi pentru a-și menține temperatura. Viteza de încălzire a acumulatorului termic ar fi relevantă în funcție de dimensiunile sale, care sunt dependente de consumul de apă caldă menajeră al locuitorilor clădirii rezidențiale. O unitate de stocare electrică ar fi, de asemenea, relevantă în cazul în care clădirea rezidențială ar fi echipată cu un sistem fotovoltaic. Întrucât unitatea μCHP studiată ar trebui să acopere sarcina de bază a unui consum casnic de energie electrică, un sistem fotovoltaic-termic (PVT) și un sistem de baterii de acumulatori ar reprezenta un adaos relevant pentru obiectivul autosuficienței energetice. A fost efectuată o simulare dinamică a unui sistem PVT (Barbu, 2019), evaluând acoperirea puterii de ieșire PVT

a cerințelor clădirilor rezidențiale în ceea ce privește energia din București (58%) și Strasbourg (48%). Acoperirea energiei termice a fost condiționată de utilizarea unui încălzitor auxiliar, pentru satisfacerea nevoilor de apă caldă menajeră din București (51%) și Strasbourg (41%).

CAPITOLUL 4 MODELUL MATEMATIC

DESCRIEREA COMBUSTIBILULUI. BILANȚUL ENERGETIC AL CAMEREI DE COMBUSTIE. CALCULELE DE COMBUSTIE. MOTORUL STIRLING: CICLUL TERMODINAMIC, CALCULUL DE PUTERI ȘI ENERGII. ENERGIA TERMICĂ UTILĂ FURNIZATĂ CONSUMATORULUI FINAL. COMPARAȚIE ÎNTRE DIFERITE UMIDITĂȚI DE COMBUSTIBIL ȘI EXCESE DE AER. COMPARAȚIA EFICIENȚELOR ÎN DIFERITE CONFIGURAȚII.

În acest capitol, a fost dezvoltat în detaliu un model matematic folosit pentru a calcula procesul de ardere a 4 tipuri diferite de combustibil. În cadrul modelului matematic, au fost luate în considerare și descrise de o manieră exhaustivă toate particularitățile care deosebesc aceste tipuri de biomasa lemnoasă.

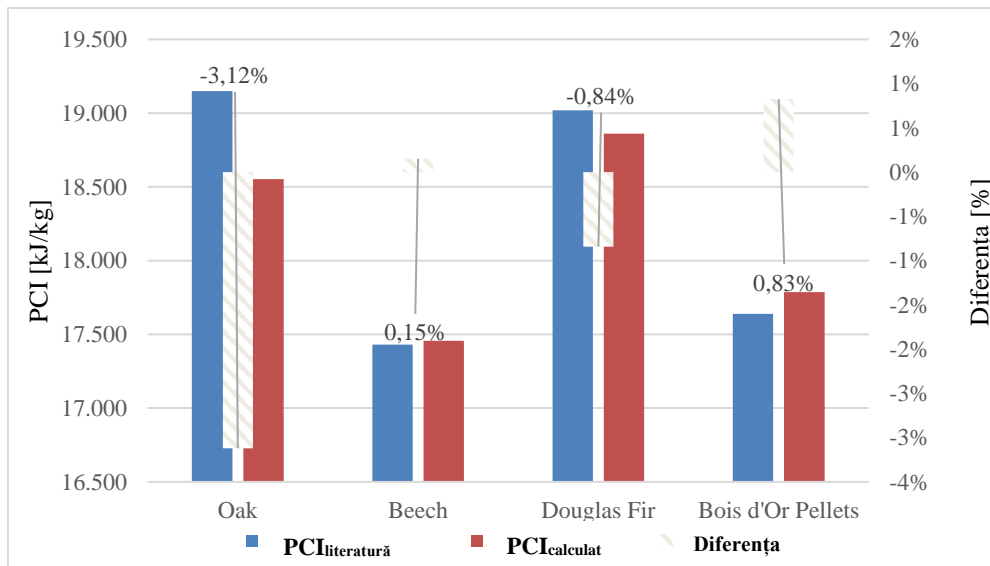


Figura 9 - Diferențe între valorile calculate și cele din literatură pentru PCI

În fiecare caz, determinarea puterii calorifice inferioare a condus la rezultate în perfectă corelare cu cele din literatură (Figura 9). Acesta reprezintă un aspect important, deoarece puterile calorifice inferioare au fost folosite ca date de intrare pentru toate calculele ulterioare.

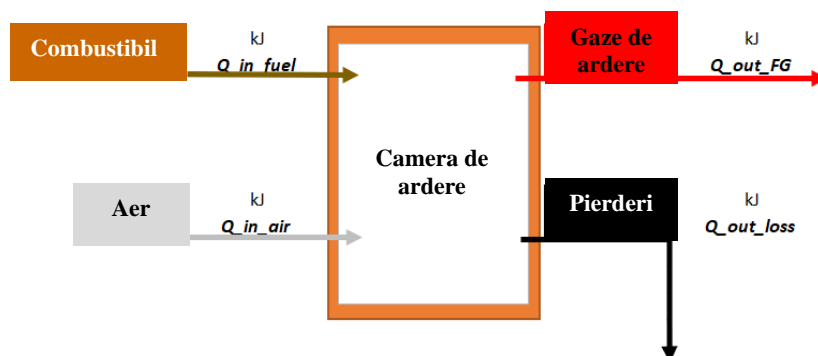


Figura 10 - Bilanțul termic al camerei de ardere

Pentru bilanțul termic din camera de ardere (Figura 10), volumul specific umed de gaze arse și cantitatea de căldură generată de combustibilul care intră în camera de ardere, respectiv masa de aer care intră în camera de ardere și căldura sensibilă a aerului, au fost calculate în mod corespunzător. Pe baza bilanțului energetic al camerei de ardere, pentru fiecare tip de biomasă lemnoasă s-a obținut temperatura adiabatică de ardere, calculată folosind volume și entalpii. În plus, s-a calculat și temperatura adiabatică de ardere folosind de mase și entalpii. Au fost folosite trei metode diferite pentru calculul entalpiilor de ardere: utilizarea calculului maselor de aer și gaze arse la starea anhidră și fără cenușă, utilizarea ecuației Gaskell și utilizarea ecuației Howard Shomate și a coeficienților JANAF.

Compararea rezultatelor a scos în evidență o bună corelare între valorile calculate ale temperaturii adiabatice de ardere (Tabelul 3).

Tabelul 3 - Comparația rezultatelor obținute prin trei metode diferite de calcul

Metoda folosită	Temperatura adiabatică de ardere					
	Metoda de calcul iterativ		Ecuația Gaskell și coeficienți constanți		Ecuația Shomate Howard și coeficienții JANAF dependenți de temperatură	
	Iterația 8		FOUND? [pas: 0.01]		FOUND? [pas: 1]	
Tipul de biomasă	T [K]	ε_r (%)	[K]	ε_r (%)	[K]	ε_r (%)
Oak	1937,96	0,00	1911,79	1,350%	1908,15	1,538%
Beech	1929,01	0,00	1949,08	-1,040%	1945,15	-0,837%
Douglas Fir	1936,05	0,00	1977,79	-2,156%	1974,15	-1,968%
Bois d'Or Pellets	1902,30	0,00	1935,52	-1,746%	1930,15	-1,464%

Calculul puterii în camera de ardere a facilitat determinarea puterilor termice care intră și ies din camera de ardere precum și puterea termică a gazelor arse rezultate din procesul de ardere. Valorile parametrilor utilizați în calculul puterilor, precum și valorile puterilor sunt prezentate în Tabelul 4.

Tabelul 4 - Debitul și puterile care intră în și rezultă din procesul de ardere

Combustibil	Aer	Pierderi	Gaze de ardere
fm_{fuel}	fm_{air} (fm_{fuel})	$P_{out_{loss}}$	fm_{FG}
kg/h	kg/h	kW	kg/h
Oak	Oak	Oak	Oak
2,8	20,60	0,72	23,40
Beech	Beech	Beech	Beech
2,8	18,95	0,68	21,75
Douglas Fir	Douglas Fir	Douglas Fir	Douglas Fir
2,8	20,44	0,74	23,24
Bois d'Or Pellets	Bois d'Or Pellets	Bois d'Or Pellets	Bois d'Or Pellets
2,8	18,26	0,69	21,31
$P_{in_{fuel}}$	$P_{in_{air}}$ (fm_{air})	$P_{out_{FG}}$	kW
kW	kW	kW	kW
Oak	Oak	Oak	13,74
14,43	0,03	Beech	12,93
Beech	Beech	Douglas Fir	13,97
13,58	0,03	Bois d'Or Pellets	13,17
Douglas Fir	Douglas Fir		
14,67	0,03		
Bois d'Or Pellets	Bois d'Or Pellets		
13,83	0,03		

Referitor la punctele cheie ale ciclului Stirling, calculul puterilor și al cantităților de energie, motorul Stirling a fost modelat în conformitate cu modelul teoretic al unui motor Stirling, pe baza formulelor găsite în literatură (Damirchi, 2016, Arashnia, 2015, Dobre, 2012). Modelul motorului Stirling are aceleași coordonate de temperatură, volum și presiune pentru toate tipurile de biomasă lemnoasă și reprezintă un element cheie al instalației, deoarece energia electrică este mai valoroasă decât energia termică din punct de vedere al prețului. Prin urmare, s-a constatat că este ideal să ruleze la sarcină maximă electrică pentru toate tipurile de combustibil. Toate performanțele operaționale ale ciclului Stirling au fost calculate (Figura 11).

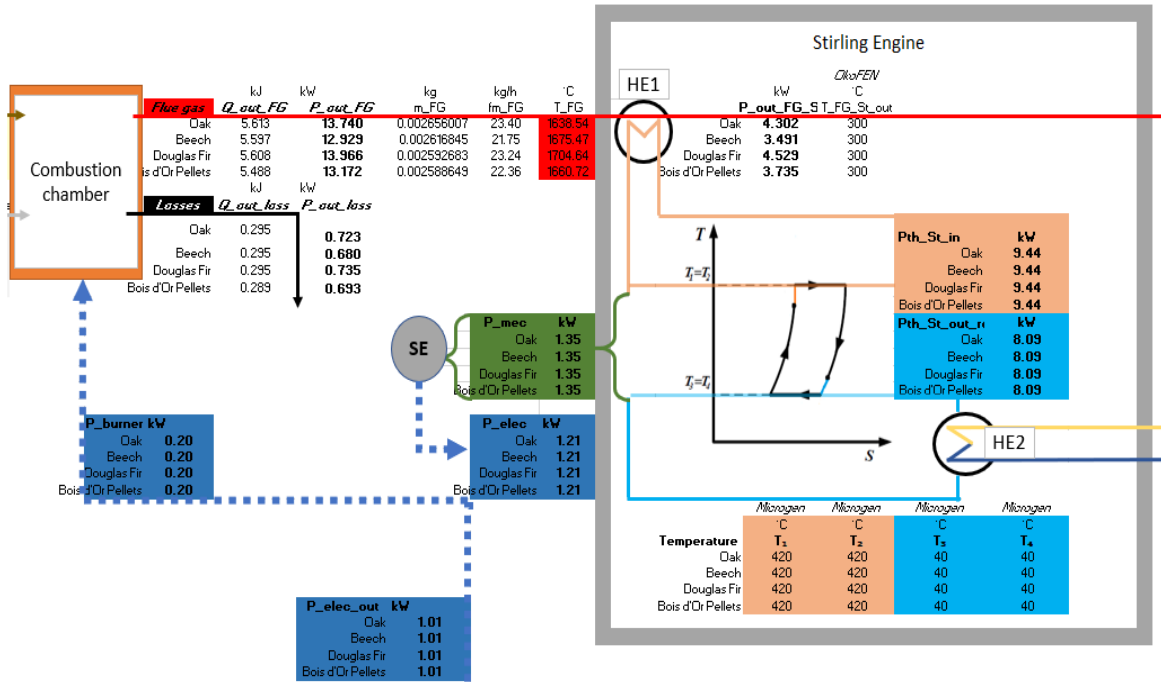


Figura 11 - Performanțele operaționale ale ciclului Stirling în raport cu procesul de ardere

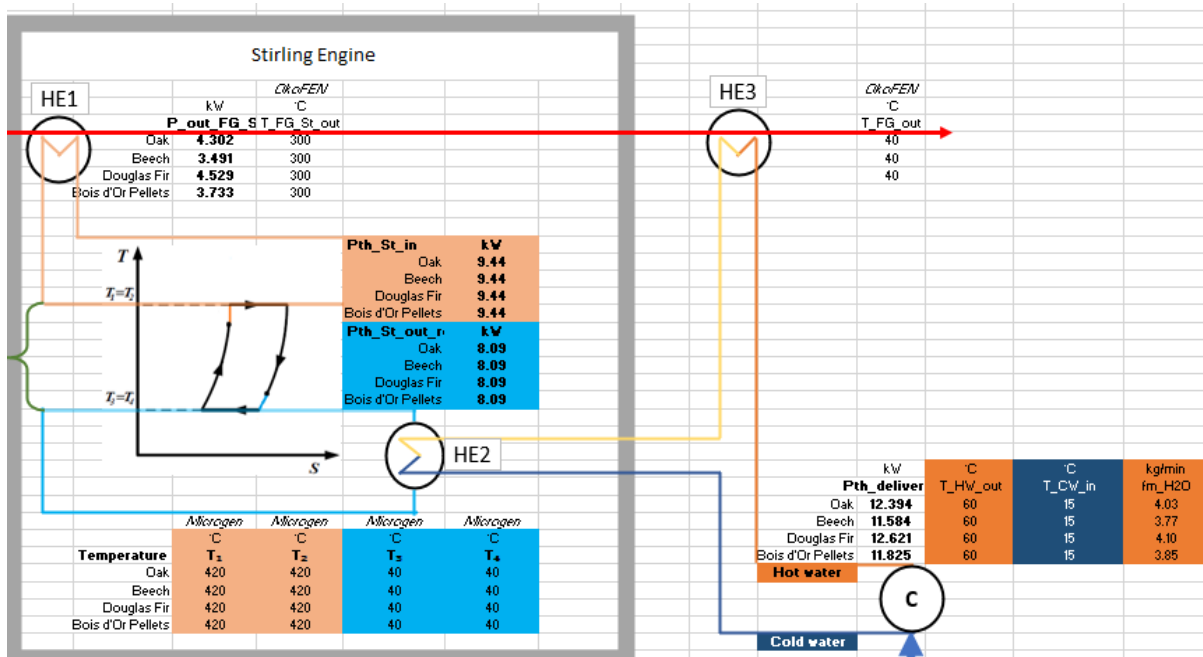


Figura 12 - Căldura recuperată de la motorul Stirling și transmisă consumatorului final prin sistemul de alimentare cu apă caldă

În modelul matematic s-a considerat, de asemenea, că puterea termică utilă furnizată consumatorului final ar trebui calculată pe baza puterilor termice de intrare și ieșire ale ciclului Stirling, care sunt cunoscute, precum și a puterii termice a gazelor de ardere care transferă căldura motorului Stirling (Figura 12).

Agentul termic - apa, preia inițial energia termică care iese din ciclul Stirling și, într-o a doua fază, energia termică a gazelor de ardere înainte de evacuarea la coș, ulterior fiind trimis la consumatorul final în scopul acoperirii necesarului acestuia de energie termică.

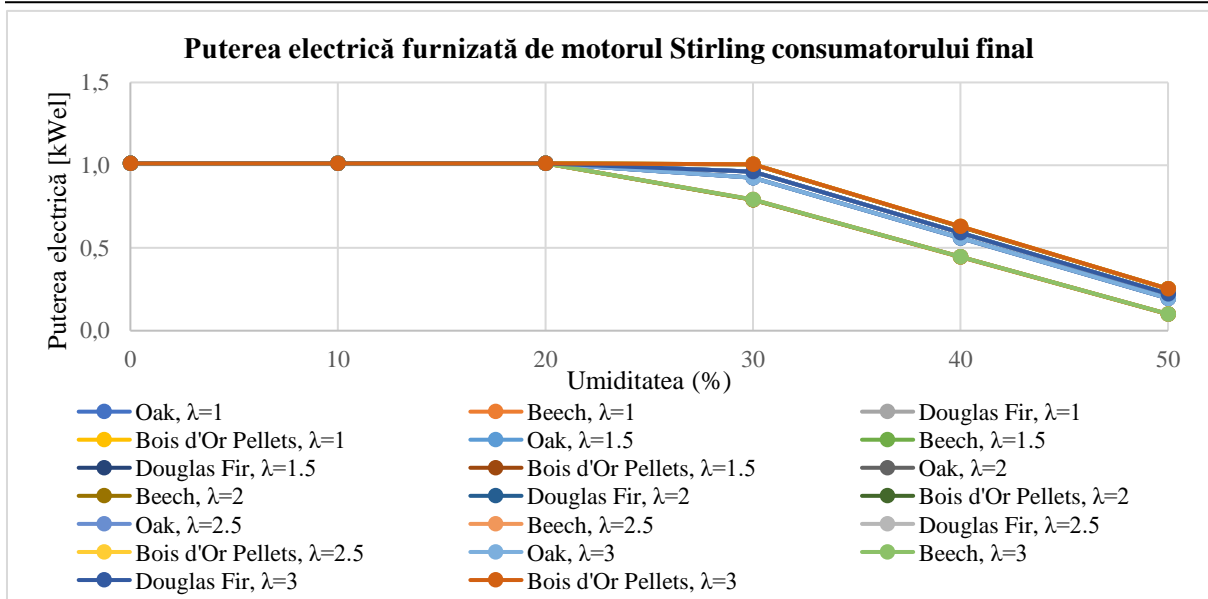


Figura 13 - Puterea electrică furnizată de motorul Stirling consumatorului final

Pentru toate configurațiile de exces de aer, s-a observat că funcționarea la sarcini parțiale a motorului Stirling și producerea de energie electrică încep de la o limită inferioară celei aferente peletilor, pentru acest tip de combustibil motorul păstrându-și funcționarea la sarcină nominală și pentru valori superioare ale umidității comparativ cu valoarea limită pentru celelalte tipuri de combustibili (Figura 13).

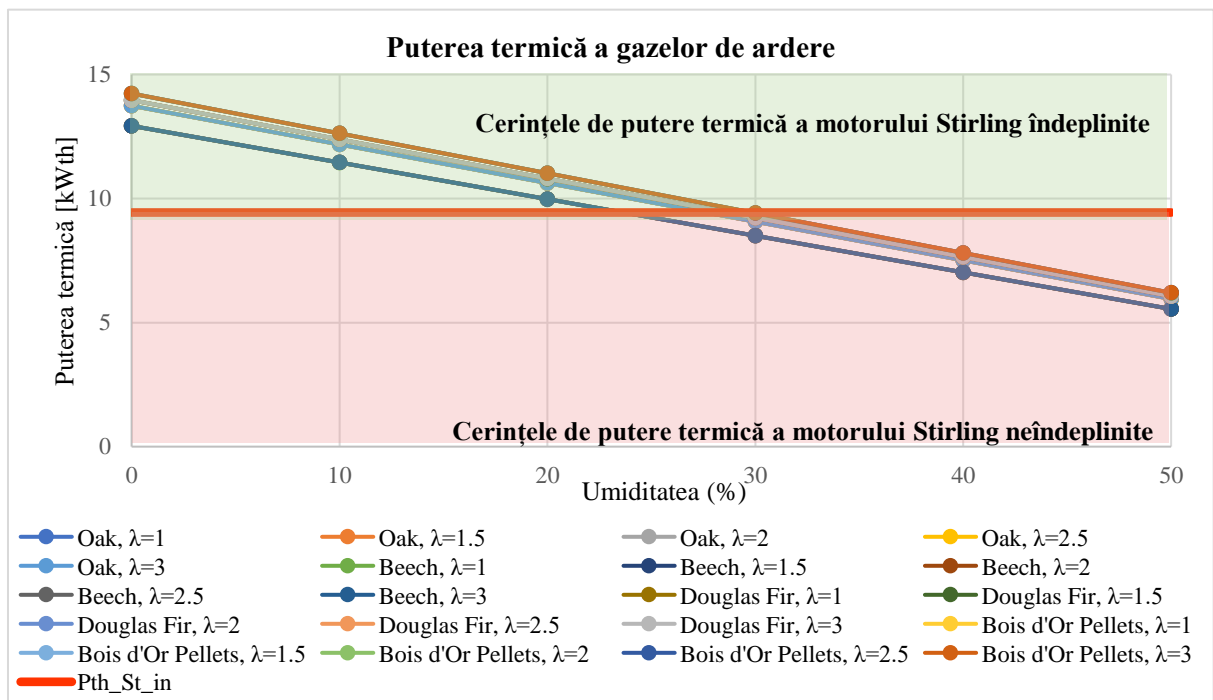


Figura 14 – Puterile termice ale gazelor de ardere pentru diferite tipuri de combustibili

Variația umidității combustibilului influențează puternic debitul masic al apei calde menajere și puterea termică furnizată consumatorului final (Figura 14). Orice valoare a puterii termice a gazelor arse sub un anumit prag (și anume 9,44 kW_{th}) va avea ca rezultat o funcționare la sarcină parțială a motorului Stirling, nefiind disponibilă suficientă putere termică la intrare în motor pentru o funcționare la sarcină nominală.

Compararea eficiențelor în diferite configurații ($\lambda = i, w = j$) a scos în evidență că cele mai bune performanțe ale unității de micro-cogenerare studiate se obțin pentru combustibili uscați.

În timp ce valoarea absolută a puterii termice a combustibilului scade, necesitățile motorului Stirling pentru funcționarea la sarcină nominală rămân aceleași (9,44 kW_{th}). Prin urmare, pornind de la umiditatea combustibilului de 30%, se produce mai multă putere termică din valorile mai mici ale puterii combustibilului, deoarece cerințele motorului Stirling nu sunt îndeplinite și funcționează la sarcină parțială. Este inexactă afirmația că, pentru o eficiență termică mai bună, ar trebui utilizat combustibil cu umiditate de peste 30%, deoarece aceste eficiențe au fost calculate prin împărțirea unei valori absolute descrescătoare a puterii termice la o valoare absolută descrescătoare a puterii termice a combustibilului. Eficiența termică scade aproape liniar, de la 85% - 86%, pentru o umiditate de 0%, la 38%, pentru o umiditate de 50%, ceea ce reprezintă mai puțin de jumătate (Figura 15).

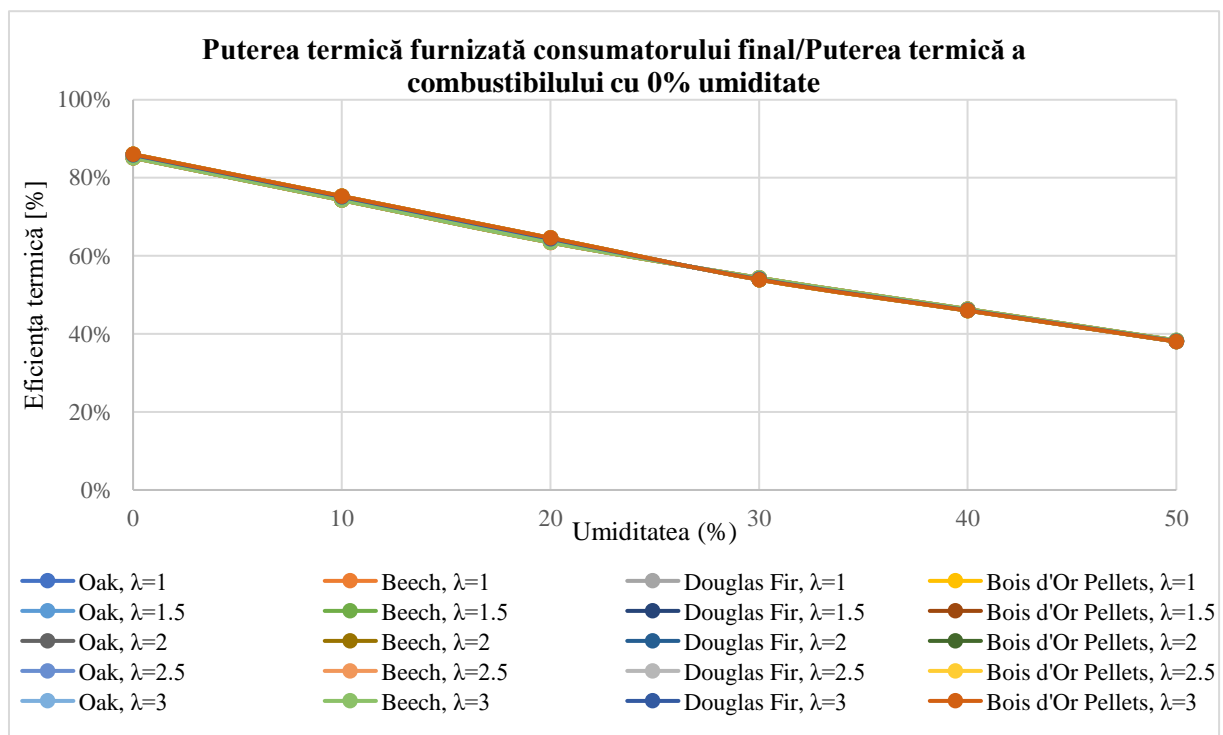


Figura 15 - Eficiența producerii de energie termică pentru combustibili cu 0% umiditate

Incapacitatea motorului Stirling de a funcționa la sarcină nominală se manifestă în toate cazurile în care umiditatea depășește 30%, întrucât scopul unui sistem μ CHP este de a asigura întâi producerea de energie electrică și mai apoi producerea de energie termică.

Eficiența producerii de energie electrică a motorului Stirling rămâne constantă până la o umiditate de 20%, ceea ce înseamnă că motorul Stirling primește încă suficientă putere termică din gazele de ardere pentru a funcționa la o sarcină nominală. Eficiența este menținută la 7% până la o umiditate de 20%, apoi scade la 1,35% pentru o umiditate de 30%, reducându-se de mai mult de 5 ori (Figura 16).

În contextul în care energia electrică produsă de μ CHP ar acoperi baza curbei autoconsumului de energie electrică al consumatorului, o eficiență redusă a producerii de energie electrică și o cantitate redusă de energie electrică produsă sunt contra-productive.

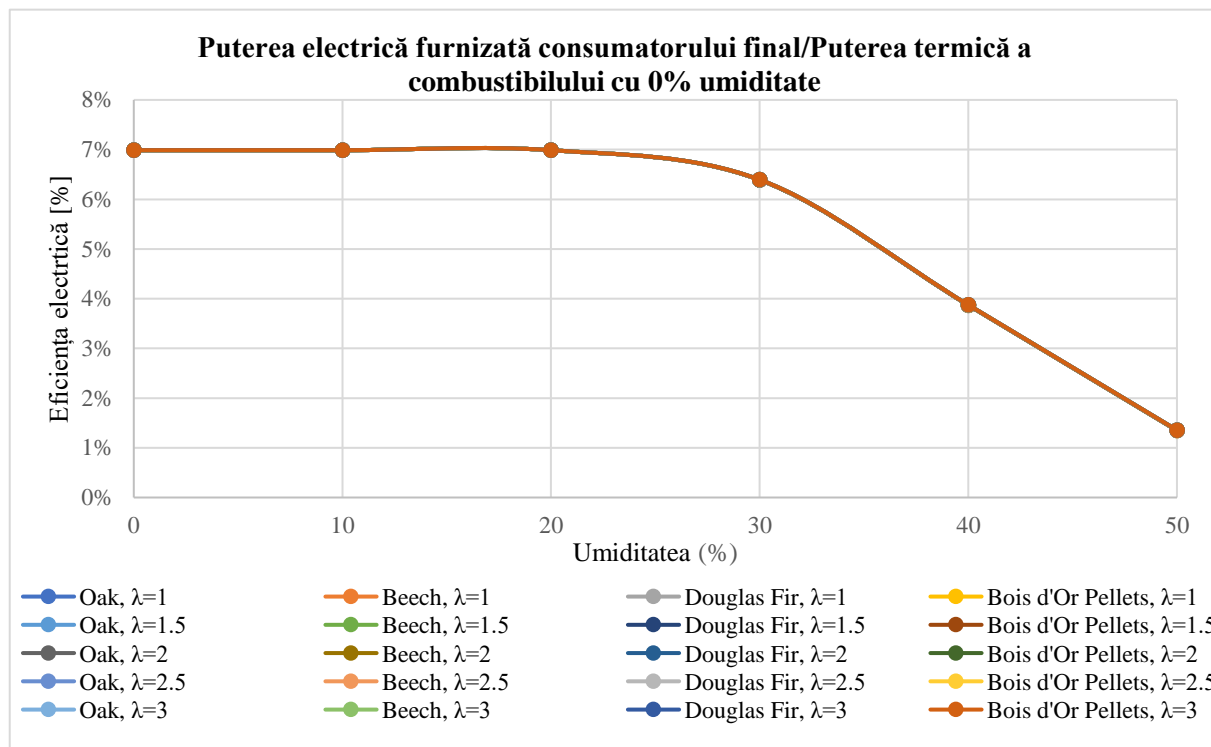


Figura 16 - Eficiența producerii de energie electrică pentru combustibili cu 0% umiditate

Dacă puterea termică produsă nu este în totalitate necesară, așa cum este în cazul sezonului cald, combustibilii utilizați pot avea o umiditate mai mare, cu condiția ca umiditatea lor să nu afecteze negativ sistemul μ CHP. Eficiența totală a μ CHP este prezentată în Figura 17. Aceasta scade aproape liniar, de la 92% - 93%, pentru 0% umiditate, la 39% - 40%, pentru 50% umiditate, adică mai mult decât înjumătățirea valorii sale.

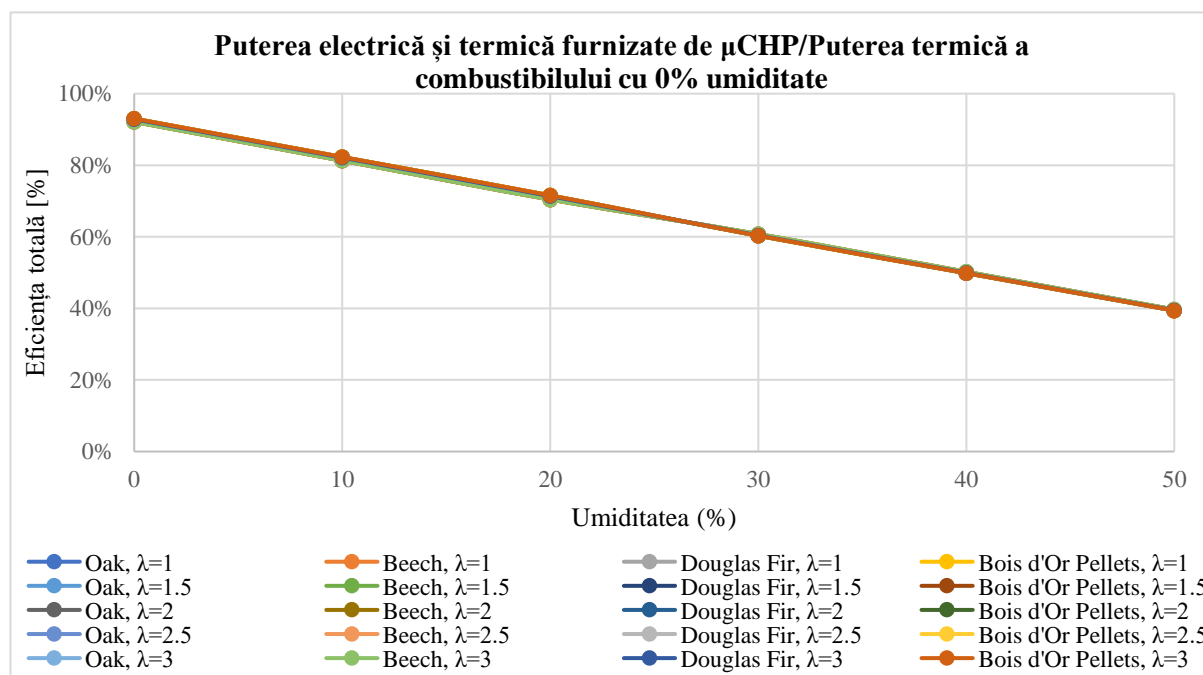


Figura 17 - Eficiența totală a μ CHP pentru combustibili cu 0% umiditate

În concluzie, calculul eficienței globale a funcționării unității de micro-cogenerare cu motor Stirling utilizând cu biomasa solidă arată că utilizarea unui combustibil uscat este recomandată pentru obținerea rezultate. Dacă puterea termică nu este în întregime necesară, combustibilul poate avea o umiditate de până la 20% pentru ca motorul Stirling să funcționeze la sarcină nominală. Cazul menționat anterior este intuitiv acela al sezonului cald, unde necesarul de energie termică este mai mic decât cel aferent sezonului rece. Prin urmare, este crucială folosirea combustibililor uscați în sezonul rece, aceasta facilitând obținerea puterii termice maxime disponibile, cu condiția ca sistemul rezidențial de energie termică să nu fi fost inițial supradimensionat. Dacă este cazul, pot fi folosiți combustibili de calitate inferioară din punct de vedere al umidității, deoarece puterea lor termică nu va crea un surplus de energie termică. Capitolul actual concluzionează că este necesar un studiu al nevoilor consumatorului final, pentru a determina mai bine adaptarea calității combustibilului la sistemul μ CHP în funcție de necesitățile acestuia, studiu care va fi prezentat în capitolul următor.

CAPITOLUL 5 MODELUL MATEMATIC PENTRU SIMULAREA REGIMURILOR TRANZITORII

TESTE PENTRU REGIMURILE TRANZITORII. MODELUL MATEMATIC. SIMULAREA PRODUCERII DE ENERGIE ELECTRICĂ. SIMULAREA PRODUCERII DE ENERGIE TERMICĂ. DISTRIBUȚIA ÎN TIMP A CONSUMULUI MASIC DE COMBUSTIBIL. REZULTATE. INDICATORI DE PROFITABILITATE A PROIECTELOR DE INVESTIȚII.

Pentru a evalua comportamentul unității de micro-cogenerare în diferite regimuri tranzitorii de funcționare, au fost efectuate 32 de teste de laborator. Unitatea de micro-cogenerare, formată dintr-un cazan cu condensare și un motor Stirling, produce electricitate și/sau căldură, conform regimului tranzitoriu simulat. Pentru 22 din 32 de teste, producția de energie electrică are o durată mai mare decât cea a producției de energie termică, pentru 6 din 32 de teste, producția de energie electrică a început mai devreme decât producția de energie termică dar s-a oprit mai repede, astfel încât în final unitatea de cogenerare a produs exclusiv energie termică, pentru 3 din 32 de teste, producția de energie termică a început mai devreme decât producerea de energie electrică, dar s-a oprit mai repede, astfel încât, la sfârșit, unitatea de cogenerare a produs exclusiv energie electrică, iar pentru 1 din 32 de teste, producția de energie termică a durat mai mult decât cea a producției de energie electrică. În tabelul 5 sunt descrise etapele fiecăruia dintre testele experimentale.

Tabelul 5 - Cele cinci faze ale testelor experimentale

Faza	Descriere
1. Inițiere	inițierea procesului de ardere
2. Pornire	începerea producerii și evacuării energiei termice
3. Constant	producerea energiei termice în regim constant
4. Oprire	oprirea producției de energie termică
5. Încetare	Încetarea producției de energie termică

Majoritatea măsurătorilor efectuate au fost afectate doar de erorile echipamentelor utilizate, respectând clasa lor de precizie. Excepția este constituită de modul de măsurare a consumului de combustibil, care a reprezentat o sursă majoră de incertitudine. Debitul masic de combustibil a fost determinat așa cum este descris în Capitolul 3 - Studiu experimental al unei unități de micro-cogenerare cu motor Stirling utilizând biomasa, prin măsurarea greutateii întregii unități μ CHP, deoarece rezervorul de combustibil este plasat în interiorul instalației. În timpul fazei de pornire a procesului de ardere, o cantitate de agent termic (apă) ar intra, de asemenea, în circuitele instalației, ducând la incertitudini în cântărire.

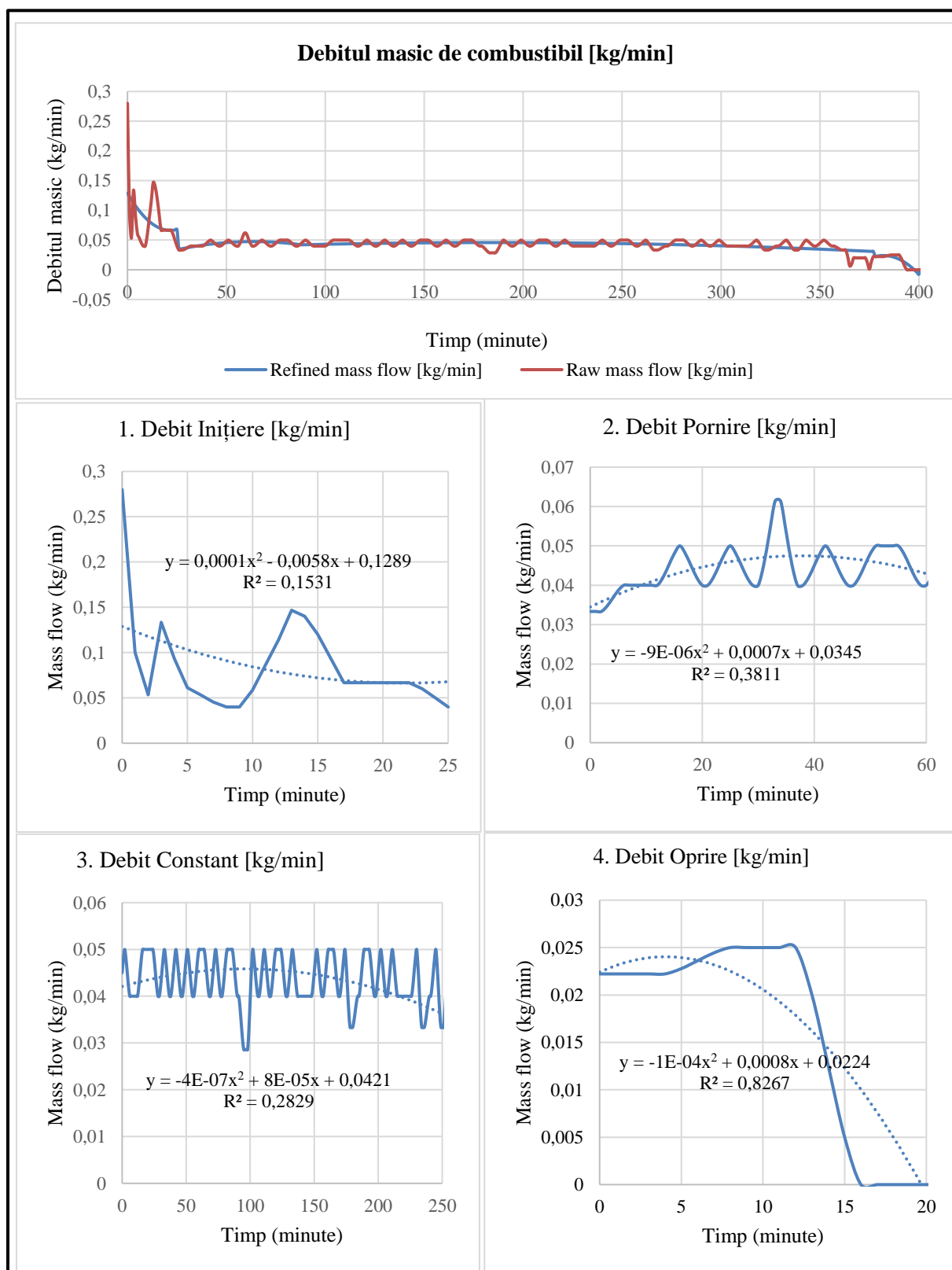


Figura 18 - Valori brute și rafinate ale debitului masic aferent unui experiment

Divizarea debitului masic a permis obținerea a 4 regresii diferite, aferente fazelor unității de micro-cogenerare: „1. Inițiere”, „2. Pornire”, „3. Constant” și „4. Oprire”. În faza „Încetare”, debitul de masă al combustibilului este nul. Din cauza corelării inadecvate între regresii găsite (Figura 18) și datele măsurate ale debitului masic de combustibil, s-a constatat că este necesar

un model matematic pentru simularea regimurilor tranzitorii. Modelul a fost aplicat tuturor celor 32 de teste efectuate în laboratorul iCube „Climatherm”. Simulările regimurilor tranzitorii au arătat că incertitudinea legată de consumul de combustibil sub formă de peleți de lemn este semnificativă. Modelul matematic utilizat a fost cel al unei probleme inverse. Pentru fiecare dintre cele 32 de teste datele de intrare au fost producția de energie electrică, producția de energie termică, temperaturile măsurate de senzorii din interiorul unității de micro-cogenerare pe traseul gazelor arse, de la camera de ardere la evacuare, precum și în diferite puncte ale circuitului care leagă unitatea de consumator final. Mărimea de ieșire calculată a fost debitul masic de combustibil, sub formă de peleți din lemn. Dificultățile legate de neliniaritățile induse de variația diferitelor proprietăți fizice, în funcție de temperatură (și anume căldura specifică la presiune constantă a aerului de ardere și a componentelor gazelor de ardere și căldura specifică a agentului - apă), folosite în simulare pentru determinarea entalpiilor, au fost depășite folosind metoda Gauss - Seidel (Brătianu, 1998). Metoda Gauss-Seidel este o formă îmbunătățită a metodei Jacobi, cunoscută și sub numele de metoda iterațiilor succesive. Pentru simularea producerii de energie electrică, calculul ciclului Stirling a fost făcut pentru a obține consumul de peleți din lemn, exclusiv pentru producerea de energie electrică. Parametrii sunt cei din Tabelul 6.

Tabelul 6 - Parametrii folosiți pentru simularea producerii de energie electrică

Parametrul	Notăție și valoare	Sursa
Volumul de destindere	$V_3 = 37 \text{ cm}^3$	Ipoteză
Volumul de compresie	$V_4 = 30 \text{ cm}^3$	Ipoteză
Raportul de compresie	$\varepsilon = \frac{V_3}{V_4} = 1.2333$	Calculare
Temperatura cap cald motor Stirling	$T_1 = T_{\text{inlet}}^{\text{Stir}}$	Măsurare μCHP
Temperatura cap rece motor Stirling	T_4	Măsurare μCHP
Temperatura sursei calde	T_H	Măsurare μCHP
Temperatura sursei reci	$T_C = T_4$	Ipoteză
Eficiența regenerării	$\eta_{\text{reg}} = 0.99$	Ipoteză
Pierderi regenerare	$X = 1 - \eta_{\text{reg}} = 0.01$	Calculare
Coeficientul adiabatic al Heliului	$k = 1.6666$	Ipoteză
Serviciile interne μCHP	$\varepsilon_{\text{SI}} = 0.1$	Ipoteză
Eficiența mecanică	$\eta_m = 0.99$	Ipoteză
Eficiența electrică	$\eta_g = 0.99$	Ipoteză
Eficiența ireversibilității valorii finite a ΔT_H	$\eta_{\text{II,ir ext } \Delta T}$	Calculare
Eficiența ireversibilității la regenerare parțială	$\eta_{\text{II,ir int}(x)}$	Calculare
Eficiența generată de pierderile de presiune	$\eta_{\text{II,ir int}(\Delta p)} = 0.95$	Ipoteză
Entalpia gazelor arse intrare motor Stirling	$H_{\text{inlet}}^{\text{ST}}$	Calculare
Căldura intrată în motorul Stirling	$Q_{\text{inlet}}^{\text{Stir}}$	Calculare
Puterea termică intrată în motorul Stirling	$p_{\text{inlet}}^{\text{Stir}}$	Calculare
Puterea termică ieșită din motorul Stirling	$p_{\text{outlet}}^{\text{Stir}}$	Calculare
Puterea internă a motorului Stirling	$p_{\text{intern}}^{\text{Stir}}$	Calculare
Debitul masic al producției de energie electrică	$m_{\text{fuel}}^{\text{power}}$	Ipoteză
Debitul masic total	m_{fuel}	Calculare
Puterea electrică măsurată	$p_{\text{electric}}^{\text{measured}}$	Măsurare μCHP
Puterea electrică calculată	$p_{\text{electric}}^{\text{calculated}}$	Calculare

În toate testele, eficiența producerii de energie electrică a fost calculată luând în considerare un ciclu cu recuperare parțială a căldurii, având în vedere transferul de căldură la o

diferență finită de temperatură la sursa fierbinte și pierderile de presiune datorate vitezei finite frecărilor în interiorul motorului Stirling (Dobre, 2012). Folosind valorile măsurate ale temperaturii la capul fierbinte Stirling și suma produselor din mase și călduri specifice la presiune constantă în funcție de temperatură pentru toate componentele gazelor arse, au fost calculate valorile entalpiei pentru fiecare dintre valorile măsurate anterior menționate.

Pentru a simula o distribuție în timp a consumului de combustibil, puterile termice produse în fiecare minut au fost transformate în energie termică. Prin determinarea puterii termice la intrarea în motorul Stirling, a devenit posibil să se calculeze puterea termică la ieșire și puterea internă a motorului Stirling. Determinarea distribuției în timp a debitului masic de combustibil pentru producerea de energie electrică s-a făcut prin înmulțirea debitului masic ales aleatoriu cu raportul dintre puterea măsurată și puterea calculată.

Pentru simularea producerii de energie termică, calculul puterii termice trimise utilizatorului a fost făcut pentru a determina consumul aferent de combustibil. Parametrii sunt centralizați în Tabelul 7.

Tabelul 7 - Parametrii folosiți în simularea producerii de energie termică

Parameter	Notation and value	Source
Eficiența regeneratoarelor	$\eta_{reg} = 0.99$	Ipoteză
Puterea termică ieșire motor Stirling	P_{outlet}^{Stir}	Calcul
Eficiența schimbător gaze arse - apă	$\eta_{FG-H_2O}^{HE} = 0.97$	Ipoteză
Temperatura gazelor arse în camera de ardere	$T_{FRT\ Ist}^{PE1}$	Măsurătoare μ CHP
Eficiența condensator	$\eta_{vap-ag}^{HE} = 0.97$	Ipoteză
Temperatura vapori din gazele arse	T_{KT}^{PE1}	Măsurătoare μ CHP
Puterea termică măsurată	$P_{measured}^{flow}$	Măsurătoare μ CHP
Puterea termică calculată	$P_{calculated}^{flow}$	Calcul
Puterea termică evacuată de motorul Stirling	P_{outlet}^{Stir}	Calcul
Puterea termică recuperată de la gazele arse	$P_{FG}^{Stir HE}$	Calcul
Puterea termică recuperată de la vaporii de apă	$P_{condens}$	Calcul
Căldura latentă de vaporizare a apei	LVH	Calcul
Debitul masic total	m_{fuel}	Calcul
Debitul masic al producției de energie termică	m_{fuel}^{heat}	Calcul

În toate cele 32 de teste, simularea puterii termice în interiorul unității de micro-cogenerare s-a făcut luând în considerare puterea termică evacuată de motorul Stirling, puterea termică recuperată din gazele de ardere și puterea termică recuperată prin condensarea vaporilor de apă din gazele de ardere înainte de evacuarea lor. Într-un număr limitat de teste, au existat momente în care, pentru modelul ales, lipsea posibilitatea evacuării puterii termice de la motorul Stirling, pentru cazurile în care debitul agentului termic era nul.

Determinarea distribuției în timp a debitului masic de combustibil aferent producerii de energie termică a fost efectuată prin calcularea raportului dintre puterea termică măsurată produsă de unitatea de micro-cogenerare și puterea termică calculată produsă de unitatea de micro-cogenerare, prin alegerea valorilor aleatorii ale debitului masic de combustibil și un nou calcul al valorilor asociate puterii termice evacuate de motorul Stirling, puterii termice recuperate din gazele de ardere și puterii termice recuperate prin condensarea vaporilor de apă din gazele de ardere înainte de evacuare. Procesul se repetă până când rezultatele a 2 iterații succesive devin egale (Figura 19).

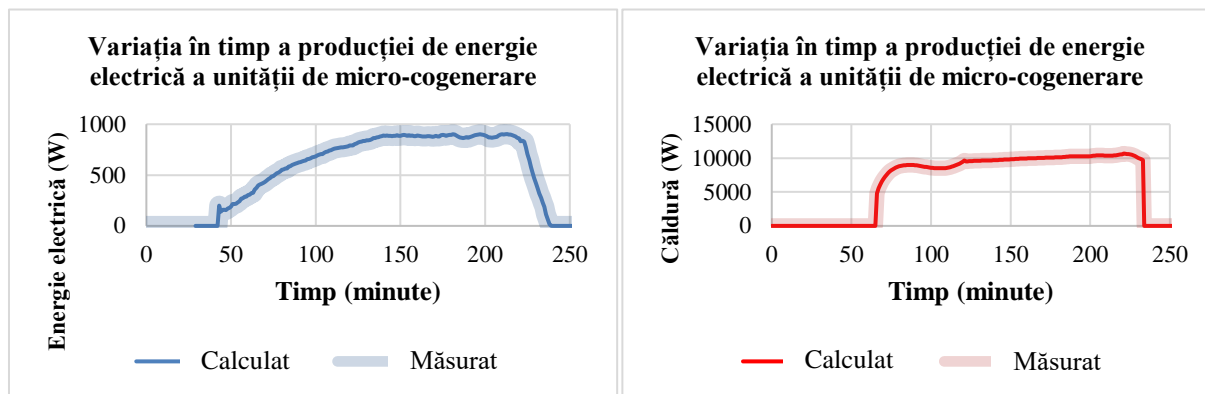


Figura 19 - Un exemplu de prezentare comparativă a valorilor calculate și măsurate

În Tabelul 8 sunt redate valorile pentru producția de energie electrică, consumul de combustibil și eficiența producerii de energie electrică pentru toate cele 32 de teste tranzitorii.

Tabelul 8 - Eficiența producerii de energie electrică și consumul aferent de combustibil

Nr.	PCI _{combustibil} MJ/kg _{combustibil} 17,64020676	Start	Stop	Energie electrică				
		Primul	Ultimul	Start	Stop	Cantitate	Combustibil	Eficiența
				(min)	(min)	(kJ)	(kg)	(%)
1		Electr.	Electr.	43	240	8153,04	3,617	12,78
2		Electr.	Electr.	42	269	9524,22	4,265	12,66
3		Electr.	Căld.	27	240	9128,70	4,064	12,73
4		Electr.	Electr.	37	255	9036,36	4,029	12,71
5		Electr.	Electr.	25	283	1213,04	4,936	12,88
6		Electr.	Electr.	25	247	9945,18	4,210	13,39
7		Electr.	Electr.	44	143	3762,12	1,735	12,29
8		Electr.	Electr.	0	269	13161,96	5,227	14,27
9		Electr.	Electr.	27	320	13218,11	5,646	13,27
10		Electr.	Electr.	46	289	11333,94	4,686	13,71
11		Electr.	Electr.	27	267	11066,16	4,557	13,77
12		Electr.	Electr.	30	299	13068,06	5,272	14,05
13		Electr.	Electr.	27	145	4864,32	2,122	12,99
14		Electr.	Electr.	31	289	12260,52	4,982	13,95
15		Electr.	Electr.	27	263	11489,64	4,588	14,20
16		Electr.	Electr.	33	287	12845,22	5,027	14,49
17		Electr.	Electr.	29	307	14272,68	5,510	14,68
18		Electr.	Electr.	26	201	8380,50	3,346	14,20
19		Căld.	Electr.	30	389	16627,44	7,164	13,16
20		Electr.	Electr.	31	254	10375,86	4,254	13,83
21		Electr.	Electr.	30	267	10358,22	4,536	12,95
22		Căld.	Electr.	25	347	15939,90	6,328	14,28
23		Căld.	Căld.	33	270	7992,84	3,900	11,62
24		Electr.	Electr.	43	342	13208,16	5,769	12,98
25		Căld.	Electr.	36	309	11840,52	5,150	13,03
26		Electr.	Căld.	48	280	9783,30	4,359	12,72
27		Electr.	Electr.	42	216	7893,42	3,287	13,61
28		Electr.	Electr.	30	297	12938,64	5,273	13,91
29		Electr.	Căld.	26	270	11475,36	4,720	13,78
30		Electr.	Căld.	26	270	11475,36	4,720	13,78
31		Electr.	Căld.	39	225	9023,10	3,581	14,28
32		Electr.	Căld.	116	297	9366,54	3,579	14,84

Eficiența producerii de energie electrică variază între 11,62% și 14,84%. Valoarea mică este pentru un test tranzitoriu (cod VN MASTER 10-1 iun 25), în care începutul producerii de energie termică a avut loc înainte de începerea producerii de energie electrică și producerea de energie termică a încetat după încetarea producerii de energie electrică. Cea mai mare valoare este pentru un test tranzitoriu (cod VN MASTER 14-3 iunie 11), în care generarea de energie electrică a început mult mai devreme decât cea de energie termică (91 de minute), în ciuda faptului că oprirea producerii de energie termică a survenit mai târziu decât oprirea producerii de energie electrică (71 minute).

Valorile calculate pentru producția de energie termică, consumul de combustibil și eficiența producerii energiei termice pentru cele 32 de teste tranzitorii sunt redată în Tabelul 9.

Tabelul 9 - Eficiența producerii de energie termică și consumul aferent de combustibil

Nr.	PCI _{combustibil} MJ/kg _{combustibil} 17,64020676	Start	Stop	Energie termică				
		Primul	Ultimul	Start (min)	Stop (min)	Cantitate (kJ)	Combustibil (kg)	Eficiența (%)
1	VN MASTER 10-1 mar 07	Electr.	Electr.	66	234	95989,68	7,752	70,20
2	VN MASTER 10 -1 mar 12	Electr.	Electr.	56	264	119628,15	9,726	69,73
3	VN MASTER 10-2 mar 08	Electr.	Căld.	33	245	102243,73	10,017	57,86
4	VN MASTER 10-2 mar 16	Electr.	Electr.	42	248	120864,78	10,144	67,54
5	VN MASTER 10-3 feb 25	Electr.	Electr.	49	278	134240,96	11,182	68,06
6	VN MASTER 12-1 feb 27	Electr.	Electr.	28	244	128772,55	10,117	72,16
7	VN MASTER 12-1 mar 22	Electr.	Electr.	53	138	48032,52	4,033	67,52
8	VN MASTER 12-2 feb 19	Electr.	Electr.	65	267	136497,77	10,222	75,70
9	VN MASTER 12-2 mar 18	Electr.	Electr.	43	315	169055,63	13,779	69,55
10	VN MASTER 12-2 mar 20	Electr.	Electr.	58	286	154284,03	12,264	71,32
11	VN MASTER 12-3 mar 04	Electr.	Electr.	47	259	142077,97	10,988	73,30
12	VN MASTER 12-3 mar 19	Electr.	Electr.	32	292	173944,35	13,319	74,03
13	VN MASTER 14-1 mar 01	Electr.	Electr.	32	141	63667,05	5,044	71,55
14	VN MASTER 14-1 mar 11	Electr.	Electr.	50	282	151546,38	11,711	73,36
15	VN MASTER 14-2 feb 28	Electr.	Electr.	32	256	159316,15	12,048	74,96
16	VN MASTER 14-2 mar 15	Electr.	Electr.	52	282	173952,21	13,163	74,92
17	VN MASTER 14-3 feb 26	Electr.	Electr.	32	301	196105,29	14,620	76,04
18	VN MASTER 14-3 mar 21	Electr.	Electr.	28	196	117377,35	9,265	71,82
19	VN MASTER 10 -1 jun 19	Căld.	Electr.	26	384	203275,51	16,252	70,90
20	VN MASTER 12-3 jun 04	Electr.	Electr.	46	249	133977,16	11,019	68,93
21	VN-MASTER-10-3 jun 05	Electr.	Electr.	31	261	132386,14	11,232	66,82
22	VN MASTER 10-1 jun 18	Căld.	Electr.	0	339	198395,99	15,725	71,52
23	VN MASTER 10-1 jun 25	Căld.	Căld.	32	295	140387,02	13,286	59,90
24	VN MASTER 10-2 jun 14	Electr.	Electr.	59	336	168782,88	14,176	67,49
25	VN MASTER 10-2 jun 21	Căld.	Electr.	34	303	152214,46	12,375	69,73
26	VN MASTER 10-3 jun 12	Electr.	Căld.	69	293	137307,39	12,459	62,48
27	VN MASTER 12-2 jun 24	Electr.	Electr.	58	199	89712,53	6,785	74,95
28	VN MASTER 12-3 jun 27	Electr.	Electr.	40	293	169496,82	12,993	73,95
29	VN MASTER 12-3 may 28	Electr.	Căld.	40	274	150928,70	12,520	68,34
30	VN MASTER 12-3 may 29	Electr.	Căld.	40	274	150928,70	12,520	68,34
31	VN MASTER 14-2 jun 17	Electr.	Căld.	62	376	209439,57	25,466	46,62
32	VN MASTER 14-3 jun 11	Electr.	Căld.	207	368	120685,12	14,401	47,51

Eficiența producerii de energie termică variază între 46,62% și 76,04%. Valoarea mică este pentru un test tranzitoriu (cod VN MASTER 14-2 iunie 17), în care începutul producerii de energie termică a avut loc după începerea generării de energie iar producerea de energie termică a încetat după oprirea producerii de energie electrică (151 minute).

Cea mai mare valoare este pentru un test tranzitoriu (cod VN MASTER 14-3 februarie 26), în care producerea de energie electrică a început puțin mai devreme decât producerea de energie termică (3 minute) și faptul că oprirea producerii de energie termică a avut loc puțin mai devreme decât producerii de energie electrică (6 minute). Pentru acest test tranzitoriu, producerea celor două forme de energie a avut loc practic simultan.

Tabelul 10 conține valorile calculate ale consumului de combustibil pentru producerea de energie electrică, pentru producerea de energie termică și consumul total de combustibil și erorile relative raportate la valorile măsurate pentru toate cele 32 de teste tranzitorii.

Tabelul 10 - Comparatie între valorile măsurate și cele calculate ale consumului de combustibil

Nr.	PCI _{combustibil} MJ/kg _{combustibil} 17,64020676	Start	Stop	Cantitate măsurată (kg)	Cantitate calculată			Eroarea relativă (%)
		Primul	Ultimul		Electr. (kg)	Căld. (kg)	Total (kg)	
1	VN MASTER 10-1 mar 07	Electr.	Electr.	16,600	3,617	7,752	11,369	-31,51%
2	VN MASTER 10 -1 mar 12	Electr.	Electr.	13,800	4,265	9,726	13,991	1,38%
3	VN MASTER 10-2 mar 08	Electr.	Căld.	11,600	4,064	10,017	14,081	21,39%
4	VN MASTER 10-2 mar 16	Electr.	Electr.	13,600	4,029	10,144	14,173	4,21%
5	VN MASTER 10-3 feb 25	Electr.	Electr.	11,800	4,936	11,182	16,118	36,59%
6	VN MASTER 12-1 feb 27	Electr.	Electr.	12,600	4,210	10,117	14,327	13,71%
7	VN MASTER 12-1 mar 22	Electr.	Electr.	13,400	1,735	4,033	5,768	-56,96%
8	VN MASTER 12-2 feb 19	Electr.	Electr.	23,000	5,227	10,222	15,449	-32,83%
9	VN MASTER 12-2 mar 18	Electr.	Electr.	15,000	5,646	13,779	19,425	29,50%
10	VN MASTER 12-2 mar 20	Electr.	Electr.	16,800	4,686	12,264	16,950	0,89%
11	VN MASTER 12-3 mar 04	Electr.	Electr.	13,400	4,557	10,988	15,545	16,01%
12	VN MASTER 12-3 mar 19	Electr.	Electr.	16,800	5,272	13,319	18,591	10,66%
13	VN MASTER 14-1 mar 01	Electr.	Electr.	8,000	2,122	5,044	7,166	-10,43%
14	VN MASTER 14-1 mar 11	Electr.	Electr.	15,400	4,982	11,711	16,693	8,40%
15	VN MASTER 14-2 feb 28	Electr.	Electr.	14,000	4,588	12,048	16,636	18,83%
16	VN MASTER 14-2 mar 15	Electr.	Electr.	14,400	5,027	13,163	18,190	26,32%
17	VN MASTER 14-3 feb 26	Electr.	Electr.	15,600	5,510	14,620	20,130	29,04%
18	VN MASTER 14-3 mar 21	Electr.	Electr.	11,600	3,346	9,265	12,611	8,72%
19	VN MASTER 10 -1 jun 19	Căld.	Electr.	17,000	7,164	16,252	23,416	37,74%
20	VN MASTER 12-3 jun 04	Electr.	Electr.	12,400	4,254	11,019	15,273	23,17%
21	VN-MASTER-10-3 jun 05	Electr.	Electr.	11,400	4,536	11,232	15,768	38,32%
22	VN MASTER 10-1 jun 18	Căld.	Electr.	16,600	6,328	15,725	22,053	32,85%
23	VN MASTER 10-1 jun 25	Căld.	Căld.	14,200	3,900	13,286	17,186	21,03%
24	VN MASTER 10-2 jun 14	Electr.	Electr.	14,000	5,769	14,176	19,945	42,46%
25	VN MASTER 10-2 jun 21	Căld.	Electr.	18,000	5,150	12,375	17,525	-2,64%
26	VN MASTER 10-3 jun 12	Electr.	Căld.	12,400	4,359	12,459	16,818	35,63%
27	VN MASTER 12-2 jun 24	Electr.	Electr.	9,600	3,287	6,785	10,072	4,92%
28	VN MASTER 12-3 jun 27	Electr.	Electr.	13,600	5,273	12,993	18,266	34,31%
29	VN MASTER 12-3 may 28	Electr.	Căld.	16,800	4,720	12,520	17,240	2,62%
30	VN MASTER 12-3 may 29	Electr.	Căld.	16,800	4,720	12,520	17,240	2,62%
31	VN MASTER 14-2 jun 17	Electr.	Căld.	12,000	3,581	25,466	29,047	142,06%
32	VN MASTER 14-3 jun 11	Electr.	Căld.	40,800	3,579	14,401	17,980	-55,93%

După cum se poate observa cu ușurință în tabelul 10, simulările regimurilor tranzitorii au arătat că incertitudinea legată de consumul de combustibil sub formă de peleți de lemn este semnificativă. Erorile relative variază de la 8,40% la 142,06% (valoarea calculată depășește valoarea măsurată) și de la -56,96% la -10,43% (valoarea calculată este mai mică decât valoarea măsurată), atunci când se consideră ca referință valorile măsurate ale consumului de combustibil. Testele tranzitorii care nu sunt afectate de incertitudinea măsurării cantității consumate de combustibil sunt prezentate în Tabelul 11.

Tabelul 11 - Testele tranzitorii pentru care erorile relative sunt sub valoare acceptabilă de $\pm 5\%$

Număr test	Cod test tranzitoriu	Eficiențe		Eroare relativă combustibil
		Electricitate	Căldură	
27	VN MASTER 12-2 jun 24	13,61%	74,95%	4,92%
4	VN MASTER 10-2 mar 16	12,71%	67,54%	4,21%
29	VN MASTER 12-3 may 28	13,78%	68,34%	2,62%
30	VN MASTER 12-3 may 29	13,78%	68,34%	2,62%
2	VN MASTER 10 -1 mar 12	12,66%	69,73%	1,38%
10	VN MASTER 12-2 mar 20	13,71%	71,32%	0,89%
25	VN MASTER 10-2 jun 21	13,03%	67,73%	-2,64%

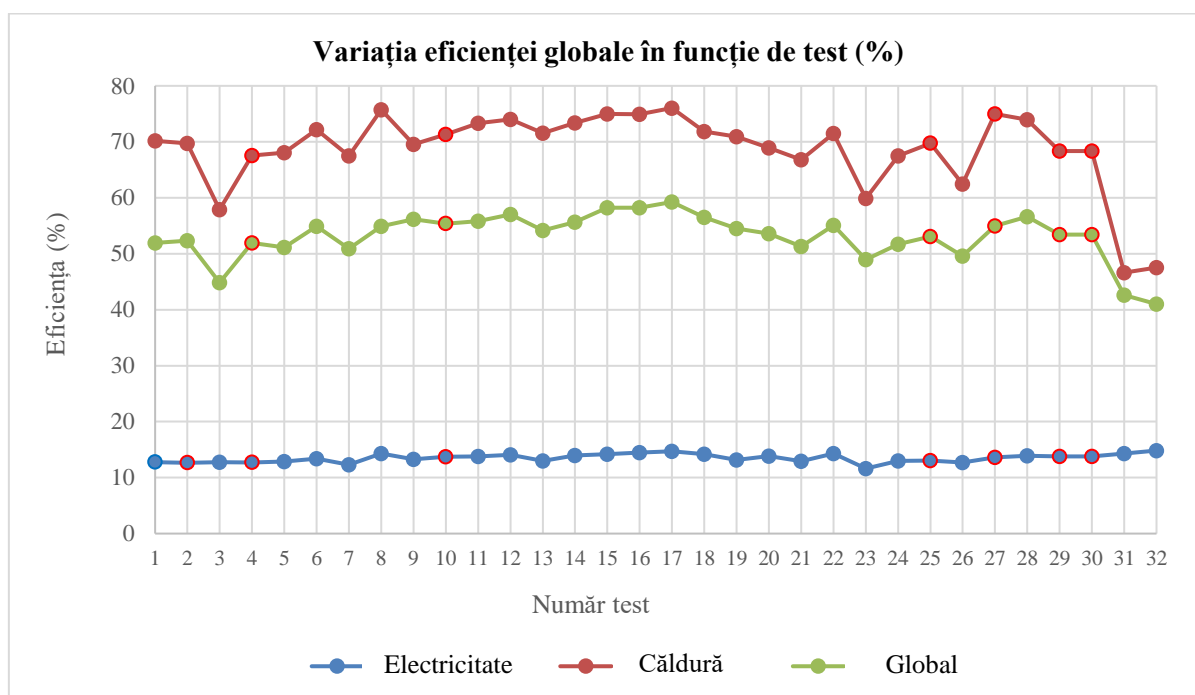


Figura 20 - Variația eficiențelor în funcție de testele tranzitorii

În Figura 20, sunt reprezentate valorile pentru producerea de energie electrică, producerea de energie termică și eficiența globală a unității de micro-cogenerare. Așa cum era de așteptat, eficiența globală are ca limită superioară eficiența pentru producerea energiei termice și ca limită inferioară eficiența pentru producerea de energie electrică. Se poate observa că eficiența producerii de energie termică are o influență mai puternică asupra eficienței globale decât eficiența producerii de energie electrică.

Conform rezultatelor din Tabelul 11, valorile pentru eficiența producerii de energie electrică variază de la 12,66% la 13,78%, eficiența producerii de energie termică variază în intervalul 67,54% - 74,95%, iar eficiența globală a μ CHP variază între 51,92% și 55,39%.

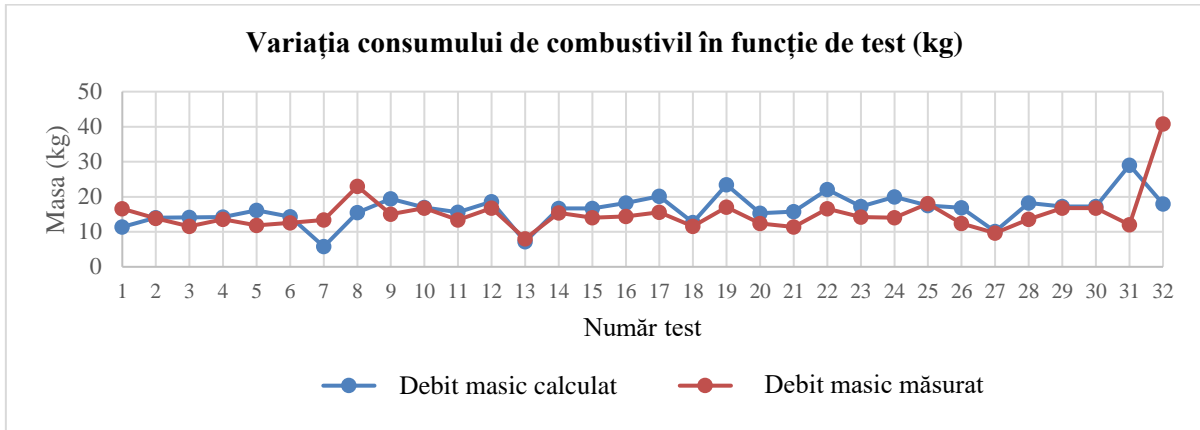


Figura 21 - Comparația dintre valorile măsurate și cele calculate în funcție de test

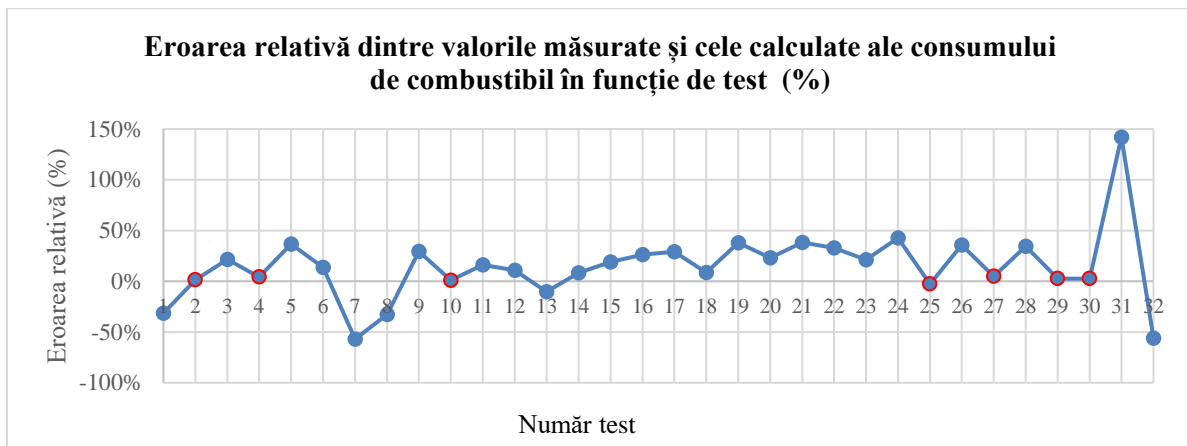


Figura 22 - Erorile relative dintre valorile calculate și cele măsurate (considerate ca referințe) ale consumului de combustibil în funcție de test

Figurile 21 și 22 sugerează cât de mult a afectat incertitudinea măsurării consumului de combustibil. Acesta este motivul pentru care alte teste de laborator ar trebui să fie desfășurate numai după ce au fost efectuate acțiunile necesare pentru a limita erorile care afectează măsurătorile consumului de combustibil.

Referitor la indicii de rentabilitate a proiectelor de investiții, fluxul anual de numerar a fost determinat prin scăderea din venitul anual a cheltuielilor anuale de exploatare și a investițiilor. Actualizarea fluxului anual de numerar (Tomiță, 2004, Malamatenios, 2007), poate asigura compararea cheltuielilor și veniturilor înainte de demararea investiției. Aceasta este metoda prin care beneficiile economice identificate și estimate (inclusiv fluxul de numerar) sunt determinate la valoarea actualizată, utilizând o rată de actualizare. Rata de actualizare d (%) rezultă din suma costului capitalului utilizat pentru a face acea investiție (c), rata riscului de afaceri (r) și rata (garanțiile) de securitate. Actualizarea implică o perioadă de prognoză explicită și o valoare reziduală (Malamatenios, 2007). Pașii principali necesari pentru aplicarea metodei de actualizare (Frășineanu, 2005) sunt adoptarea ipotezelor privind evoluția realizatorului investiției, alegerea variabilelor cheie care vor influența activitatea sa ulterioară și limitele generale ale comportamentului dinamic al agentului economic, alegerea duratei prognozate; alegerea perioadei explicite se bazează pe elemente precum durata de viață a echipamentelor și instalațiilor investiției, ciclul normal de investiții, durata de funcționare a realizatorului investiției, stabilirea scenariilor de evoluție a acestuia la nivel macroeconomic și, respectiv, la nivelul sectorului economic în care operează și estimarea valorii reziduale a

investiției; în cazul unei investiții în domeniul energetic cu o durată de viață finită, valoarea de lichidare va fi utilizată pentru a estima valoarea reziduală a investiției.

Fluxul de numerar anual actualizat a fost folosit pentru a determina principalii indici de rentabilitate ai proiectului de investiții, utilizați în procedurile Băncii Internaționale pentru Reconstrucție și Dezvoltare (BIRD) în evaluarea studiilor de fezabilitate (Romănu, 1993). Aceștia sunt indici statici (investiții specifice, perioada brută de recuperare, coeficientul de eficiență economică, eficiența economică, cheltuieli recalculat etc.) și indici dinamici, care cuantifică influența factorului de timp (fluxul de numerar, venitul net actualizat, rata internă de rentabilitate, perioada actualizată de recuperare, pragul de rentabilitate actualizat, eficiența economică actualizată, cheltuielile specifice actualizate etc.). Pentru simulările economice ale rezultatelor obținute în cazul a patru teste tranzitorii, datele de intrare care au fost alese sunt prezentate în Tabelul 12.

Tabelul 12 - Datele de intrare pentru simularea economică a testelor tranzitorii

Funcționare	Preț combustibil	Preț energie termică	Preț energie electrică	Costul μ CHP	Durata de viață a μ CHP
Ore/an	€/MWh	€/MWh	€/MWh	€	ani
4000	28,57	84,11	303,92	15.000	20

Pentru Testul code VN MASTER 10-1 mar 07, puterile termice și electrice generate de μ CHP precum și consumurile aferente de combustibil sunt indicate în Figura 23.

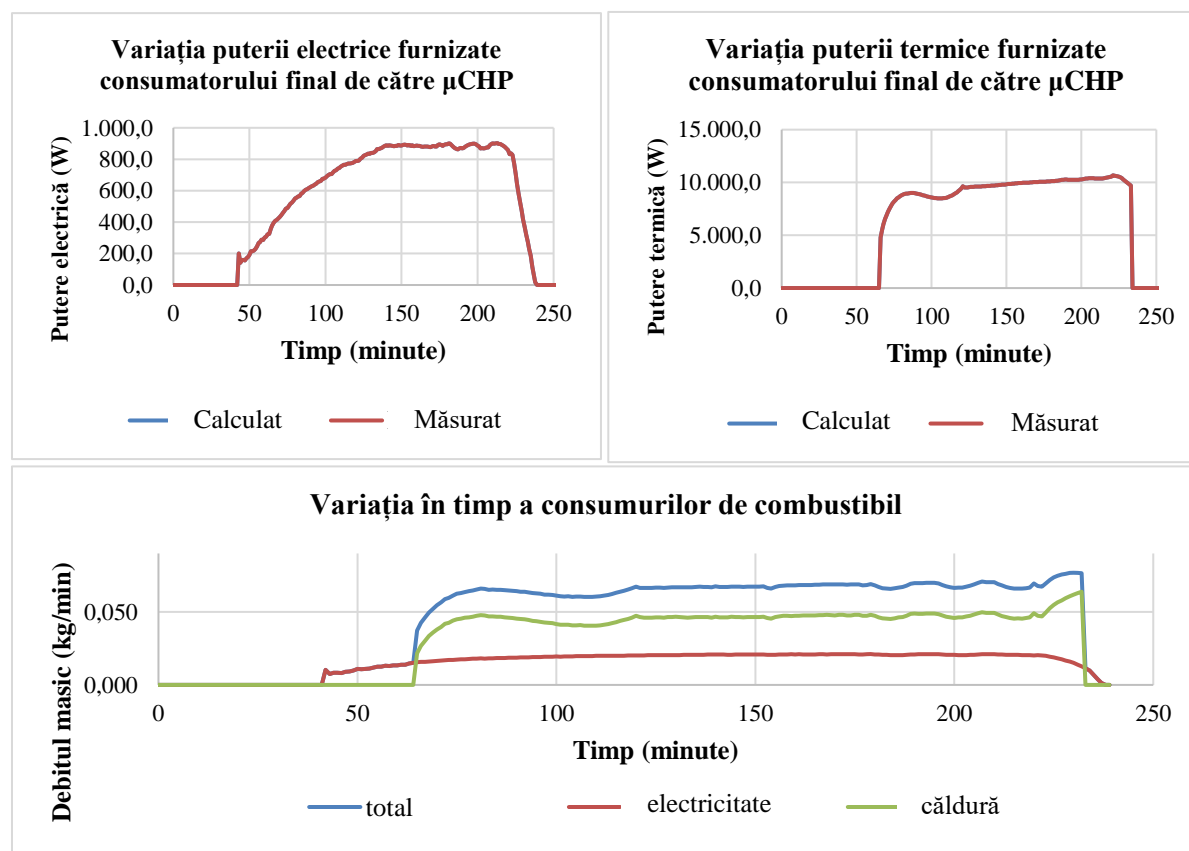


Figura 23 - Un test (cod VN MASTER 10-1 mar 07) în care producerea de energie electrică excede producerea de energie termică

Pe baza cantităților totale de energie electrică și termică generate de μ CHP și având descompunerea debitului masic de combustibil, așa cum se arată în Figura 23, valorile medii pentru puterea electrică și puterea termică generate de μ CHP și consumul total de combustibil sunt indicate în Tabelul 13.

Tabelul 13 - Performanțele μ CHP pentru Testul cod VN MASTER 10-1 mar 07

Energie electrică kJ	Putere electrică kW	Energie termică kJ	Putere termică kW	Combustibil kW
8.153	0,686	95.990	9,466	18,857

Având în vedere datele de intrare indicate în Tabelul 12 și valorile calculate prezentate în Tabelul 13, performanțele financiare ale μ CHP pentru testul cod VN MASTER 10-1 martie 07 sunt indicate în Tabelul 14.

Tabelul 14 - Performanțele financiare ale μ CHP pentru Testul cod VN MASTER 10-1 mar 07

Tipul de energie	Înainte			După			Economii	
	Putere kW	Energie MWh/an	Cheltuieli €/an	Putere kW	Energie MWh/an	Cheltuieli €/an	Energie MWh/an	Câștiguri €/an
Combustibil	0	0	0	18,857	75,43	2155,02	-75,43	-2.155,02
En. termică	9,47	37,87	3184,83	9,47	37,87	0	0	3.184,83
En. electrică	0,69	2,75	834,29	0,69	2,75	0	0	834,29
Total			4.019,11			2.155,02		1.864,09

Pe baza câștigurilor financiare din Tabelul 14 și a proiecției fluxului brut de numerar pe durata de viață a μ CHP, performanțele investiționale aferente rezultatelor modelului matematic în cazul testului cod VN MASTER 10-1 martie 07 sunt prezentate în Tabelul 15. Valorile pentru RIR și VNA îndeplinesc cerințele pentru o investiție viabilă.

Tabelul 15 - Performanțele investiționale ale μ CHP pentru Testul cod VN MASTER 10-1 mar 07

Rata de actualizare	Perioada brută de recuperare	Perioada actualizată de recuperare	Rata Internă de Recuperare (RIR)	Venitul Net Actualizat (VNA)
%	ani	ani	%	€
5	8,0	10,5	10,8	8.231

În Figura 24, perioadele brute și actualizate de recuperare sunt prezentate.

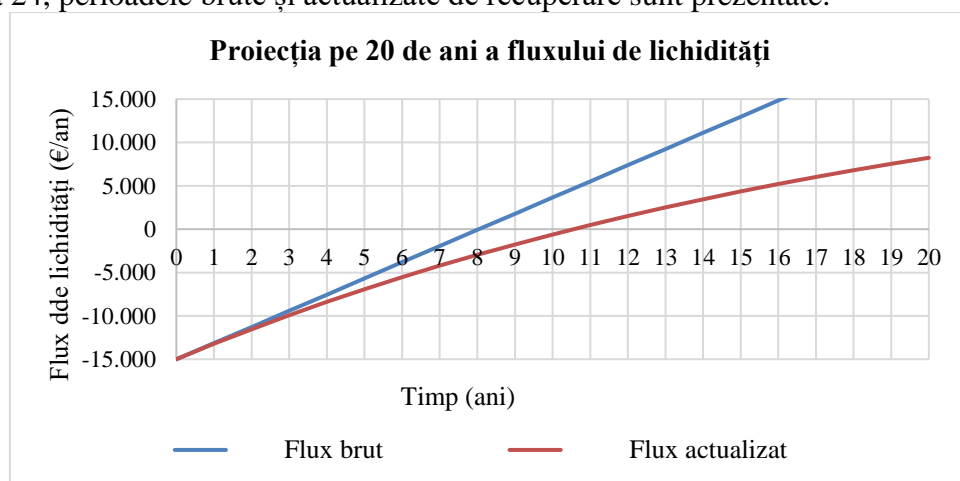


Figura 24 - Perioadele brută și actualizată de recuperare (code VN MASTER 10-1 mar 07)

Au fost efectuate simulări economice ale testului cod VN MASTER 14-3 iunie 11, testului cod VN MASTER 10-1 iunie 25 și testului cod VN MASTER 10-1 iunie 18. Pe baza rezultatelor modelului matematic utilizat pentru a simula regimurile tranzitorii ale funcționării μ CHP, pentru testele tranzitorii selectate, consumurile totale de combustibil ale μ CHP și cantitățile generate de energie electrică și energie termică livrate de la μ CHP consumatorului final au fost determinate și sunt indicate în Tabelul 16.

Tabelul 16 – Puterile combustibilului, electrică și termică pentru testele tranzitorii selectate

Cod test	Energie electrică	Putere electrică	Energie termică	Putere termică	Combustibil
-	kJ	kW	kJ	kW	kW
VN MASTER 10-1 jun 18	15.940	0,822	198.396	9,725	19,358
VN MASTER 10-1 mar 07	8.153	0,686	95.990	9,466	18,857
VN MASTER 14-3 jun 11	9.367	0,858	120.685	12,416	31,916
VN MASTER 10-1 jun 25	7.993	0,560	140.387	8,863	19,614

Pentru testele în cauză, rezultatele modelului matematic au fost utilizate pentru a determina performanțele investiționale indicate în Tabelul 17.

Tabelul 17 - Performanțele investiționale pentru testele tranzitorii selectate

Cod test	Perioada brută	Perioada actualizată	Rata internă de rentabilitate	Valoarea netă actualizată
-	ani	ani	%	€
VN MASTER 10-1 jun 18	7,2	9,3	12,4	10.666
VN MASTER 10-1 mar 07	8,0	10,5	10,8	8.231
VN MASTER 14-3 jun 11	9,5	13,5	8,4	4.596
VN MASTER 10-1 jun 25	10,5	15,5	7,0	2.704

În corelare cu datele de intrare propuse, prezentate în Tabelul 12, rezultatele simulării economice a testelor alese (Tabelul 17), au relevat că, în regimuri tranzitorii de funcționare, încărcarea unității de micro-cogenerare este un factor important atunci când aceleași condiții de investiții sunt asigurate. Printre testele tranzitorii analizate, rezultatele Testului cod VN MASTER 10-1 iunie 18 și Testului cod VN MASTER 10-1 martie 07 susțin această concluzie.

CONCLUZII

Angajamentul Comisiei Europene privind reducerea emisiilor cu 55% până în 2030, solicită un concert de acțiuni și măsuri printre care promovarea decarbonizării proceselor de încălzire și răcire joacă un rol central. În țările relevante pentru această teză de doctorat, biomasa solidă a reprezentat 42,3% din producția primară de energie regenerabilă în Franța (2017) iar în România, aproximativ 65% din potențialul țării în producția de energie regenerabilă. Deoarece sistemele independente reprezintă 88% din piața globală de aprovizionare cu căldură a Uniunii Europene, a fost luată în considerare producția de energie termică din biomasă solidă și, în plus, producerea simultană de energie electrică în cadrul acestor sisteme. Exact acest concept a avut în vedere prezenta teză de doctorat. Promovarea cogenerării pe biomasă la nivel individual face mult sens din cauza efectului favorabil al transformării consumatorilor de energie și căldură în prosumatori. În anumite situații, atunci când se ia în considerare piața comună europeană a biomasei, diferențierea cetățenilor UE în ceea ce privește veniturile anuale, ar putea necesita sprijin public suplimentar pentru a păstra această sursă de căldură disponibilă, accesibilă, acceptabilă și profitabilă.

Un model dinamic bazat pe investigații experimentale a fost dezvoltat pentru a evalua eficiența producerii de energie în μ CHP. Pentru testele efectuate asupra unității de micro-cogenerare ÖkoFEN din cadrul INSA Strasbourg, Laboratorul iCube, au fost alese un total de 9 configurații: 3 debite ale agentului termic multiplicat de 3 valori de putere termică. Temperatura agentului termic care alimentează consumatorul final rezidențial cu apă caldă menajeră a fost configurată în unitatea μ CHP studiată pentru a fi de 60 °C. S-a observat corelarea creșterii temperaturii apei calde menajere cu inadecvarea debitului de agent termic în preluarea și evacuarea cantității de energie termică produsă de unitate. Acest lucru determină acumularea de căldură în interiorul unității μ CHP și duce la o creștere a temperaturii, care declanșează un mecanism de auto-protecție atunci când aceasta atinge 75 °C. Trebuie remarcat faptul că, în comparație cu temperatura agentului termic măsurată la ieșire, temperatura agentului din interiorul unității μ CHP a fost cu 1 °C până la 2 °C mai mare decât cea măsurată. Pierderea liniară a temperaturii explică de ce funcționarea la încărcarea parțială a fost activată atunci când agentul termic de la ieșire avea valori între 73 °C și 74 °C. S-au obținut valorile stabile ale temperaturilor agentului termic și timpii pentru atingerea acestor valori precum și configurațiile care permit funcționarea automată la sarcină parțială din cauza unei evacuări insuficiente a căldurii. În general, pentru toate configurațiile, cu cât debitul a fost mai mare, cu atât evacuarea căldurii din unitatea μ CHP a fost mai bună și, prin urmare, cu cât valoarea stabilă a temperaturii a fost mai mică. Cu o bună evacuare a căldurii, temperatura va rămâne în mod ideal în jurul valorii de 60 °C, cu o evacuare a căldurii de calitate medie, temperatura va rămâne sub 75 °C și cu o evacuare a căldurii de calitate slabă, temperatura va depăși 75 °C, rezultând o funcționare la sarcini parțiale. Una dintre premisele cercetării realizate a fost aceea că o singură configurație ar fi aplicată manual o dată, pentru fiecare test. Cu toate acestea, dacă această premisă ar fi modificată și unitatea μ CHP ar putea trece de la o configurație la alta, ar putea fi configurată pentru o putere termică mai mare cu un debit de agent termic mai mic pentru a atinge temperatura dorită cât mai repede posibil, și ulterior comutată la o configurație mai stabilă. A fost identificată cea mai potrivită configurație pentru a porni unitatea cât mai repede posibil, deși funcționează cu cea mai mică eficiență totală. După atingerea valorii de 60 °C, configurația ar putea fi comutată la debitul maxim pentru funcționare, având în același timp cea mai bună eficiență totală. Pe baza acestor particularități funcționale, a fost realizat un algoritm eficient pentru funcționarea unității de micro-cogenerare și au fost furnizate explicații amănunțite despre modul în care aceasta funcționează.

În modelul matematic, diferite tipuri de biomasă lemnoasă au fost descrise pe deplin iar determinarea puterii calorifice inferioare în fiecare caz a dus la rezultate în excelent acord cu cele găsite în literatură. Pentru realizarea bilanțului energetic al camerei de ardere, s-a calculat în mod corespunzător masa de aer care intră în camera de ardere și căldură sensibilă a acestuia, respectiv volumul umed specific al gazelor arse și cantitatea de căldură generată de combustibilul care intră în camera de ardere. Pentru fiecare tip de combustibil s-a obținut temperatura adiabetică de ardere calculată folosind volume și entalpii. În plus, s-a calculat temperatura adiabetică de ardere și utilizând mase și entalpii. Au fost folosite trei metode diferite de calcul iar comparația rezultatelor a arătat o apropiere semnificativă a valorilor obținute. S-a efectuat calculul puterii de ardere pentru a determina puterile termice care intră și ies din camera de ardere și puterea termică a gazelor arse rezultate din procesul de ardere. Motorul Stirling a fost modelat în conformitate cu modelul teoretic al unui motor Stirling, pe baza relațiilor de calcul regăsite în literatură. Modelul are aceleași puncte de temperatură, volum și presiune pentru toate tipurile de combustibil, motorul fiind un element important al unității, pentru că energia electrică este mai valoroasă decât energia termică din punct de vedere al prețului. Prin urmare, s-a constatat că fiind ideal ca motorul să funcționeze la aceeași sarcină maximă pentru toate tipurile de combustibil. Au fost stabilite toate performanțele operaționale

ale ciclului Stirling. În modelul matematic s-a considerat, de asemenea, că puterea termică utilă furnizată consumatorului final ar trebui calculată pe baza puterii termice de intrare în și de ieșire din ciclul Stirling, de valori cunoscute, precum și a puterii gazelor de ardere care transferă căldura motorului Stirling. Agentul termic este încălzit inițial de puterea termică care iese din ciclul Stirling și, într-o a doua fază, de puterea termică a gazelor de ardere, înainte ca acestea să fie evacuate în atmosferă. Pentru toate configurațiile de umidități și excese de aer, s-a observat că funcționarea motorului Stirling la sarcină parțială începe de la o limită maximă, a cărei valoare este inferioară celei a peleților din lemn care favorizează funcționarea la sarcină nominală chiar și la o umiditate mai mare a combustibilului. Pentru diferite umidități de combustibil a fost relevată dependența debitului masic al apei calde menajere de umiditatea combustibilului precum și că puterea termică furnizată este, de asemenea, puternic influențată de umiditatea combustibilului.

Compararea valorilor eficiențelor în diferite configurații ($\lambda = i$, $w = j$) a subliniat că eficiențele care descriu performanțele globale ale unității de micro-cogenerare cu motor Stirling utilizând biomasa solidă au valori adecvate pentru un combustibil uscat, ceea ce permite obținerea puterilor utile scontate. Dacă nu este folosită în totalitate puterea termică, combustibilul utilizat poate avea un conținut mai ridicat de umiditate iar motorul Stirling poate funcționa la sarcină nominală. Pentru a simula comportamentul unității de micro-cogenerare în diferite regimuri tranzitorii de funcționare, au fost efectuate 32 de teste de laborator. Majoritatea măsurătorilor efectuate au fost afectate doar de erorile echipamentelor utilizate, respectând clasa lor de precizie. Modul de măsurare a consumului de combustibil a reprezentat însă o sursă majoră de incertitudine. Pentru a reduce această incertitudine, au fost utilizate funcții de regresie pentru consumul de combustibil, dar, o corelare slabă cu datele măsurate, a impus realizarea unui model matematic tranzitoriu obținerea debitului masic de combustibil.

Simulările regimurilor tranzitorii ale celor 32 de teste au confirmat incertitudinea semnificativă legată de consumul de combustibil sub formă de peleți din lemn. În fiecare dintre cele 32 de teste efectuate, a fost utilizat un model matematic bazat pe o problemă inversă. Datele de intrare ale modelului au fost considerate producția de energie electrică, producția de energie termică, temperaturile măsurate de senzorii din interiorul unității de micro-cogenerare, de pe traseul gazelor arse, de la camera de ardere la evacuare, precum și diferite punctele circuitului care leagă unitatea de consumator final. Mărimea calculată a fost consumul corespunzător de combustibil, sub formă de peleți din lemn. Dificultățile legate de neliniaritățile induse de variația diferitelor proprietăți fizice, folosite pentru calcularea entalpiilor, necesare simulărilor cu modelul matematic ales, au fost depășite folosind metoda Gauss-Seidel. Pentru a furniza elemente de evaluare economică a funcționării μ CHP în regimuri tranzitorii, performanțele financiare ale unor investiții într-o astfel de unitate au fost detaliate. Conform datelor de intrare propuse, rezultatele simulării economice a testelor alese au arătat că, în regimuri tranzitorii de funcționare, încărcarea unității de micro-cogenerare este un factor important atunci când sunt asigurate aceleași condiții de investiții. Printre testele tranzitorii analizate, rezultatele a două din cele patru alese susțin această concluzie.

Ca perspective, continuarea acestei lucrări poate explora diferite alte direcții de cercetare, posibilul imediat fiind:

- cuplarea unității de micro-cogenerare cu dispozitive de stocare termică și electrică;
- realizarea unui sistem hibrid 100% regenerabil: micro-cogenerare de biomasă și colectoare solare;
- analiza exergetică a unității de micro-cogenerare.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

Cărți, Articole, Legislație, Standarde, Regulamente, Metodologii

1. * * *, *A Renovation Wave for Europe - greening our buildings, creating jobs, improving lives*, Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions, Com (2020) 662 final, European Commission, Brussels, 14 October 2020.
2. * * *, *ASTM E871-82(2019), Standard Test Method for Moisture Analysis of Particulate Wood Fuels*, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2019, <https://www.astm.org/Standards/E871.htm>.
3. * * *, *Database for the physico-chemical composition of (treated) lignocellulosic biomass, micro- and macroalgae, various feedstocks for biogas production and biochar*, TNO, <https://phyllis.nl/Browse/Standard/ECN-Phyllis#biomass>.
4. * * *, *NIST Chemistry WebBook*, SRD 69, National Institute for Standards and Technology, U.S. DOC, <https://webbook.nist.gov/chemistry/name-ser/>.
5. * * *, *ÖkoFEN Pellematic Condens_e Technical Data* (accessed on 20 August 2020) http://www.ÖkoFEN-e.com/en/pellematic_smart_e/, 2017.
6. Altawell, N., *The Selection Process of Biomass Materials for the Production of Bio-Fuels and Co-firing*, IEEE Press - Wiley, John Wiley & Sons Inc, ISBN: 978-1-118-54266-8, New York, 2014.
7. Arashnia, I., Najaf, G., Ghobadian, B., Yusaf, T., Mamat, R., Kettner, M., *Development of micro-scale biomass-fuelled CHP system using Stirling Engine*, Energy Procedia, vol. 75, pp. 1108-1113, 2015.
8. Badea, A., Necula, H., ș.a., *Surse regenerabile de energie*, Editura Agir, ISBN 978-973-720-469-1, București, Romania, 2013.
9. Barbu, M., Darie, G., Siroux, M., *Analysis of a Residential Photovoltaic-Thermal (PVT) System in Two Similar Climate Conditions*, Energies 2019, Volume 12.
10. Bernotat, K., Sandberg, T., *Biomass fired small-scale CHP in Sweden and the Baltic States: a case study on the potential of clustered dwellings*, Biomass and Bioenergy, vol. 27, pp. 521-530, 2004.
11. Bianchi, M., De Pascale, A., Melino, F., *Performance analysis of an integrated CHP system with thermal and Electric Energy Storage for residential application*, Applied Energy, vol. 112, pp. 928-938, 2013.
12. Bouvenot J-B., Andlauer B., Stabat P., Marchio D., Flament B., Latour B., Siroux M., *Gas Stirling engine μ CHP boiler experimental data driven model for building energy simulation*, Energy and Buildings, 84, 113-117 (2014).
13. Bouvenot, J.-B., *Etudes expérimentales et numériques de systèmes de micro-cogénération couplés aux bâtiments d'habitation et au réseau électrique*, Thèse de Doctorat, École Doctorale MSII, Laboratoire ICube - Département Mécanique (D-M), Université de Strasbourg, 2015.
14. Brătianu, C., Voronca, M.-M., Cojocia, L., *METODE NUMERICE • APLICAȚII •*, Editura TENSOR, București, ISBN 973 - 98203 - 2 - 8, 1998.
15. Chase, M.W., Jr., *NIST-JANAF Thermochemical Tables*, 4th Edition, Journal of Physical and Chemical Reference Data Monographs, Monograph 9, 1998, 1-1951, <https://www.nist.gov/srd/journal-physical-and-chemical-reference-data-monographs-or-supplements>.
16. Damien, A., *La biomasse énergie : Définition, Ressources et Usages*, Dunod, Paris, 2008.

17. Damirchi, H., Najafi, G., Alizadehnia, S., Mamat, R., Sidik, N. A. C. C., Azmi, W. H., Noor, M. M., *Micro Combined Heat and Power to provide heat and electrical power using biomass and Gamma-type Stirling engine*, Applied Thermal Engineering, vol. 103, pp. 1460-1469, 2016.
18. Dobre, C.G., *Contribuții la dezvoltarea unor Metode ale Termodinamicii Ireversibile Inginerești, aplicate în studiul analitic și experimental al mașinilor Stirling și cvasi-Carnot*, Teză de doctorat, Universitatea Politehnica București, Université Paris Ouest Natterre La Défense, 2012.
19. Dong, Sh., Shen, G. Xu, M. Zhang, Sh., An, L., *The effect of working fluid on the performance of a large-scale thermoacoustic Stirling engine*, Energy, Volume 181, Elsevier, 2019, pp. 378-386.
20. Frăsineanu, C., *Perfecționarea metodelor de evaluare a patrimoniului*, Curs digital, Academia de Studii Economice, Biblioteca Digitală, <http://www.ase.ro/biblioteca/>, București, 2005.
21. Garnier, J.-Y., *Energy Statistics Manual*, International Energy Agency, Organisation for Economic Co-operation and Development, 2004, https://ec.europa.eu/eurostat/ramon/statmanuals/files/Energy_statistics_manual_2004_EN.pdf.
22. Gaskell, D.R., *Introduction to the Thermodynamics of Materials*, 4th Edition, Taylor & Francis Books, Inc., New York • London, ISBN 1-56032-992-0, 2003, <https://gateformme.files.wordpress.com/2017/04/introduction-to-thermodynamics-of-materials-by-david-r-gaskel.pdf>.
23. Gras, P., *Les moteurs à air chaud ou moteurs a apport de chaleur externe*, Ambérieu en Bugey, France, 2015, ISBN : 978-2-9537338-1-5
24. Horbaniuc, B, Dumitrașcu, Gh., *Procese de ardere*, Editura Politehniun, Iași, 2008.
25. Invernizzi, C.M, *Stirling engines using working fluids with strong real gas effects*, Applied Thermal Engineering, Elsevier, 30, 2010, pp. 1703-1710.
26. Kirillin, V. A., Sychev, V. V., Sheindlin, A. E., *Engineering thermodynamics*, Mir Publishers • Moscow, 1976.
27. Köppen, J., *Toquenatch Creek Cedar Kayak*, Powell River BC, Canada, <http://www.cedar-strip.com/>, <https://cedarstripkayak.wordpress.com/lumber-selection/162-2/>
28. Lee, S.J., *Clarifying the uses of heating values*, edited by Professor Anthony K. Lau, Chemical and Biological Engineering, Canadian Journal of Chemical Engineering, 2016, <https://open.library.ubc.ca/media/download/pdf/42591/1.0343474/4>.
29. Malamatenios, Ch. (coordonator), Vezirigianni, G., Grepmeier, K., *Energii regenerabile & Eficiența energetică: ghid de instruire*, Editura NicVox, ISBN (13) 978-973-8489-37-0, București, 2007.
30. Mameri, F., *Caractérisation multi-physique et multi-échelle d'une installation de conversion d'énergie : application à une unité de cogénération biomasse*, Thèse de doctorat, France : Université Polytechnique Hauts-de France Valenciennes, 2018.
31. Maraver, D., Sin, A., Royo, J., Sebastián, F., *Assessment of CHP systems based on biomass combustion for small-scale applications through a review of the technology and analysis of energy efficiency parameters*, Applied Energy, vol. 102, pp. 1303-1313, 2013.
32. Mărculescu, C., *Valorificarea energetică a combustibililor de suprafață • curs*, suport de curs în format electronic, 102p, Universitatea Politehnica București, 2017.

33. Martinez S., *Etudes expérimentales et numériques d'un micro-cogénérateur solaire - Intégration à un bâtiment résidentiel*, Thèse de doctorat, Université de la Rochelle, France, 2018.
34. Monteiro, E., Moreira, A. N., Ferreira, S., *Planning of micro-combined heat and power systems in the Portuguese scenario*, Applied Energy, vol. 86, pp. 290-298, 2009.
35. Motta, L. I., Miranda, T. N., Regin, F. R., *Biomass gasification in fluidized beds: A review of biomass moisture content and operating pressure effects*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 94, pp. 998-1023, 2018.
36. Qiu, S., Gao, Y., Rinker, G., & Yanaga, K., *Development of an advanced free-piston Stirling engine for micro combined heating and power application*, Applied Energy 2019, Volume 235, pp. 987-1000.
37. Ražnjević, K, Ștefănescu, D. (adaptare și traducere), *Tabele și diagrame termodinamice*, Editura Tehnică, București, 1978.
38. Reisinger, K., Haslinger, C., Herger, M. Hofbauer H., *BIOBIB - A database for biofuels*, Institute of Chemical Engineering, Fuel and Environmental Technology, University of Technology Vienna, Austria, 1996, <http://cdmaster2.vt.tuwien.ac.at/biobib/wood.html>
39. Rohsenow, W.M., *Handbook of Heat Transfer*, Edited by Warren M. Rohsenow & James P. Hartnett, McGraw - Hill, 1973, ISBN 10: 0070535760 / ISBN 13: 9780070535763
40. Romănu, I., Vasilescu, I., *Eficiența economică a investițiilor și a capitalului fix*, Editura Didactică și Pedagogică, București, pp. 125 - 127, 1993.
41. Saidura, R. Abdelaziz, E. A., Demirbas, A., Hossain, M. S., and Mekhilef, S., *A review on biomass as a fuel for boilers*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 15, pp. 2262-2289, 2011, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.02.015>.
42. Sartor, K., Quoilin, S., Dewallef, P., *Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network*, Applied Energy, vol. 130, pp. 474-483, 2014.
43. Shomate Howard, C., *A Method for Evaluation and Correlating Thermodynamic Data*, The Journal of Physical Chemistry 1954, Vol. 58 No. 4 April, pp. 368-372, DOI: 10.1021/j150514a018
44. Tomiță, T., Paraipan, L., Gurmăzescu, A., Vanghelescu, A., *Dicționarul de Management al Riscului*, BRM Business Consulting, ISBN: 973-0-03700-0, București, 2004.
45. Tuțică, D., Voronca, Ș.-D., Minciuc, E., Pătrașcu, R., Darie, G., *Performance Improvement of a Romanian Cogeneration Plant Through Optimal Coverage of Heat Load*, 8th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM2017), DOI: 10.1109/CIEM.2017.8120777, Date Added to IEEE Xplore: Dec 2017, INSPEC Accession Number: 17412260, Publisher: IEEE, Electronic ISBN: 978-1-5386-3943-6.
46. van Loo, S., Koppejan, J., (editors), *The Handbook of Biomass Combustion and Cofiring*, Earthscan, ISBN: 978-1-84407-249-1, London • Sterling, VA, 2008, <https://boilersinfo.com/the-handbook-of-biomass-combustion-and-cofiring/>.
47. Voronca Ș.-D., Pop, E., Siroux, M., Darie G., *Analysis of Wooden Biomass Use as Renewable Source of Energy in Romania*, 9th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM2019), DOI: 10.1109/CIEM46456.2019.8937617, Date Added to IEEE Xplore: Dec 2019, INSPEC Accession Number: 19228480, Publisher: IEEE, Electronic ISBN: 978-1-7281-1532-0.

48. Voronca, M.-M., *Modelarea numerică cu elemente finite a comportării în exploatare a echipamentelor energetice, cu aplicații la aparatele bazate pe transferul de căldură*, Teză de Doctorat, UPB, 1997.
49. Voronca, Ș.-D., Darie, G., Pătrașcu, R., *Biomass O.R.C. Cogeneration - A Case Study*, ISBN 978-1-5386-3943-6/17 ©2017 IEEE, Bucuresti, Romania.
50. Voronca, Ș.-D., Pătrașcu, R., Darie G., *Biomass O.R.C. cogeneration - A case study*, 8th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM2017), DOI: 10.1109/CIEM.2017.8120777, Date Added to IEEE Xplore: Dec 2017, INSPEC Accession Number: 17412263, Publisher: IEEE, Electronic ISBN: 978-1-5386-3943-6.
51. Voronca, Ș.-D., Voronca, M.-M., *Promotion of the Organic Rankine Cycle based Cogeneration: A Case Study (C108)*, Proceedings of the 2th CIGRÉ Regional South-East European Conference - RSEEC 2014 "Innovation for efficient and effective management, solutions for power system of the future!", October 8th - 10th, 2014, ISSN 2392 - 716X, The Academy of Romanian Scientists Publishing House, Timișoara, România, pp. 259 - 266, 2014.
52. Wolf, J. P., Dong, *Biomass combustion for power generation: an introduction*, Woodhead Publishing, Philadelphia, United States of America, 2013.

DISSEMINAREA REZULTATELOR CERCETĂRII

Lucrări publicate

1. Kallio, S., Siroux, M., Voronca, S.-D., *Energy and exergy analysis of a biomass-fuelled micro-CHP unit*, Proceedings of 34th International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS-2021, Taormina, Italia, 2021
2. Voronca Ș.-D., Pop, E., Siroux, M., Darie G., *Analysis of Wooden Biomass Use as Renewable Source of Energy in Romania*, 9th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM2019), DOI: 10.1109/CIEM46456.2019.8937617, Date Added to IEEE Xplore: Dec 2019, INSPEC Accession Number: 19228480, Publisher: IEEE, Electronic ISBN: 978-1-7281-1532-0.
3. Voronca Ș.-D., Pop, E., Siroux, M., Darie G., *Technical and economical analysis of wooden biomass use as renewable source of energy for cogeneration purposes in Romania*, Colloque Francophone sur l'Energie COFRET'18, Strasbourg, France, 2018.
4. Voronca, Ș.-D., Darie, G., Pătrașcu, R., *Biomass O.R.C. Cogeneration - A Case Study*, ISBN 978-1-5386-3943-6/17 ©2017 IEEE, Bucuresti, Romania.
5. Voronca, Ș.-D., Pătrașcu, R., Darie G., *Biomass O.R.C. cogeneration - A case study*, 8th International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM2017), DOI: 10.1109/CIEM.2017.8120777, Date Added to IEEE Xplore: Dec 2017, INSPEC Accession Number: 17412263, Publisher: IEEE, Electronic ISBN: 978-1-5386-3943-6.
6. Voronca, Ș.-D., Voronca, M.-M., *Promotion of the Organic Rankine Cycle based Cogeneration: A Case Study (C108)*, Proceedings of the 2th CIGRÉ Regional South-East European Conference - RSEEC 2014 "Innovation for efficient and effective management, solutions for power system of the future!", October 8th - 10th, 2014, ISSN 2392 - 716X, The Academy of Romanian Scientists Publishing House, Timișoara, România, pp. 259 - 266, 2014.