



Academia Oamenilor de Știință din România
Universitatea POLITEHNICA din București
Facultatea de Energetică



RAPORT DE CERCETARE

TEMĂ DE CERCETARE:

INTEGAREA ENERGETICĂ A

PROCESELOR DE CAPTARE CO₂ PRIN

ABSORBȚIE FIZICĂ

ECHIPĂ DE PROIECT

Responsabil: Prof.dr.ing. Adrian BADEA

As.drd.ing. Nela SLAVU

Etapa 1. Parametrizarea procesului de gazeificare a deșeurilor prevăzut cu absorbția fizică a dioxidului de carbon

Introducere

Conceptul de captare, utilizare și stocare a dioxidului de carbon (CCUS) a fost implementat în numeroase instalații pilot și demonstrative din întreaga lume, captarea CO₂ fiind cea mai costisitoare și mai intensivă din punct de vedere energetic din componentele principale ale CCUS. Tehnologiile de captare a CO₂ existente se împart în trei categorii, în funcție de poziționarea acestora în cadrul unei instalații energetice, în tehnologii de captare post-combustie, pre-combustie și oxi-combustie. Există, de asemenea, mai multe metode de separare, acestea includ absorbția chimică și fizică, adsorbția, membranele, criogenia. Aceste tehnologii de separare sunt în diferite stadii de dezvoltare și comercializare.

Producerea energiei electrice pe bază de cărbune este de așteptat să rămână sursa principală pentru acoperirea cererii de energie la nivel global [1]. Astfel, restricțiile de mediu vor continua să devină mai stricte, iar tehnologia de gazeificare a cărbunelui/biomasei/deșeurilor (ciclu combinat cu gazeificare integrată – IGCC) ar putea deveni o componentă cheie pentru decarbonizarea sectorului energetic.

Tehnologia IGCC combină sau cuplează tehnologiile de gazeificare cu un ciclu combinat ce utilizează turbină cu gaze/motor cu turbină cu abur pentru generarea de energie electrică într-un mod mai eficient și mai ecologic decât instalațiile convenționale de ardere a combustibililor solizi. Unitatea de gazeificare transformă un combustibil solid sau lichid (de exemplu cărbune, biomasă, deșeuri, păcură etc.) într-un gaz de sinteză. Gazul de sinteză sau singazul este un amestec de gaze în care componentele combustibile principale sunt monoxidul de carbon, hidrogenul și dioxidul de carbon.

În sistemele IGCC, contaminanții tradiționali, cum ar fi dioxidul de sulf, particulele de praf PM₁₀ sau PM_{2.5}, pot fi îndepărtate înainte de arderea acestuia în instalația energetică. Îndepărtarea acestor contaminanți înainte de procesele de ardere este mai eficientă și costă mai puțin în comparație cu sistemele tradiționale de îndepărtare post-combustie din centralele termoelectrice, ca urmare a doi factori: (1) Presiune – presiunea gazelor pentru captarea pre-combustie este mai mare, reducând în mod direct volumul și (2) Masa – captarea pre-combustie tratează doar combustibilul, care are un debit volumic de aproximativ 10% (în procese oxi-combustie) până la 30% (în procese în care aerul este utilizat ca și comburant) din cel al gazelor

post-combustie [2]. În cazul sistemelor care includ și captarea CO₂, acest lucru înseamnă că astfel de sisteme pot fi implementate mai ieftin în IGCC decât în orice alt tip de centrală pe bază de combustibili solizi, datorită volumului mai redus de gaze care trebuie tratate.

1.1. Stabilirea compoziției gazului de sinteză rezultat din gazeificarea biomasei

Gazeificarea reprezintă conversia termo-chimică a unui combustibil solid la temperaturi ridicate, implicând oxidarea parțială a elementelor combustibile [4]. În urma procesului de gazeificare rezultă un gaz combustibil, denumit singaz, constând în principal din monoxid carbon (CO), hidrogen (H₂), dioxid de carbon (CO₂), vapori de apă (H₂O), metan (CH₄), și unele hidrocarburi în cantitate foarte mică și contaminați, cum ar fi particule de carbon, gudron și cenușă.

Gazeificarea are loc într-un reactor, denumit gazeificator, în prezența unui agent de oxidare care poate fi oxigen pur, abur, aer sau combinații ale acestora. Conform literaturii de specialitate, reacțiile procesului de gazeificare sunt numai cele care apar între gaz și combustibilul solid devolatilizat, excluzând oxigenul [5]. Cu toate acestea, în termeni generali, gazeificarea reprezintă transformarea parțială sau totală a unui combustibil în gaz. Astfel, devolatilizarea și oxidarea sunt parte integrată a gazeificării.

Biomasa a reprezentat o sursă secundară de energie de zeci de ani, având o contribuție mică în mixul cererii de energie la nivel global, din cauza utilizării extinse a combustibililor fosili. Utilizarea biomasei ca sursă de energie oferă beneficii socio-economice și de mediu substanțiale, compensând caracterul său local printr-o disponibilitate ridicată. Cu toate acestea, bio-combustibilii au densități scăzute în vrac, care limitează utilizarea acestora în zonele apropiate, plus, eterogenitatea lor este considerabilă atunci când vine vorba de umiditate și granulometrie, printre altele. Aceste dezavantaje limitează utilizarea acestora pentru producerea de energie [6].

Cu toate acestea, densificarea minimizează aceste dezavantaje fiind un proces care comprimă materii prime pentru obținerea unor combustibili mai duri, cu proprietăți și dimensiuni omogene. Dintre diferitele tehnici disponibile, peletizarea este în prezent cea mai extinsă [7]. Ca rezultat, producția globală de peleți a crescut considerabil în ultimii ani. Între 2006 și 2012, producția de peleți la nivel mondial a crescut de la 7 la 19 milioane de tone [8], Europa și America de Nord fiind responsabile, practic, de întreaga producție și consum de produse densificate. Creșterea consumului de peleți a condus la o mai mare diversitate în ceea ce privește utilizarea materiilor prime pentru fabricarea de peleți. În consecință, industria a

început să caute produse, cum ar fi deșeuri obținute din silvicultură, agricultură sau o combinație a celor din urmă, obținând în prezent o gamă largă de produse [9].

În acest context, în cadrul acestui studiu am analizat gazeificarea biomasei lemnoase, respectiv a peleților obținuți din deșeuri forestiere (lemn de stejar – PO). Cele mai reprezentative caracteristici ale acestora sunt prezentate în Tabelul 1, cum ar fi umiditatea (W, % analiză primară – wb), densitatea în vrac (BD, kg/m³ wb), durabilitatea (DU), compoziția chimică (C, H, N și S, % analiza ultimă – db), cenușa (A, % db) și puterea calorică superioară (HHV). Puterea calorică inferioară (LHV) și densitatea energetică (E) au fost calculate din relațiile (1) și (2).

$$LHV = HHV - 2.447 \times \left(\frac{H(\%db)}{100}\right) \times 9.011 \text{ [MJ/kg (db)]} \quad (1)$$

$$E = BD \times LHV \text{ [MJ/m}^3 \text{ (wb)]} \quad (2)$$

Tabelul 1. Caracteristicile peleților [10]

<i>Proprietăți</i>	<i>Peleți</i>
W (% wb)	6.35
BD (kg/m ³ ·wb)	678
DU (%)	95.41
C (% db)	50.94
H (% db)	6.34
N (% db)	1.81
S (% db)	0.10
A (% db)	2.48
HHV (MJ/kg·db)	19.30
LHV (MJ/kg·wb)	16.76
E (MJ/m ³ ·wb)	13.36

Simularea procesului de gazeificare a biomasei analizate a fost realizată în softul de specialitate Chemcad. Agentul de oxidare folosit în procesul de gazeificare a fost aerul și oxigenul pur, obținându-se diferențe semnificative între compozițiile singazului (a se vedea Figura 1 și Figura 2). Raportul echivalent (ER) reprezintă raportul dintre aerul/oxigenul real introdus în reactorul de gazeificare și aerul/oxigenul stoichiometric. În cazul gazeificării cu aer, fracția volumică maximă a H₂ a fost obținută pentru un ER = 0.4, în schimb, pentru gazeificarea cu oxigen fracția volumică maximă a H₂ a fost obținută pentru un raport ER = 0.35. Concentrația metanului în gazul de sinteză scade odată cu introducerea unei cantități mai mari de aer/oxigen în reactorul de gazeificare, la fel se întâmplă și în cazul concentrației de CO₂. Concentrația CO

crește până la un raport $ER = 0.4$, atât pentru gazeificarea cu aer, cât și pentru gazeificarea cu oxigen.

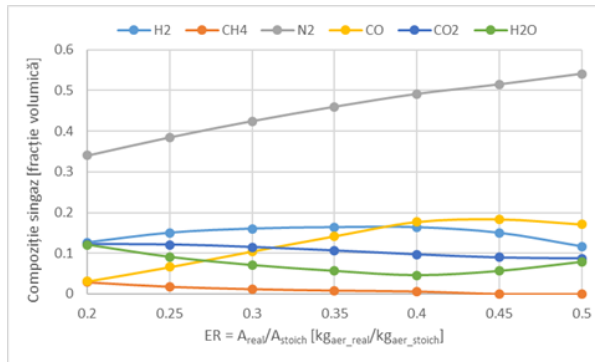


Figura 1. Compoziția singazului în cazul gazeificării cu aer

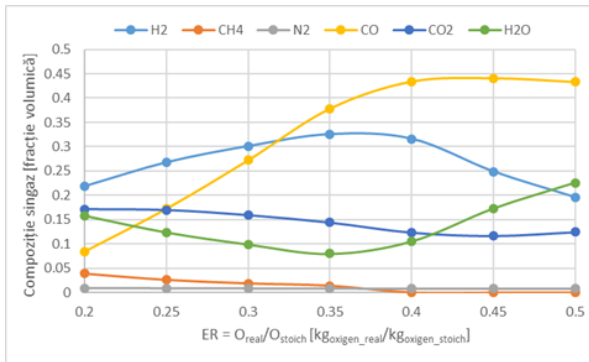


Figura 2. Compoziția singazului în cazul gazeificării cu oxigen

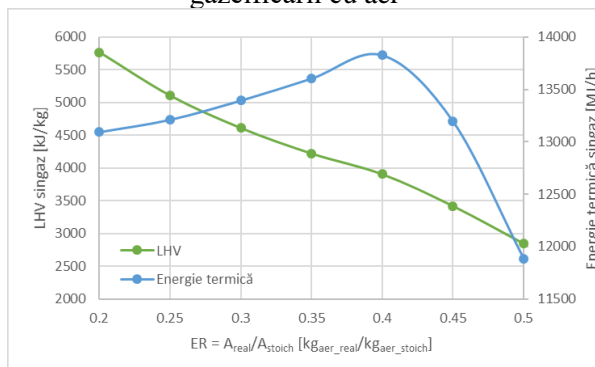


Figura 3. LHV și energia termică conținută de singaz în cazul gazeificării cu aer

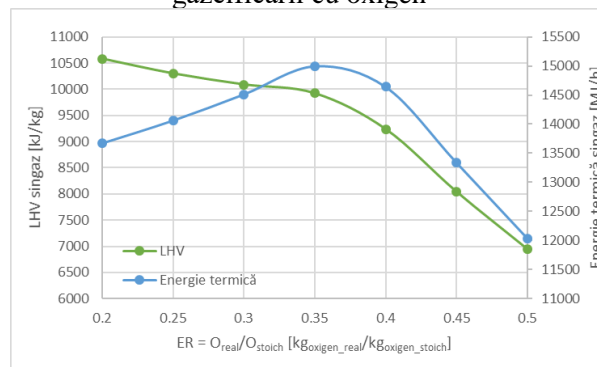


Figura 4. LHV și energia termică conținută de singaz în cazul gazeificării cu oxigen

Puterea calorifică inferioară a singazului obținut scade odată cu creșterea raportului ER, și pentru aer și pentru oxigen, din cauza scăderii concentrației de CH_4 în singaz. Energia termică conținută în singaz a fost determinată ca și produsul dintre puterea calorifică inferioară și debitul masic de singaz produs. Astfel, chiar dacă puterea calorifică inferioară are o alură descendentă, energia termică conținută de către singaz are o valoare maximă pentru gazeificarea cu aer la un raport $ER = 0.4$, iar pentru gazeificarea cu oxigen la un raport $ER = 0.35$ (Figurile 4 și 5).

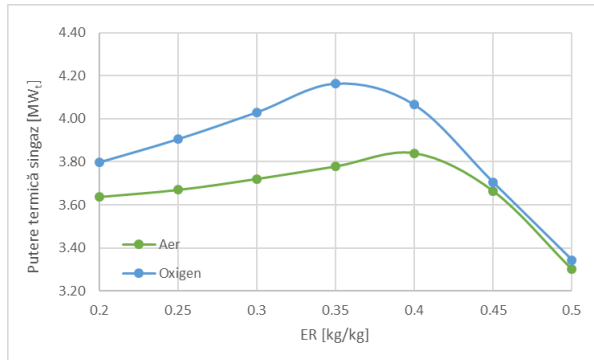


Figura 5. Puterea termică conținută în singaz în cazul gazeificării cu aer/oxigen

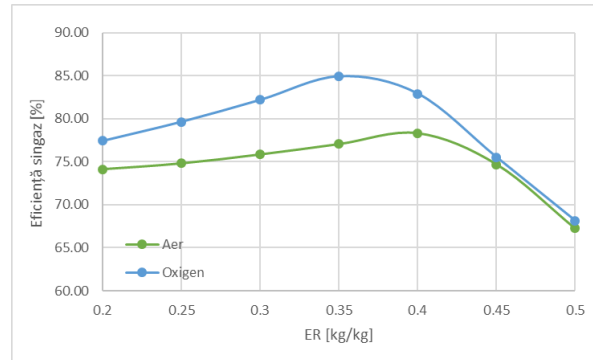


Figura 6. Eficiența generării de singaz în cazul gazeificării cu aer/oxigen

În figura 5 este reprezentată puterea termică conținută de către gazul de sinteză, se observă că aceasta este mai mare în cazul gazeificării cu oxigen, datorită unui conținut mai mare de hidrogen în gazul obținut astfel, însă gazeificarea cu oxigen implică costuri de investiție mai mari, ca urmare a existenței unității de separare a oxigenului din aer. În figura 6 este reprezentată variația eficienței generării gazului de sinteză, calculată cu relația (3). Variația eficienței regenerării singazului are aceeași alură ca și variația puterii termice și a energiei termice, raportul echivalent optim pentru care se obțin valorile maxime pentru aceste mărimi fiind de 0.4 pentru gazeificarea cu aer și de 0.35 pentru gazeificarea cu oxigen.

$$Eficiență_{singaz} = \frac{LHV_{singaz} \times \dot{m}_{singaz}}{LHV_{biomasă} \times \dot{m}_{biomasă}} \times 100 \quad [\%] \quad (3)$$

unde: LHV – reprezintă puterea calorifică inferioară a singazului, respectiv a biomasei, în kJ/kg; \dot{m} – reprezintă debitul orar de singaz, respectiv de biomasă, în kg/h.

Pentru maximizarea calității gazului de sinteză produs în vederea valorificării energetice a acestuia, se integrează un reactor de conversie a CO în H₂ și CO₂, ulterior separându-se și CO₂, obținându-se astfel un gaz de sinteză bogat în H₂.

2.1. Determinarea performanțelor energetice ale motoarelor termice cu ardere internă a combustibililor gazoși

Pentru determinarea performanțelor motoarelor termice cu ardere internă s-a ales un combustibil gazos rezultat din procesul de gazeificare a stejarului studiat în cadrul etapei 1 (Tabelul 1).

Tabelul 1. Compoziția biomasei utilizată [10]

-	C [%]	H [%]	N [%]	S [%]	Cenușă [%]
Stejar	82.6	10.28	2.934	0.161	4.021

Modelarea procesului de gazeificare s-a realizat în CHEMCAD în scopul determinării compoziției gazului de sinteză obținut. În figura de mai jos se prezintă variația puterii calorifice inferioare a gazului de sinteză imediat după reactorul de gazeificare cu raportul ER (schema procesului de gazeificare este reprezentată în prima etapă).

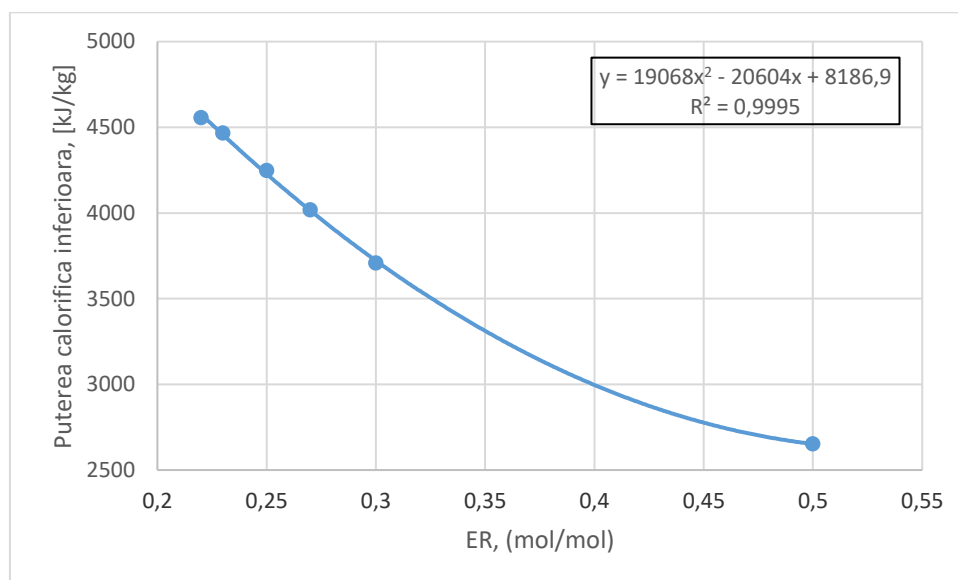


Figura 1. Variația puterii calorifice inferioare în funcție de raportul ER

În figura 2 se prezintă variația compoziției gazului de sinteză în funcție de raportul ER înainte de unitatea de conversie a monoxidului de carbon în hidrogen. De asemenea, se prezintă influența debitului de abur în procesul de transformare asupra compoziției gazului de sinteză, în acest caz s-a considerat un debit de abur de 6000 kg/h (Figura 3).

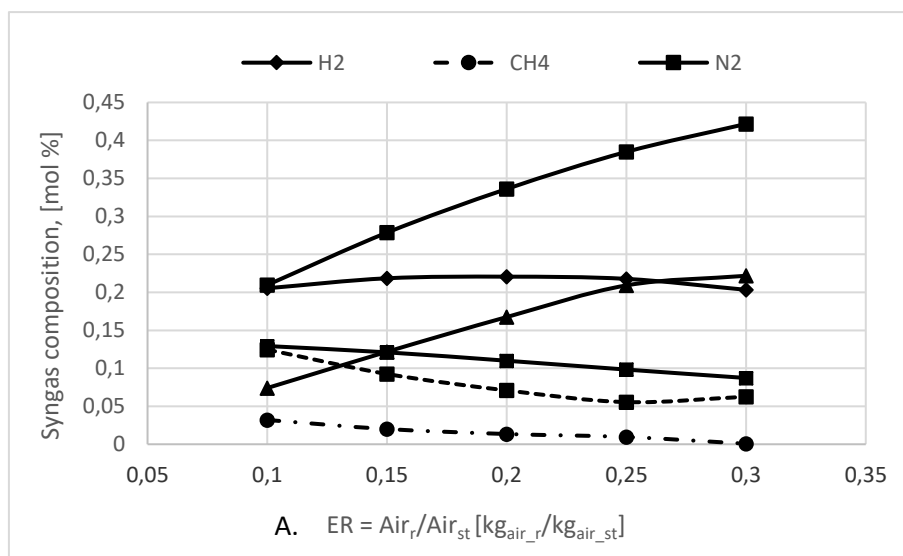


Figura 2. Variația compoziției singazului în funcție de raportul ER înainte de reactorul de conversie CO în H₂

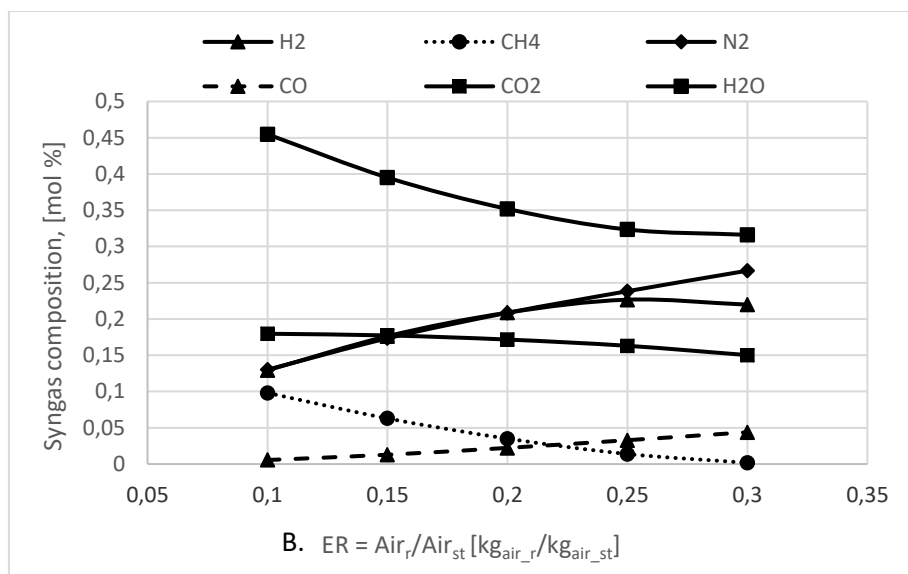


Figura 3. Variația compoziției singazului în funcție de raportul ER după reactorul de conversie CO în H₂ pentru un debit de abur injectat în reactorul de conversie

În tabelul 2 se prezintă compoziția gazului de sinteză rezultat după procesul de gazeificare, și înainte de integrarea reactorului de conversie a CO și a procesului de captare a CO₂, puterea calorică inferioară a acestuia fiind de 4044.56 kJ/kg, această compoziție fiind luată în considerare în calculele următoare.

Tabelul 2. Compoziția gazului de sinteză

Element	Valoare [%]
CO	18.90
CH ₄	0.68
H ₂	17.49
N ₂	52.51
CO ₂	10.42

2.1.1. Calculul arderii teoretice a combustibilului

Motoarul grupului electrogen va folosi drept combustibil gazul de sinteză provenit din gazeificare biomasei, cu compoziția volumică prezentată în Tabelul 2. Calculul arderii combustibilului a fost efectuat în ipoteza excesului de aer (λ) ca având valoarea 1 (stoichiometric).

Principalele reacții ale arderii combustibilului (gazului de sinteză) sunt următoarele:





Pentru determinarea volumului de oxigen necesar arderii gazului de sinteză s-a calculat suma produselor dintre concentrațiile elementare ale gazului de sinteză și coeficienții stoichiometrici ai oxigenului rezultați din reacțiile 4-7.

$$V_{\text{O}_2 \text{ necesar CO}} = \text{CO} * \frac{1}{2} [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (4)$$

$$V_{\text{O}_2 \text{ necesar CH}_4} = \text{CH}_4 * 2 [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (5)$$

$$V_{\text{O}_2 \text{ necesar H}_2} = \text{H}_2 * \frac{1}{2} [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (6)$$

$$V_{\text{O}_2 \text{ necesar total}} = V_{\text{O}_2 \text{ necesar CO}} + V_{\text{O}_2 \text{ necesar CH}_4} + V_{\text{O}_2 \text{ necesar H}_2} [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (7)$$

Volumele de oxigen necesare arderii atât pentru fiecare element al gazului de sinteză, cât și oxigenul total necesar sunt prezentate în Tabelul 3.

Tabelul 3. Volumul de O₂ necesar arderii

Gaz	m ³ _N de gaz	O ₂ necesar arderii teoretice, m ³ _N
CO	18.90	9.45
CH ₄	0.68	1.36
H ₂	17.49	8.75
N ₂	52.51	-
CO ₂	10.42	-
Total	100.00	19.56

În continuare este prezentat modul de calcul al azotului introdus odată cu aerul necesar arderii (reacțiile 8-11), iar în Tabelul 4 sunt centralizate rezultatele obținute.

$$V_{\text{N}_2 \text{ necesar CO}} = \text{CO} * 1.8809 [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (8)$$

$$V_{\text{N}_2 \text{ necesar CH}_4} = \text{CH}_4 * 7.52 [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (9)$$

$$V_{\text{N}_2 \text{ necesar H}_2} = \text{H}_2 * \left(\frac{1}{0.21} - \frac{1}{2} \right) [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (10)$$

$$V_{\text{N}_2 \text{ necesar total}} = V_{\text{N}_2 \text{ necesar CO}} + V_{\text{N}_2 \text{ necesar CH}_4} + V_{\text{N}_2 \text{ necesar H}_2} [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (11)$$

Tabelul 4. Volumul total de N₂

Gaz	m ³ _N de gaz	N ₂ adus de oxigenul din aer, m ³ _N
CO	18.90	35.55
CH ₄	0.68	5.11
H ₂	17.49	32.90
N ₂	52.51	-
CO ₂	10.42	-
Total	100.00	73.56

În continuare s-au calculat produșii de reacție obținuți în urma arderii, cantitatea de CO₂ și de H₂O (reacțiile 12-18, respectiv Tabelul 5).

$$V_{CO_2}^{CO} = CO * 1 \text{ [m}^3\text{N]} \quad (12)$$

$$V_{CO_2}^{CH_4} = CH_4 * 1 \text{ [m}^3\text{N]} \quad (13)$$

$$V_{CO_2}^{CO_2} = CO_2 \text{ [m}^3\text{N]} \quad (14)$$

$$V_{CO_2 total} = V_{CO_2}^{CO} + V_{CO_2}^{CH_4} + V_{CO_2}^{CO_2} \text{ [m}^3\text{N]} \quad (15)$$

$$V_{H_2O}^{CH_4} = CH_4 * 2 \text{ [m}^3\text{N]} \quad (16)$$

$$V_{H_2O}^{H_2} = H_2 * 1, \text{ [m}^3\text{N]}; \quad (17)$$

$$V_{H_2O total} = V_{H_2O}^{CH_4} + V_{H_2O}^{H_2} \text{ [m}^3\text{N]}. \quad (18)$$

Tabelul 5. Volumul de gaze obținute în urma arderii

Gaz	m ³ N de gaz	m ³ N de substanțe chimice		
		CO ₂	H ₂ O	N ₂
CO	18.90	18.90	0.00	35.55
CH ₄	0.68	0.68	1.36	5.11
H ₂	17.49	0.00	17.49	32.90
N ₂	52.51	-	-	52.51
CO ₂	10.42	10.42	-	-
Total	100.00	30.00	18.85	126.07

2.1.2. Calculul arderii reale a combustibilului

1.1.1 Calculul arderii reale a gazului de sinteză s-a efectuat pornind de la parametrii prestabiliți prezentați în Tabelul 6, iar ecuațiile utilizate pentru determinarea produșilor de ardere, a participațiilor procentuale volumice și masice ale componentelor arderii și a exponentului adiabatic sunt prezentate în Tabelul 7.

Tabelul 6. Parametrii prestabiliți calcul ardere reală gaz de sinteză

Nr.crt.	Parametru	Valoare	U.M.
1	Presiunea	p ₀ = 1.0132	bar
2	Temperatura	t ₀ = 15	°C
3	Temperatura absolută	T ₀ = 288.15	K
4	Umiditatea aerului	x = 10	g/ m ³ N
5	Excesul de aer	λ = 1.1	-
6	Volumul molar	V _μ ⁰ = 22.414	m ³ /kmol
7	Presiunea de ieșire CA	p ₃ = 1.12	bar
8	Temperatura de ieșire CA	T ₃ = 950	K

Tabelul 7. Relații de calcul ardere reală a gazului de sinteză

Mărime	Relație de calcul	U.M.	Nr. rel.
Bilanțul produșilor de ardere			
Densitatea gazului de sinteză	$\rho = \frac{CO}{100} * \frac{M_{CO}}{V_{\mu_0}} + \frac{CH_4}{100} * \frac{M_{CH_4}}{V_{\mu_0}} + \frac{H_2}{100} * \frac{M_{H_2}}{V_{\mu_0}} + \frac{C_2H_6}{100} * \frac{M_{C_2H_6}}{V_{\mu_0}} + \frac{N_2}{100} * \frac{M_{N_2}}{V_{\mu_0}} + \frac{CO_2}{100} * \frac{M_{CO_2}}{V_{\mu_0}}$	kg/m ³	(19)

Volumul stoichiometric de oxigen necesar arderii	$V_{O_2}^0 = V_{O_2 \text{ necesar total}} * \frac{\rho}{100}$	m ³ /kg	(20)
Masa stoichiometrică de oxigen necesară arderii	$M_{O_2}^0 = \frac{M_{O_2}}{V_{\mu_0}}$	kg/kg	(21)
Volumul stoichiometric de aer uscat necesar arderii	$V_{aer}^0 = \frac{V_{O_2}^0}{0.21}$	m ³ /kg	(22)
Masa stoichiometrică de aer uscat necesară arderii	$M_{aer \text{ us}}^0 = \frac{M_{O_2}}{0.232}$	kg/kg	(23)
Volumul stoichiometric de aer umed	$V_{aer \text{ um}}^0 = (1 + 0.00161 * x) * V_{aer}^0$	m ³ /kg	(24)
Masa stoichiometrică de aer umed necesară arderii	$M_{aer \text{ um}}^0 = M_{aer \text{ us}}^0 + 0.001 * x$	kg/kg	(25)
Volumul real de aer real	$V_{aer} = \lambda * V_{aer \text{ um}}^0$	m ³ /kg	(26)
Masa de aer real	$M_{aer} = \lambda * M_{aer \text{ um}}^0$	kg/kg	(27)
Volumul de CO ₂	$V_{CO_2} = 1.867 * \frac{C}{100}$	m ³ /kg	(28)
Volumul de O ₂	$V_{O_2} = 0.21 * (\lambda - 1) * V_{aer \text{ us}}^0$	m ³ /kg	(29)
Volumul de N ₂	$V_{N_2} = 0.79 * \lambda * V_{(aer \text{ us})}^0 + 0.8 * N/100$	m ³ /kg	(30)
Volumul de H ₂ O	$V_{H_2O} = 11.2 * \frac{H}{100} + 1.242 * \frac{W}{100} + 0.00161 * x * \lambda * V_{aer \text{ us}}^0$	[m ³ /kg]	(31)
Volumul real de gaze de ardere	$V_{ga} = V_{CO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}$	m ³ /kg	(32)
Participațiile procentuale volumice ale componentelor arderii			
Participația volumică de O ₂	$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{ga}}$	%	(33)
Participația volumică de N ₂	$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{ga}}$	%	(34)
Participația volumică de CO ₂	$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{ga}}$	%	(35)
Participația volumică de H ₂ O	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{ga}}$	%	(36)
Participațiile procentuale masice ale componentelor arderii			
Participația masică de O ₂	$g_{O_2} = r_{O_2} * \frac{\mu_{O_2}}{\mu_{ga}}$	%	(37)
Participația masică de N ₂	$g_{N_2} = r_{N_2} * \frac{\mu_{N_2}}{\mu_{ga}}$	%	(38)
Participația masică de CO ₂	$g_{CO_2} = r_{CO_2} * \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_{ga}}$	%	(39)
Participația masică de H ₂ O	$g_{H_2O} = r_{H_2O} * \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_{ga}}$	%	(40)
Exponentul adiabetic			
Densitatea gazelor de ardere in condiții normale	$\rho_{ga}^0 = \frac{\mu_{ga}}{V_{\mu_0}}$	kg/ m ³ _N	(41)
Densitatea gazelor la ieșirea din camera de ardere	$\rho_{ga} = \rho_{ga}^0 * \frac{T_0}{T_3} * \frac{p_3}{p_0}$	kg/ m ³	(42)
Constanta gazelor de ardere	$R_{ga} = \frac{R}{\mu_{ga}}$	J/kg*K	(43)
Căldura specifică a gazelor de ardere	$C_{M_p \text{ ga}} = r_{O_2} * \mu_{O_2} * c_{p_{O_2}} + r_{CO_2} * \mu_{CO_2} * c_{p_{CO_2}} + r_{N_2} * \mu_{N_2} * c_{p_{N_2}} + r_{H_2O} * \mu_{H_2O} * c_{p_{H_2O}}$	kJ/kmol *K	(44)

Căldura specifică a gazelor de ardere la presiune constantă	$c_{p_ga} = r_{O_2} * c_{p_{O_2}} + r_{CO_2} * c_{p_{CO_2}} + r_{N_2} * c_{p_{N_2}} + r_{H_2O} * c_{p_{H_2O}}$	$\frac{kJ}{kg^*K}$	(45)
Căldura specifică a gazelor de ardere la volum constant	$c_{v_ga} = c_{p_ga} - R_{ga}$	$\frac{kJ}{kg^*K}$	(46)
Exponentul adiabatic al gazelor de ardere	$k_{ga} = \frac{c_{p_ga}}{c_{v_ga}}$	-	(47)

1.1.2 Cu ajutorul relațiilor de calcul prezentate în Tabelul 7 s-au determinat valorile numerice ale parametrilor arderii reale a gazului de sinteză (Tabelul 8).

Tabelul 8. Calculul arderii reale

Nr.crt.	Marimea	Notatie	Valoare	U.M.
1	Caldura specifica CO ₂	c _{pCO2}	1.204044	kJ/kg*K
2	Caldura specifica O ₂	c _{pO2}	1.06647	kJ/kg*K
3	Caldura specifica N ₂	c _{pN2}	1.143373	kJ/kg*K
4	Caldura specifica H ₂ O	c _{pH2O}	2.21993	kJ/kg*K
5	Volumul st de oxigen necesar	V _{0O2}	0.18	m ³ N/kg
6	Masa st de oxigen necesar	M _{0O2}	0.25	kg/kg
7	Volumul st de aer uscat	V _{0aer}	0.833594	Nm ³ /kg
8	Masa st de aer uscat	M _{0aer}	1.077443	kg/kg
9	Volumul st de aer umed	V _{aer}	0.847015	Nm ³ /kg
10	Masa st de aer umed	M _{0aer}	1.087443	kg/kg
11	Volumul de aer real	V _{aer}	0.931717	Nm ³ /kg
12	Masa de aer real	M _{aer}	1.196187	kg/kg
13	Volumul de CO ₂	V _{CO2}	0.268558	Nm ³ /kg
14	Volumul de O ₂	V _{O2}	0.017505	Nm ³ /kg
15	Volumul de N ₂	V _{N2}	1.206122	Nm ³ /kg
16	Volumul de H ₂ O	V _{H2O}	0.183507	Nm ³ /kg
17	Volumul real de gaze de ardere	V _{ga}	1.675691	Nm ³ /kg
18	Participatia volumica de O ₂	r _{O2}	1.04	%
19	Participatia volumica de N ₂	r _{N2}	71.98	%
20	Participatia volumica de CO ₂	r _{CO2}	16.03	%
21	Participatia volumica de H ₂ O	r _{H2O}	10.95	%
26	Masa molară a ga	μ _{ga}	29.51094	kg/kmol
26	Participatia masica de O ₂	g _{O2}	1.13	%
27	Participatia masica de N ₂	g _{N2}	68.29	%
28	Participatia masica de CO ₂	g _{CO2}	23.90	%
29	Participatia masica de H ₂ O	g _{H2O}	6.68	%
31	Densitatea ga in conditii normale	ρ _{0ga}	1.32	kg/m ³
32	Densitatea ga la iesire din CA	ρ _{ga}	0.582469	kg/m ³
33	Constanta gazelor de ardere	R _{ga}	281.726	J/kg*K
34	Caldura specifica molară a ga	C _{M p ga}	36.26626	kJ/kmol*K
35	Caldura specifica a ga la p=ct	C _{p ga}	1.270188	kJ/kg*K
36	Caldura specifica la v=ct a ga	C _{v ga}	0.988462	kJ/kg*K
37	Exponentul adiabatic	k _{ga}	1.285014	-

2.1.3. Calculul ciclului motorului

Obiectivul acestui calcul este reprezentat de dimensionarea motorului și alegerea numărului de motoare, precum și determinarea randamentului pe care îl are un motor. Realizarea calculului ciclului motorului a pornit de la următorul set de date de intrare:

- Puterea nominală: $P_e = 50$ [kW];
- Turația nominală: $n = 3000$ [rot/min];
- Numarul de cilindri: $i = 6$ [cil].

Ulterior s-au ales parametrii inițiali ai motorului și parametrii procesului de schimbare a gazelor:

- Temperatura inițială, aleasă anterior în calculul arderii: $T_0 = 288.15$ K;
- Presiunea inițială: $p_0 = 1.0132$ bar;
- Temperatura gazelor reziduale: $T_{gr} = 900$ K;
- Presiunea gazelor reziduale: $p_{gr} = 1.25$ bar;
- Coeficientul de exces de aer: $\lambda = 1.1$;
- Raportul de comprimare: $\varepsilon = 9$.
- Presiunea la sfârșitul admisiei: $p_{sa} = 0.7$ [bar];
- Preîncălzirea amestecului: $\Delta T = 15$ [K];
- Coeficientul de postumplere: $\nu_p = 1.15$
- Coeficientul de umplere: $\eta_v = 0.85$

Astfel, se determină coeficientul gazelor reziduale cu datele prezentate anterior:

$$\gamma_r = \frac{(T_0 + \Delta T)}{T_{gr}} * \frac{p_{gr}}{(\varepsilon * p_{sa} * n - p_{gr})} \quad (48)$$

și temperatura la sfârșitul admisiei:

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T + \gamma_r * T_{gr})}{(1 + \gamma_r)} \quad [\text{K}] \quad (49)$$

Parametrii procesului de comprimare și a procesului de ardere sunt prezentați în continuare:

- Coeficientul politropic: $n = 1.29$;
- Presiunea la sfârșitul comprimării p_c , care se calculează astfel:

$$p_c = p_{sa} * \varepsilon^n \quad [\text{bar}] \quad (50)$$

- Temperatura la sfârșitul comprimării: T_c

$$T_c = T_a * \varepsilon^{(n-1)} \quad [\text{K}] \quad (51)$$

- Puterea calorică inferioară a combustibilului: $Q_i=20604.056$ [kJ/m³];
- Coeficientul de utilizare al căldurii: $\zeta=0.95$;

Coeficientul ζ mai poartă denumirea și de coeficient de folosire a căldurii în procesul de ardere și se încadrează în intervalul (0.85-0.95). Acest coeficient depinde de dimensiunile cilindrului, raportul de comprimare, de calitatea pulverizării, de sarcina motorului și de forma camerei de ardere și de racire.

Aerul minim necesar arderii unui kilogram de combustibil: L_{min}

$$L_{min} = \frac{V_{o\ aer}}{22.414} \text{ [kmol/kg]} \quad (52)$$

Coeficientul teoretic de variație a masei molare: μ_0

$$\mu_0 = 1 + \frac{t_1}{t_2}; \quad (53)$$

unde t_1 , respectiv t_2 se calculează astfel:

$$t_1 = 0.21 * (1 - \lambda) * L_{min} + \left(\frac{H\%}{400} + \frac{O\%}{3200} \right) - \frac{1}{M} \quad (54)$$

$$t_2 = \lambda * L_{min} + \frac{1}{M} \quad (55)$$

Coeficientul real de variație a masei molare: μ_f

$$\mu_f = 1 + \frac{(\mu_0 - 1)}{(1 + \gamma_r)} \quad (56)$$

Căldurile specifice medii s-au determinat cu ajutorul unei funcții tabelare. Valorile rezultate pentru acestea sunt:

- Caldura specifică CO₂: $c_{pCO_2}=1.402$ [kJ/kg*K];
- Caldura specifică O₂: $c_{pO_2}=1.236$ [kJ/kg*K];
- Caldura specifică N₂: $c_{pN_2}=1.322$ [kJ/kg*K];
- Caldura specifică H₂O: $c_{pH_2O}=3.069$ [kJ/kg*K].

Participațiile volumice utilizate sunt cele calculate anterior, la calculul arderii reale a gazului de sinteză.

Pentru determinarea temperaturii la sfârșitul procesului de ardere s-a pornit de la o valoare presupusă a acesteia, calculându-se ulterior o nouă valoare a căldurii specifice a gazelor de ardere ce ține cont de valoarea pe care am presupus-o pentru temperatură la sfârșitul procesului de ardere. Căldura specifică rezultată s-a utilizat în calculul temperaturii la sfârșitul procesului de ardere. Acest calcul s-a realizat până când eroarea dintre valoarea presupusă și cea rezultată a ajuns sub 1 %.

Căldura specifică a gazelor la sfârșitul procesului de ardere: c_{mv}

$$c_{mvp} = 20 + 1.4 * 0.001 * T_c \text{ [kJ/kmol*K]} \quad (57)$$

Temperatura la sfârșitul procesului de ardere – presupusă: $T_{zp}=2818$ K

Căldura specifică a gazelor la sfârșitul procesului de ardere: c_{mv}

$$c_{mv} = 18.4 + 2.6 * \lambda + (15.5 + 13.8 * \lambda) * 0.0001 * T_{zp} \text{ [kJ/kmol*K]} \quad (58)$$

Temperatura la sfârșitul procesului de ardere –calculată: T_z

$$T_z = \left(\frac{\xi * Q_i}{\left((\lambda * L_{min} + \frac{1}{M}) * (1 + \gamma_r) \right)} + c_{mv} + T_c \right) * \frac{1}{c_{mv} * \mu_f} \text{ [K]}; \quad (59)$$

Eroarea dintre cele 2 temperaturi: ε

$$\varepsilon = \frac{T_z - T_{zp}}{T_z} * 100 < 1\% \quad (60)$$

Presiunea la sfârșitul procesului de ardere: p_z

$$p_{zr} = \frac{p_c * \mu_f * T_z}{T_3} \text{ [bar]} \quad (61)$$

Rotunjirea diagramei: $\Theta_z=0.95$.

Presiunea la sfârșitul arderii corectate: p_{zr}

$$p_{zr} = \Theta * p_z \text{ [bar]} \quad (62)$$

Gradul de creștere al presiunii: Π

$$\Pi = \frac{p_{zr}}{p_c} \quad (63)$$

În cadrul procesului de destindere s-a presupus un coeficient adiabatic al destinderii cu următoarea valoare: $k_{des}=1.1$

Presiunea la sfârșitul destinderii va fi: p_b

$$p_b = \frac{p_{zr}}{\varepsilon^{k_{des}}} \text{ [bar]} \quad (64)$$

Temperatura la sfârșitul destinderii va fi: T_b

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{(k_{des}-1)}} \text{ [K]} \quad (65)$$

În Tabelul 9 sunt prezentați parametrii principali ai motorului și relațiile de calcul pentru dimensiunile fundamentale ale motorului, iar in Tabelul 10 sunt prezentate rezultatele obținute. În cazul calculării dimensiunilor fundamentale ale motorului s-a considerat raportul cursă-alezaj $\Phi=1$.

Tabelul 9. Relații de calcul parametrii și dimensiunile fundamentale ale motorului

Mărime	Relație de calcul	U.M.	Nr. rel.
Parametrii principali ai motorului			
Randamentul mecanic	$\eta_m=0.9$	-	-
Coeficientul de rotunjire al diagramei	$\mu_r=0.95$	-	-
Presiunea medie a ciclului teoretic	$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} * (p_2 - p_1)$	bar	(66)

	$p_1 = \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{(n-1)}}}{n-1}, p_2 = \frac{\Pi * (1 - \frac{1}{\varepsilon^{(k_{des}-1)}})}{(k_{des}-1)}$		
Presiunea medie indicată	$p_{mi} = \mu_r * p_i$	bar	(67)
Presiunea medie efectivă	$p_{me} = \eta_m * p_{mi}$	bar	(68)
Randamentul efectiv al motorului	$\eta_{em} = \eta_m * \eta_i$	%	(69)
Consumul specific de combustibil	$c_{sp} = \frac{3600 * 1000}{\eta_{em}} * \frac{100}{Q_i}$	g/kWh	(70)
Dimensiunile fundamentale ale motorului			
Capacitatea cilindrică necesară pentru 1 cilindru	$V_h = \frac{12 * P_e * 10^7}{p_{me} * 10^5 * n * i}$	l	(71)
Cilindreea totală a motorului	$V_t = V_h * i$	l	(72)
Diametrul cilindrului calculat	$D = \left(\frac{4 * V_h}{3.14 * \Phi} \right)^{\frac{1}{3}} * 100$	mm	(73)
Cursa pistonului calculat	$S = D * \Phi$	mm	(74)
Diametrul cilindrului adoptat	$D_{adoptat}$, se obține prin rotunjire	mm	-
Cursa pistonului adoptat	$S_{adoptat}$, se obține prin rotunjire	mm	-
Cilindreea reală a motorului	$V_{rt} = \frac{3.14 * D^2 * S * i}{4} * 10^{-6}$	l	(75)
Viteza medie a pistonului	$V_m = \frac{S_{adoptat} * n}{30} * 0.001$	m/s	(76)
Puterea litrică a motorului	$P_l = \frac{P_e}{V_{rt}}$	kW/l	(77)
Numărul de motoare necesar	$n = \frac{P_{el\ necesară}}{P_e}$	-	(78)
Numărul real de motoare	n_{mr} , se obține prin rotunjirea superioară a numărului necesar de motoare	-	-
Puterea electrică reală furnizată	$P_{er} = n_{mr} * P_e$	kW	(79)

Tabelul 10. Calculul ciclului motorului

Nr.crt.	Marimea	Notatie	Valoare	U.M.
Date de intrare				
1	Puterea nominală	P_e	50	kW
2	Turația nominală	n	3000	rot/min
3	Numărul de cilindri	i	6	cil
Alegerea parametrilor inițiali				
4	Temperatura inițială	T_0	288.15	K
5	Presiunea inițială	p_0	1.0132	bar
6	Temperatura gazelor reziduale	T_{gr}	900	K
7	Presiunea gazelor reziduale	p_{gr}	1.25	bar
8	Coeficientul de exces de aer	λ	1.1	-
9	Raportul de comprimare	ε	9	-
Parametrii procesului de schimbare a gazelor				
10	Presiunea la sfârșitul admisiei	p_{sa}	0.7	bar
11	Preîncălzirea amestecului	ΔT	15	K
12	Coeficientul de post umplere	v_p	1.15	-
13	Coeficientul gazelor reziduale	γ_r	0.07	-
14	Temperatura la sfârșitul admisiei	T_a	342.32	K
15	Coeficientul de umplere	η_v	0.85	-
Parametrii procesului de comprimare				

16	Coeficientul adiabatic	n	1.29	-
17	Presiunea la sfârșitul comprimării	p_c	11.78	bar
18	Temperatura la sfârșitul comprimării	T_c	640.33	K
19	Volumul camerei de ardere	$V_3=V_2$		
Parametrii procesului de ardere				
19	Puterea calorică inferioară a comb	Q_i	4518.1288	kJ/m ₃
20	Coeficientul de utilizare a căldurii	ξ	0.95	-
21	Aerul minim necesar arderii 1 kg comb	L_{min}	0.0377896	kmol/kg
22	Coeficientul teoretic de variație a masei molare	μ_0	0.6438066	
23	Coeficientul real de variație a masei molare	μ_f	0.6671812	
Căldurile specifice medii la finalul procesului de ardere				
24	Căldura specifică CO ₂	c_{pCO_2}	1.423	kJ/kg*K
25	Căldura specifică O ₂	c_{pO_2}	1.261	kJ/kg*K
26	Căldura specifică N ₂	c_{pN_2}	1.324	kJ/kg*K
27	Căldura specifică H ₂ O	c_{pH_2O}	3.129	kJ/kg*K
Participații volumice				
28	Participația volumică de O ₂	r_{O_2}	1.04	%
29	Participația volumică de N ₂	r_{N_2}	71.98	%
30	Participația volumică de CO ₂	r_{CO_2}	16.03	%
31	Participația volumică de H ₂ O	r_{H_2O}	10.95	%
32	Căldura specifică a gazelor la sfârșitul procesului de ardere	C_{mv}	31.142	kJ/kmol*K
33	Temperatura la sfârșitul procesului de ardere - presupusă	T_z	3280	K
	Căldura specifică a gazelor la sfârșitul procesului de ardere	C_{mv}	31.32	kJ/kmol*K
34	Temperatura la sfârșitul procesului de ardere - calculată	T_z	3308.7	K
35	Eroare temperatura sf proc	ε	0.867	%
36	Presiunea la sfârșitul procesului de ardere	p_z	28.90	bar
37	Rotunjirea diafragmei	Θ_z	0.95	
38	Presiunea la sfârșitul arderii corectate	p_{zr}	27.46	bar
39	Gradul de creștere al presiunii	Π	2.330	
Procesul de destindere				
40	Se presupune coeficientul adiabatic al destinderii	k_{des}	1.1	
41	Presiunea la sfârșitul destinderii	p_b	2.45	bar
42	Temperatura la sfârșitul destinderii	T_b	2632.99	K
Parametrii principali ai motorului				
43	Randamentul mecanic	η_m	0.9	
44	Coeficientul de rotunjire al diagramei	μ_r	0.95	
45	Presiunea medie a ciclului teoretic	p_i	4.37	bar
46	Presiunea medie indicată	p_{mi}	4.15	bar
47	Randamentul indicat al motorului	η_i	23.25	%
48	Presiunea medie efectivă	p_{me}	3.73	bar
49	Randamentul efectiv al motorului	η_{em}	20.92	%
50	Consumul specific de combustibil	c_{sp}	4254.0	g/kWh
Dimensiunile fundamentale ale motorului				
51	Raport cursă-alezaj	Φ	1	
52	Capacitatea cilindrică necesară pentru un cilindru	V_h	0.893	l
53	Cilindreea totală a motorului	V_t	5.358	l
54	Diametrul cilindrului calculat	D	104.39	mm
55	Cursa pistonului calculat	S	104.39	mm
56	Diametrul cilindrului adoptat	D	104.00	mm

57	Cursa pistonului adoptat	S	104.00	mm
58	Cilindreea reală a motorului	V_t	5.358	l
59	Viteza medie a pistonului	V_m	10.40	m/s
60	Puterea litrică a motorului	P_l	9.33	kW/l
61	Numărul de motoare necesar	n	0.5106564	-
62	Numărul real de motoare	n_{mr}	1	-
63	Puterea electrică reală furnizată	P_{er}	50	kW

2.1.4. Calculul recuperării căldurii provenită de la MAS

Scopul acestui calcul a fost de a determina totalul căldurii ce poate fi efectiv folosită și totodată să se verifice dacă un singur motor poate acoperi întreg necesarul termic cerut de către un consumator. Astfel, în continuare sunt prezentate relațiile de calcul utilizate și valorile numerice obținute (Tabelul 11).

Debitul de combustibil:

$$B_{comb} = \frac{P_e}{\eta_{em} \cdot Q_i} \text{ [kg/s]} \quad (80)$$

Debitul de combustibil orar:

$$B_{ch} \frac{B_{comb}}{3600} \text{ [kg/h]} \quad (81)$$

Debitul volumic de combustibil:

$$B_{vol} \frac{V_{ga}}{B_{ch}} \text{ [m}^3\text{/h]} \quad (82)$$

Cantitatea de căldură disponibilă:

$$Q = \zeta \cdot B_{ch} \cdot H_i \text{ [kJ/h]} \quad (83)$$

Cantitatea de căldură pierdută cu fluidul de răcire:

$$Q_{rm} = 0,266 \cdot i \cdot D^{1,73} \cdot S^{0,575} \cdot n^{0,71} \cdot \left(1 + 1,5 \cdot \frac{S}{D}\right) \cdot (\varepsilon - 1)^{-0,286} \text{ [kJ/h]} \quad (84)$$

Cantitatea de căldură totală pierdută cu fluidul de răcire:

$$Q_{rm\ total} = \frac{Q_r}{1000 \cdot 3600} \cdot D_{af} \text{ [MWh/h]} \quad (85)$$

unde: $D_{af} = 8000$ [h] este durata anuală de funcționare.

Cantitatea de căldură pierdută în gazele de ardere:

$$Q_{ga} = \rho_{ga} \cdot C_{Mpg} \cdot B_{vol} \cdot (T_e - T_i) \text{ [kJ/h]} \quad (86)$$

Cantitatea de căldură totală pierdută în gazele de ardere:

$$Q_{ga\ total} = \frac{Q_{ga}}{1000 \cdot 3600} \cdot D_{af} \text{ [MWh/h]} \quad (87)$$

Cantitatea de căldură echivalentă lucrului mecanic:

$$Q_e = 3600 \cdot P_e \text{ [kJ/h]} \quad (88)$$

Volumul de CO:

$$V_{CO} = \frac{V_{CO_2} - \frac{2}{3}V_{CO_2}}{22.414} \text{ [kmol/kg]} \quad (89)$$

S-a considerat ca în motoarele cu aprindere prin scânteie carbonul din combustibil arde în reacție cu oxigenul degajând $\frac{2}{3} CO_2$, restul de $\frac{1}{3}$ fiind CO.

Cantitatea de căldură pierdută prin ardere incompletă:

$$\Delta Q_{in} = V_{CO} \cdot C_{MpCO} \cdot B_{ch} \cdot T_c \text{ [kJ/h]} \quad (90)$$

unde: $C_{MpGO} = 30.171 \text{ [kJ/kmol}\cdot\text{k]}$.

Cantitatea de căldură pierdută rezidual:

$$Q_{rez} = Q - (Q_e + Q_r + Q_{ga} + \Delta Q_{in}) \text{ [kJ/h]} \quad (91)$$

Procentul de căldură echivalentă a lucrului mecanic:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q} [\%] \quad (92)$$

Procentul de căldură pierdută cu fluidul de răcire:

$$q_{rm} = \frac{Q_r}{Q} [\%] \quad (93)$$

Procentul de căldură pierdută cu gazele de evacuare:

$$q_{ga} = \frac{Q_{ga}}{Q} [\%] \quad (94)$$

Procentul de căldură pierdută rezidual:

$$q_{rez} = \frac{Q_{rez}}{Q} [\%] \quad (95)$$

Tabelul 11. Calculul recuperării căldurii provenită de la MAS

Nr. Crt	Mărimea	Notăție	Valoare	U.M.
1	Debitul de combustibil	B_{comb}	0.059083	kg/s
2	Debitul de combustibil orar	B_{ch}	212.700	kg/h
3	Cantitatea de caldura disponibila	Q	817272	kJ/h
4	Debitul volumic de combustibil	B_{vol}	356.42	Nm^3/h
5	Caldura pierduta cu fluidul de racire	Q_r	143122	kJ/h
6	Caldura totala pierduta cu fluidul de racire	Q_{rT}	318.04	MWh/an
7	Caldura pierduta cu gazele evacuate	Q_g	257992	kJ/h
8	Caldura totala pierduta cu gazele evacuate	Q_{gT}	573.31	MWh/an
9	Temperatura medie a gazelor de evacuare	T_{ev}	900	K
10	Caldura echivalenta lucrului mecanic	Q_e	180000	kJ/h
11	Caldura pierduta prin ardere incompleta	ΔQ_{in}	16422	kJ/h
12	Volumul de CO	V_{CO}	0.00399	kmol/kg
13	Caldura specifica molara a CO	C_{MpCO}	30.171	kJ/kmol*K
14	Caldura pierduta rezidual	Q_{rez}	219735	kJ/h
15	Procentul de caldura echivalenta a lucrului mec	q_e	22.02	%
16	Procentul de caldura pierduta cu fluidul de racire	q_r	17.51	%
17	Procentul de caldura pierduta cu gazele evacuate	q_g	31.56	%
18	Procentul de caldura pierduta prin ardere incompleta	q_{in}	2.01	%
19	Procentul de caldura pierduta rezidual	q_{rez}	26.88	%

Distribuția procentuală a căldurii disponibilă în motor este prezentată în diagrama Sankey din figura 4 de mai jos.

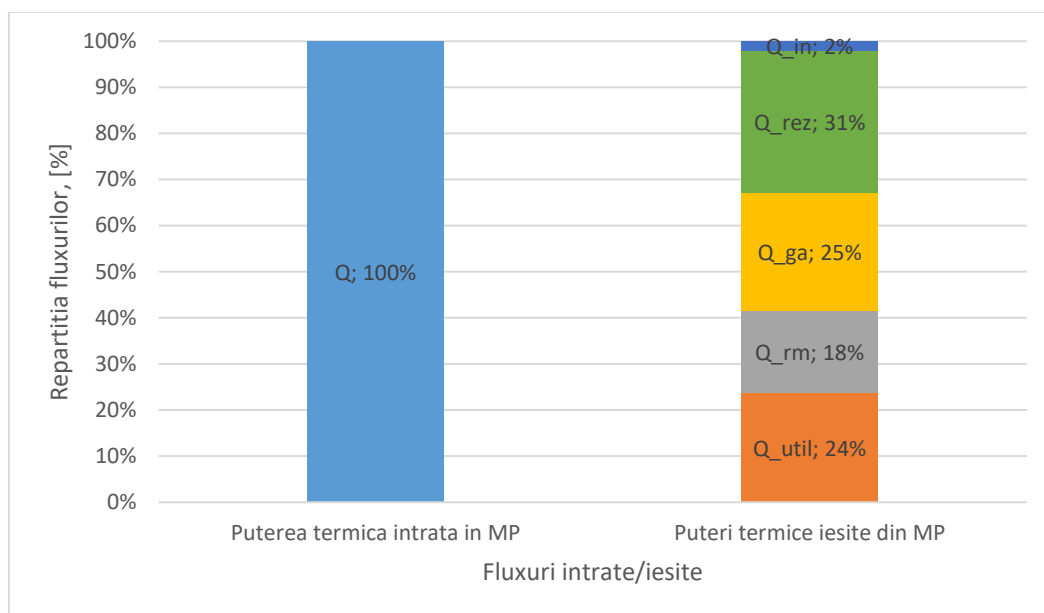


Figura 4. Diagrama Sankey pentru fluxurile intrate/ieșite

2.1.5. Calculul ITG în regim nominal de funcționare

În acest subcapitol s-a realizat calculul unei instalații cu gaze în regim nominal de funcționare, având principalele caracteristici prezentate în Tabelul 11:

Tabelul 11. Principalele caracteristici ale ITG analizată

Parametru	Valoare
Putere electrică la bornele generatorului, kW	10000
Raport de compresie	17
Temperatura superioară a ciclului termodinamic, K*	1225
Combustibil utilizat	CH ₄ (100%)

*Definită conform normelor ISO

Temperatura superioară a ciclului termodinamic este definită conform normelor ISO, ea surprinzând în mod implicit efectul răcirii cu aer a paletajului turbinei cu gaze. Această temperatură descrie în același timp atât punctul de ieșire din camera de ardere, cât și cel de intrare în turbina cu gaze. Schema de calcul adoptată este prezentată în continuare. Pentru calcul termic al ITG s-a adoptat un model matematic simplificat pentru care se cunosc: $c_{pga} = 1.17 \text{ kJ/(kgK)}$, $c_{paer} = 1.03 \text{ kJ/(kgK)}$, $c_{pga}(\text{ieșire}) = 1.17 \text{ kJ/(kgK)}$, $\gamma = 1.39$.

În cadrul procesului de compresie s-au determinat următorii parametrii:

- Punctul de intrare în filtrul de aer: se consideră $P_0 = 1.013 \text{ bar}$, $T_0 = 288.15 \text{ K}$, $\varphi_0 = 60\%$ rezultă că $H_0 = c_p * T_0 = 337.14 \text{ kJ/kg}$.

- Punctul de intrare în compresor: se consideră: $\Delta P_{01} = 0.03 \text{ bar}$ rezultă că $P_1 = P_0 - \Delta P_{01} = 0.983 \text{ bar}$, $T_1 = T_0 = 288.15 \text{ K}$, $h_0 = h_1 = 337.14 \text{ kJ/Kg}$.
- Punctul teoretic de eșapare din compresor este: $T_{2t} = T_1 * \varepsilon_K^{y-1/y} = 288.15 * 17^{1.39-1/1.39} = 638 \text{ K}$, $h_{2t} = c_p T_{2t} = 1.1 * 638 = 701.9 \text{ kJ/kg}$.
- Pentru predeterminarea randamentului politropic al compresorului se utilizează relația: $\eta_K = 0.98$. Rezultă punctul real de eșapare din compresor: $h_2 = h_1 + \frac{h_{2t} - h_1}{\eta_K} = 337.14 + \frac{701.9 - 337.14}{0.98} = 696.8 \text{ kJ/K}$, $T_2 = \frac{h_2}{c_p} = \frac{696.8}{1.03} = 676.52 \text{ K}$, $P_2 = P_1 * \varepsilon_K = 0.983 * 17 = 16.71 \text{ bar}$.

Combustibilul utilizat este gaz metan pentru care se cunosc: $H_i^i = 50000 \text{ kJ/kg}$, $m_{a0} = 17.7 \text{ kg}_{aer}/\text{kg}_{CH_4}$, $T_{ref} = 293.15 \text{ K}$.

Randamentul camerei de ardere se alege: $\eta_{CA} = 0.98$.

Pe baza datelor de mai sus, se determină debitul specific de combustibil:

$$V^{ITG} = \frac{c_p * (T_3 - T_2)}{\eta_{CA} * H_i^i - c_p * (T_3 - T_{ref})} = \frac{1.1 * (1225 - 676.52)}{0.98 * 50000 - 1.1 * (1225 - 293.15)} = 0.0133 \text{ kg}_{CH_4}/\text{kg}_{aer}.$$

Excesul de aer ia ieșirea din camera de ardere este: $\alpha_3 = \frac{1}{V^{ITG} * m_{a0}} = \frac{1}{0.0133 * 17.7} = 4.217$.

În cadrul procesului de destindere se consideră pierderea de presiune în CA, $\Delta p_{23} = 0.835 \text{ bar}$. Rezultă parametri de intrare în ITG: $P_3 = p_2 - \Delta p_{23} = 16.71 - 0.835 = 15.876 \text{ bar}$, $h_3 = c_p * T_3 = 1.1 * 1225 = 1433.25 \text{ kJ/kg}$.

În amortizorul de zgomot se consideră $\Delta p_{45} = 0.05 \text{ bar}$. Rezultă că (în condițiile în care $p_5 = p_0$): $p_4 = p_5 + \Delta p_{45} = 1.013 + 0.05 = 1.063 \text{ bar}$.

Raportul de destindere în turbina cu gaze: $\varepsilon_{TG} = \frac{p_3}{p_4} = \frac{15.876}{1.073} = 14.935$.

Punctul teoretic de eșapare în turbina cu gaze este:

$$T_{4t} = T_3 * \varepsilon_{TG}^{\frac{1-y}{y}} = 1225 * 14.935^{\frac{1-1.39}{1.39}} = 646.06 \text{ K};$$

$$h_{4t} = c_p * T_{4t} = 1.1 * 646.06 = 710.66 \text{ kJ/Kg}.$$

Pentru predeterminarea randamentului politropic al turbinei cu gaze se utilizează:

$$\eta_{TG} = 0.95 - \frac{\varepsilon_{TG} - 1}{250} = 0.95 - \frac{14.935 - 1}{250} = 0.894.$$

Rezultă punctul real de eșapare din turbina cu gaze:

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4t}) * \eta_{TG} = 1433.25 - (1433.25 - 710.66) * 0.894 = 782.92 \text{ kJ/kg};$$

$$T_4 = \frac{h_4}{c_p} = \frac{782.92}{1.1} = 711.75 \text{ K}.$$

În amortizorul de zgomot are loc un proces de laminare. Deci: $h_5 = h_4 = 782.92 \text{ kJ/kg}$, $T_5 = T_4 = 711.75 \text{ K}$.

Indictorii specifici

Lucrul mecanic specific consumat de compresor pentru 1 kg de aer aspirat:

$$L_k = h_2 - h_1 = 696.8 - 337.14 = 359.68 \text{ kJ/kg.}$$

Lucrul mecanic specific produs de turbina cu gaze:

$$L_{ITG} = (1 + v^{ITG}) * (h_3 - h_4) = (1 + 0.0133) * (1433.25 - 782.92) = 659.04 \text{ kJ/kg.}$$

Lucrul mecanic specific produs de ITG:

$$L_{ITG} = L_{TG} - L_k = 659.04 - 359.68 = 299.36 \text{ kJ/kg.}$$

Puterea termică specifică preluată la sursa caldă a ciclului ITG pentru 1 kg de aer aspirat de compresor:

$$Q_t = v^{ITG} * H_i^i * \eta_{CA} = 0.0133 * 50000 * 0.98 = 656.32 \text{ kJ/kg.}$$

$$\text{Randamentul termic al ITG: } \eta_t = \frac{L_{ITG}}{Q_1} = \frac{299,36}{656,32} = 0.456.$$

Randamentul electric brut al ITG: $\eta_M = 0.995$, $\eta_G = 0.987$, $\eta_{tr} = 1$ (ITG este cuplată rigid cu generatorul electric). Rezultă:

$$\eta_B = \eta_t * \eta_{CA} * \eta_M * \eta_G * \eta_{tr} = 0.378 * 0.998 * 0.992 * 0.984 * 1 = 0.436.$$

Debite absolute de agent termic și de combustibil

Debitul de combustibil introdus în camera de ardere:

$$B = \frac{P_B}{\eta_B * H_i^i} = \frac{10000}{0,436 * 50000} = 0.458 \text{ kg/s.}$$

Debitul de aer aspirat de compresor:

$$D_{aer} = \alpha_3 * m_{a0} * B = 4.217 * 17.7 * 0.458 = 34.222 \text{ kg/s.}$$

Debitul de gaze de ardere esapat din ITG: $D_{ga} = D_{aer} + B = 34.222 + 0.458 = 34.680 \text{ kg/s.}$

Tabelul 12. Date de intrare instalație ITG

Nr.crt.	Mărimă	Notăție	U.M.	Valoare
1	Presiune atmosferică	P_a	bar	1.013
2	Temperatura atmosferică	t_a	K	288.15
3	Temperatura CA	t_3	K	1225
4	Debitul de aer	D_{aer}	kg/s	450
5	Raportul de compresie	ϵ_k	-	17
6	Rand intern compresor	η_k	%	91
7	Randamentul CA	η_{CA}	%	98
8	Randamentul intern turbine	η_{TG}	%	90
9	Pierderile de presiune FA	Δp_{FA}	bar	0.03
10	Pierderile de presiune CA	$\Delta p_{CA} (0.05 * p_2)$	bar	0.83555
11	Pierderile de presiune AZ	Δp_{AZ}	bar	0.05
12	Caldura specifică aer	$c_{p_{aer}}$	kJ/(kgK)	1.03
13	Caldura specifică ga	$c_{p_{ga}}$	kJ/(kgK)	1.17
14	Caldura specifică ga la ieșire	$c_{p_{ga}}$	kJ/(kgK)	1.1
15	Exponent adiabatic aer	k_{aer}	-	1.39
16	Exponent adiabatic ga	k_{ga}	-	1.31

17	Putere calorifica inferioara	PCI	kJ/kg	50000
18	Randamentul mechanic	η_m	%	99.5
19	Randamentul generator	η_g	%	98.7

Tabelul 13. Rezultate calcul instalație ITG

Nr. crt.	Mărime	Notație	U.M.	Relație	Valoare
Calculul parametrilor la intrarea și ieșirea din FA					
1	Entalpia aer intrare FA	h_0	kJ/kg	$c_{p_{aer}} \cdot t_0$	337.136
2	Entalpia aer ieșire FA	h_1	kJ/kg	h_0	337.136
3	Presiune aer ieșire FA	p_1	bar	$P_a - \Delta p_{FA}$	0.983
Calculul parametrilor procesului de compresie					
4	Presiune ieșire compresor	p_2	bar	$p_1 \cdot \varepsilon_k$	16.711
5	Temperatura teoretică ieșire compresor	T_{2t}	K	$T_1 \cdot \varepsilon_k^{((k_{aer}-1)/k_{aer})}$	638.047
7	Temperatura reală ieșire compresor	T_2	K	$T_1 + (T_{2t} - T_1) / \eta_k$	676.520
8	Temperatura reală ieșire compresor	t_2	C		403.502
9	Entalpia aer ieșire compresor	h_2	kJ/kg	$c_{p_{aer}} \cdot t_2$	696.831
Calculul parametrilor la ieșirea din CA					
10	Entalpia gaze de ardere	h_3	kJ/kg	$c_{p_3} \cdot t_3$	1433.25
11	Presiunea gazelor de ardere	p_3	bar	$P_2 - \Delta p_{CA}$	15.8755
Calculul parametrilor procesului de destindere TG					
12	Presiunea gazelor de ardere la ieșire din TG	p_4	bar	$P_5 + \Delta p_{AZ}$	1.063
13	Raport de destindere TG	ε_{TG}	-	p_3 / p_4	14.9346
14	Temperatura teoretică ieșire TG	T_{4t}	K	$T_3 / \varepsilon_{TG}^{((k_g-1)/k_g)}$	646.061
15	Temperatura teoretică ieșire TG	t_{4t}	C		372.911
16	Entalpia teoretică	h_{4t}	kJ/kg	$c_{p_4} \cdot t_{4t}$	710.667
17	Entalpia reală	h_4	kJ/kg	$h_3 - \eta_{TG} \cdot (h_3 - h_{4t})$	782.926
18	Temperatura reală ieșire TG	T_4	K	h_4 / c_p	711.751
Calculul parametrilor procesului de ieșire din AZ					
19	Entalpia reală	h_5	kJ/kg	$h_5 = h_4$	782.926
20	Temperatura reală ieșire AZ	T_5	K	$T_5 = T_4$	711.751



Academia Oamenilor de Știință din România
Universitatea POLITEHNICA din București
Facultatea de Energetică



RAPORT DE CERCETARE

TEMĂ DE CERCETARE:

INTEGAREA ENERGETICĂ A
PROCESELOR DE CAPTARE CO₂ PRIN
ABSORBȚIE FIZICĂ

ECHIPĂ DE PROIECT

Responsabil: Prof.dr.ing. Adrian BADEA

Conf. dr. ing. Cristian DINCA

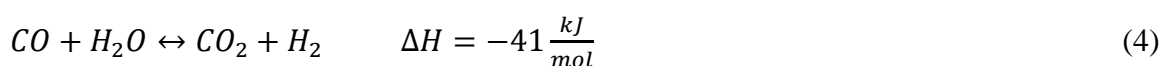
Introducere

Chiar dacă tehnologia IGCC este în continuă dezvoltare, rămân provocări care trebuie abordate. Principalele limitări ale acestei tehnologii sunt costul, disponibilitatea și complexitatea sistemului [3]. Costurile specifice de capital și exploatare, disponibilitatea tehnologică și diminuarea complexității instalațiilor existente (retecnologizarea) sunt principalii factori care conduc la dezvoltarea și avansarea sistemelor de alimentare cu combustibili solizi, de gazeificare și de susținere, de tratare a gazului de sinteză și de fabricare a turbinelor. Dincolo de provocările descrise mai sus, integrarea conceptului CCUS, atât în partea de producere a energiei cât și în partea de utilizare și stocare (recuperarea petrolului din zăcămintele semiepuizate – EOR sau injectarea și stocarea într-un acvifer salin) rămâne un pas esențial în asigurarea funcționării sistemului și sub constrângerile de mediu aferente sectorului energetic.

În acest context, acest studiu se bazează pe un sistem de ciclu combinat cu gazeificarea integrată a biomasei – BIGCC. O primă etapă constă în determinarea compoziției gazului de sinteză obținut prin gazeificarea biomasei utilizând ca și agent oxidant aer/oxigen, urmând integrarea reactorului de conversie a CO în H₂ și maximizarea calității gazului de sinteză produs. După aceste etape, gazul de sinteză este tratat printr-un proces de separare a CO₂ prin absorbție fizică, urmând ca gazul de sinteză curat să fie utilizat pentru producerea de energie electrică.

1.2. Maximizarea calității gazului de sinteză prin integrarea reactorului de conversie a CO în H₂

Pentru aplicațiile în care raportul H₂/CO trebuie să fie mărit/ajustat pentru a satisface cerințele de calitate impuse, gazul de sinteză trece printr-un reactor în pat fix, cu mai multe etape, care conține catalizatori de schimbare pentru a transforma CO și vaporii de apă în H₂ și CO₂, conform reacției de mai jos, cunoscută sub numele de reacție de transformare apă-gaz (WGS).



În acest studiu am aplicat reacția de schimb apă-abur pentru compozițiile optime ale gazului de sinteză obținute la punctul 1.1, respectiv pentru un raport ER = 0.4 la gazeificarea

cu aer, și pentru un raport $ER = 0.35$ la gazeificarea cu oxigen. Cantitatea de abur introdusă în reactorul de conversie a variat între 200..1400 kg/h, până la transformarea totală a CO. Compozițiile singazului după integrarea reactorului de conversie, pentru gazeificarea cu aer/oxigen, sunt reprezentate în Figurile 7 și 8. Odată cu creșterea debitului orar de abur introdus în reactorul de conversie, fracția volumică a CO scade iar cea a CO_2 crește. În schimb fracția volumică a H_2 crește până la un debit de abur de 800 kg/h în cazul gazeificării cu aer, obținându-se o valoare maximă de 0.205, urmând o scădere a fracției volumice acestuia pentru debite mai mari de abur. În cazul gazeificării cu oxigen, fracția volumică maximă a H_2 a fost obținută pentru un debit de abur de 400 kg/h.

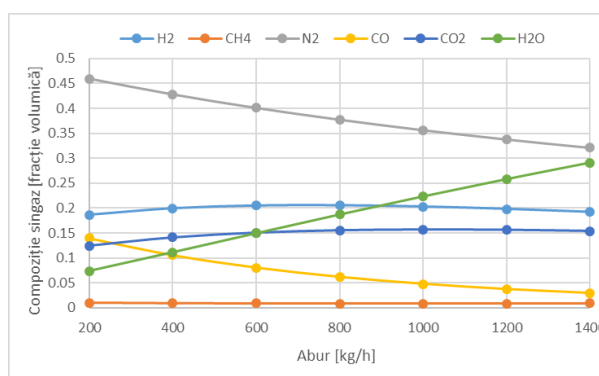


Figura 7. Compoziția singazului după WGS în cazul gazeificării cu aer

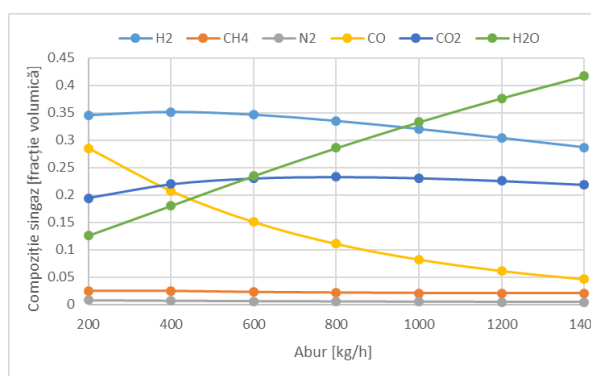


Figura 8. Compoziția singazului după WGS în cazul gazeificării cu oxigen

În Figurile 9 și 10 sunt reprezentate rapoartele H_2/CO și CO_2/CO obținute după reacția de schimb apă-abur în funcție de debitul orar de abur. Se observă că atât pentru gazeificarea cu aer, cât și pentru gazeificarea cu oxigen, aceste rapoarte cresc odată cu introducerea în reacție a unui debit mai mare de abur, datorită unei cantități mai mari de H_2 și CO_2 în gazul de sinteză după conversia monoxidului de carbon din gazul de sinteză. De exemplu, pentru cazul gazeificării biomasei cu aer, raportul H_2/CO înainte de WGS a fost de $0.93 \text{ mol}_{H_2}/\text{mol}_{CO}$, iar după WGS acesta a crescut până la $6.62 \text{ mol}_{H_2}/\text{mol}_{CO}$ pentru un debit de abur de 1400 kg/h. Pentru raportul $CO_2/CO \text{ mol}_{CO_2}/\text{mol}_{CO}$, după gazeificarea cu aer acesta a fost de $0.55 \text{ mol}_{CO_2}/\text{mol}_{CO}$, ajungând la $5.3 \text{ mol}_{CO_2}/\text{mol}_{CO}$ pentru 1400 kg/h de abur introduse în reactorul de conversie.

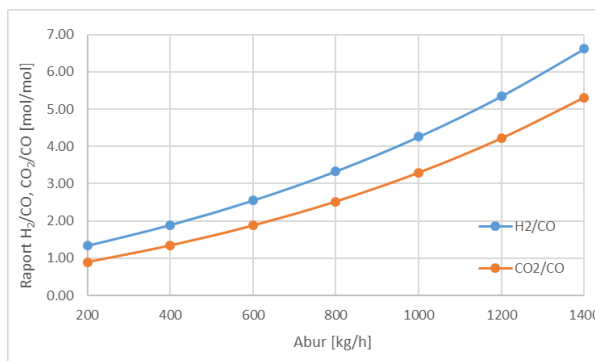


Figura 9. Raportul H₂/CO, CO₂/CO după WGS în cazul gazeificării cu aer

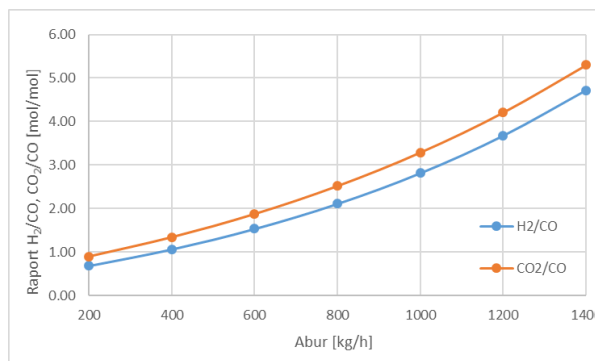


Figura 10. Raportul H₂/CO, CO₂/CO după WGS în cazul gazeificării cu oxigen

Pentru a îmbunătăți compoziția gazului de sinteză, după WGS, urmează o etapă de tratare a acestuia, respectiv de îndepărtare a particulelor solide și a vaporilor de apă, obținându-se un gaz bogat în H₂ și CO₂. Astfel, în Figura 11, respectiv 12 este reprezentată compoziția singazului în cazul gazeificării cu aer, respectiv cu oxigen după această etapă.

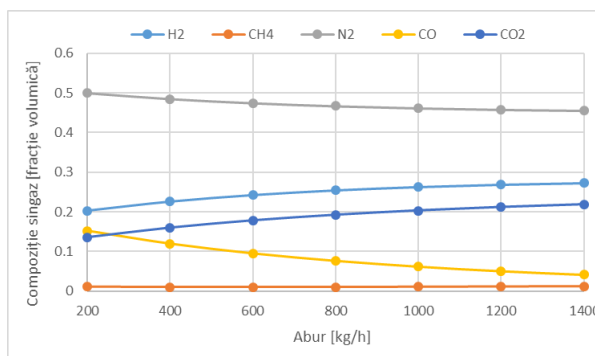


Figura 11. Compoziția singazului după etapa de tratare în cazul gazeificării cu aer

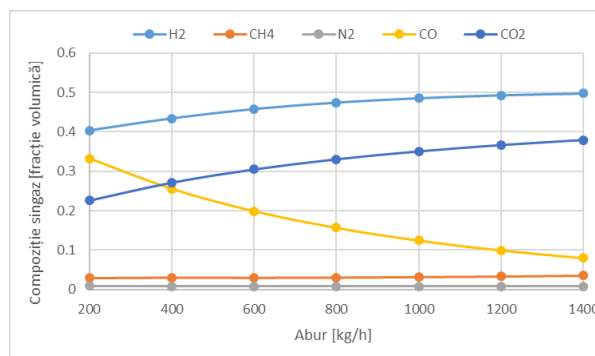


Figura 12. Compoziția singazului după etapa de tratare în cazul gazeificării cu oxigen

După etapa de gazeificare, WGA și etapa de tratare, dioxidul de carbon din gazul de sinteză este separat prin absorbție fizică. Compoziția gazului de sinteză considerată pentru separarea CO₂ este cea pentru care s-a obținut valoarea cea mai mare pentru raportul H₂/CO, respectiv pentru raportul CO₂/CO. Astfel, în continuare se va trata gazul de sinteză obținut în cazul gazeificării cu aer, cu următoarea compoziție: H₂ = 27 %, CH₄ = 1 %, N₂ = 46 %, CO = 4 %, CO₂ = 22 %.

1.3. Indicatorii tehnici de operare ai proceselor de absorbție fizică în vederea captării dioxidului de carbon

În cazul absorbției fizice pentru separarea CO₂ se utilizează solvenți fizici, fără o reacție chimică. Absorbția dioxidului de carbon în solvent se datorează solubilității. În general, solubilitatea crește odată cu creșterea presiunii și scăderea temperaturii. Prin urmare, procesul

de absorbție fizică a CO₂ se realizează la presiune ridicată și temperatură scăzută [11, 12]. În mod normal, absorbția fizică a CO₂ are loc atunci când presiunea parțială a CO₂ este mai mare de 3.5 bar [13]. De asemenea, și alte componente din fluxul de gaze vor fi absorbite în solvenții fizici, în funcție de concentrația și solubilitatea acestora. Un avantaj al concentrației ridicate de CO₂ din gaz și a unei presiuni parțiale ridicate a CO₂ constă în faptul că echipamentul de captare a CO₂ poate fi realizat la dimensiuni mai mici și are sancțiuni mai mici pentru regenerare în comparație cu tratarea unui gaz cu o concentrație și o presiune parțială scăzută a CO₂.

Există și alte avantaje ale utilizării absorbției fizice pentru separarea CO₂. Primul, și cel mai important, este că, costurile de capital și de exploatare sunt relativ scăzute. În plus, conductele și echipamentele nu trebuie să fie din oțel aliat deoarece solvenții fizici nu sunt corozivi. Acest lucru reduce și mai mult costul capitalului. În cazul absorbției fizice nu este nevoie de o încălzire exterioară, singurul consum semnificativ de energie se datorează pompelor de recirculare a solventului fizic și a compresorului de gaze. Astfel, procesul de separare a CO₂ prin absorbție fizică poate fi realizat la un cost mai redus, comparativ cu celelalte procese de separare [14]. Procesul de regenerare a solventului fizic poate fi realizat prin reducerea presiunii, striparea cu gaz inert sau prin regenerarea termică. Metodele de regenerare prin reducerea presiunii și striparea cu gaz inert necesită o cerință mică de energie, în timp ce regenerarea termică poate necesita un consum mai mare de energie, dar totuși o cantitate semnificativ mai mică de energie decât cea necesară pentru procesul prin absorbție chimică. Cu toate acestea, dezavantajul major al integrării procesului de captare a CO₂ prin absorbție fizică constă în energia necesară ridicată pentru comprimarea gazului ce urmează a fi tratat [15].

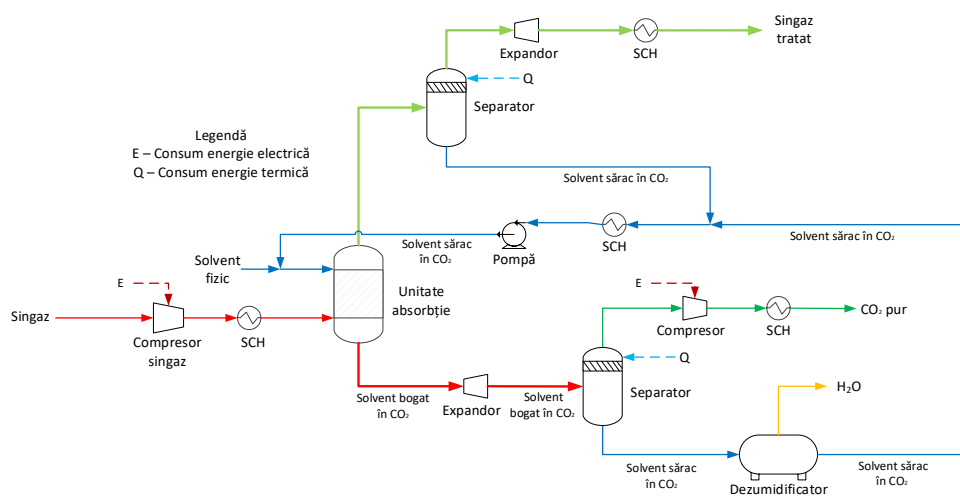
Există mai mulți solvenți fizici pentru utilizarea în aplicațiile de tratare a gazelor, cei mai utilizați sunt: dimetilul eter de polietilen glicol (DMEPG – Procesul Selexol), propilen carbonat (PC – Solvent Fluor), N-metil-2-pirolidon (NMP – Procesul Purisol) și metanolul (MeOH – Procesul Rectisol). Solvenții fizici nu sunt corozivi, nu sunt toxici și necesită echipamente fabricate din oțel carbon. Selectarea unui proces cu solvenți fizici depinde de obiectivele procesului și de caracteristicile solvenților [16]. Printre caracteristicile solvenților se numără selectivitatea pentru H₂S, COS, HCN, etc., efectul conținutului de apă în gazele ce urmează a fi tratate, aprovizionarea solvenților, costurile cu achiziționarea acestora și stabilitatea termică. În Tabelul de mai jos sunt prezentate proprietățile fizice pentru cei patru solvenți enumerați mai sus [17].

Tabelul 2. Proprietățile solvenților fizici

<i>Solvent</i>	<i>Metanol</i>	<i>DMEPG</i>	<i>NMP</i>	<i>PC</i>
Vâscozitate la 25°C, (Cp)	0.6	5.8	1.65	3
Greutate specifică la 25°C, (kg/m ³)	785	1030	1027	1195
Masă molară, (g/mol)	32	280	99	102
Presiune vapori la 25°C, (Pa)	16.7·10 ³	0.097	53	11.3
Punct de topire, (°C)	-92	-28	-24	-48
Punct de fierbere, (°C)	65	275	202	240
Conductivitate termică, (W/m/K)	0.21	0.19	0.16	0.21
Temperatură maximă operare, (°C)	-	175	-	65
Căldură specifică la 25°C, (kJ/kg/K)	2.37	2.05	1.68	1.4
Solubilitate CO ₂ la 25°C, (m ³ CO ₂ /m ³ solvent)	3.18	3.63	3.57	3.40
*pentru comparație, solubilitatea CO ₂ în apă la 35 °C și 1 atm presiunea parțială a CO ₂ este 0.6 m ³ CO ₂ /m ³ solvent				

1.4. Analiza comparativă a proceselor de captare CO₂ prin absorbție fizică

În cadrul acestui studiu am analizat eficiența de captare a dioxidului de carbon pentru 3 dintre solvenții fizici prezentați mai sus, respectiv pentru MeOH, NMP și PC, în funcție de temperatura și presiunea procesului de absorbție. Compoziția gazului de sinteză tratat este cea obținută la gazeificarea cu aer, pentru un raport ER = 0.4 kg_{aer_real}/kg_{aer_stoech} și pentru un raport H₂/CO de 6.62 mol_{H₂}/mol_{CO}. Schema procesului prin absorbție fizică este prezentată în Figura 1.

**Figura 13.** Schema procesului de captare CO₂ prin absorbție fizică [18]

Înainte de introducerea gazului de sinteză în unitatea de absorbție, acesta este comprimat și răcit pentru menținerea unei temperaturi scăzute în procesul de absorbție fizică. Presiunea procesului de absorbție a fost menținută constantă la 20 bar, astfel atât gazul de

sinteză cât și solventul fizic intră în unitatea de absorbție cu această presiune. Temperatura gazului de sinteză a fost considerată de 20 °C, iar temperatura solventului chimic a variat între -10..20 °C.

În cazul utilizării ca și solvent fizic metanolul, temperaturile solventului la intrarea în unitatea de absorbție au fost de 20, 10, 5, 0 și -5 °C. Raportul dintre cantitatea de solvent fizic (L) și cantitatea de singaz (G) este denumit în continuare raportul L/G. Astfel, eficiența de captare a CO₂ crește odată cu creșterea raportului L/G, datorită introducerii unei cantități mai mari de solvent în unitatea de absorbție pentru a trata același debit de gaz de sinteză. După cum se poate observa în Figura 14, scăderea temperaturii solventului fizic favorizează procesul de absorbție, și prin urmare dacă se dorește operarea cu debite mai mici de solvent fizic sunt necesare temperaturi mai scăzute. În Figura 15 este reprezentat raportul L/G și gradul de încărcare al solventului bogat în CO₂ în funcție de temperatura solventului, pentru o eficiență de captare a CO₂ de 90 %. Astfel, la temperaturi mai mici ale solventului, gradul de încărcare al solventului bogat în CO₂ este mai mare. Pentru o temperatură de 20 °C, raportul L/G necesar pentru o eficiență de 90 % este de 3.9 kg_{solvent}/kg_{singaz}, în schimb pentru o temperatură de -5 °C, raportul L/G este de 2.6 kg_{solvent}/kg_{singaz}.

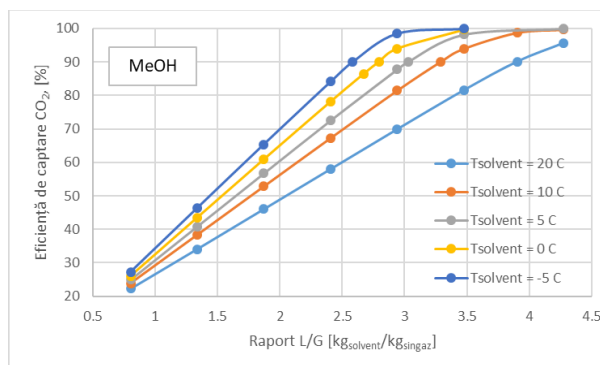


Figura 14. Eficiența de captare a CO₂ în funcție de raportul L/G pentru MeOH

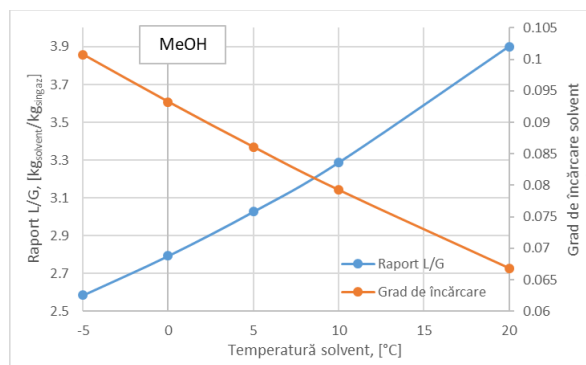


Figura 15. Raportul L/G și gradul de încărcare bogat în CO₂ în funcție de temperatura solventului

Pentru solventul fizic NMP, temperaturile considerate au fost de 20, 10, 0, -5 și -10 °C, ca și în cazul utilizării metanolului, eficiența de captare a CO₂ crește odată cu creșterea raportului L/G (Figura 16). Însă pentru o temperatură de 20 °C și o eficiență de captare a CO₂ de 90 %, raportul L/G obținut a fost de 11.3 kg_{solvent}/kg_{singaz}, sensibil mai mare decât în cazul metanolului (Figura 17). De aceea, pentru NMP s-a considerat și valoarea de -10 °C a temperaturii solventului la intrarea în unitatea de absorbție, pentru a se obține rapoarte L/G mai

mici. În Figurile 18 și 19 sunt prezentate rezultatele obținute pentru solventul fizic PC pentru aceleași temperaturi ca și în cazul solventului NMP.

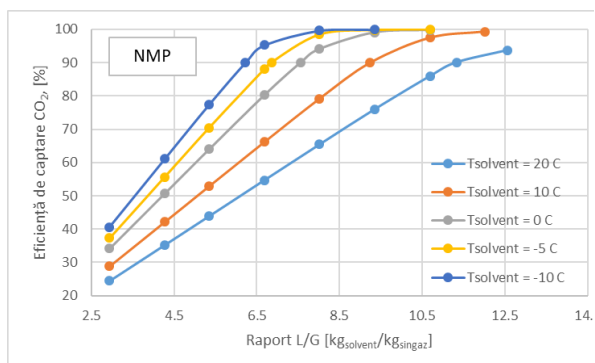


Figura 16. Eficiența de captare a CO₂ în funcție de raportul L/G pentru NMP

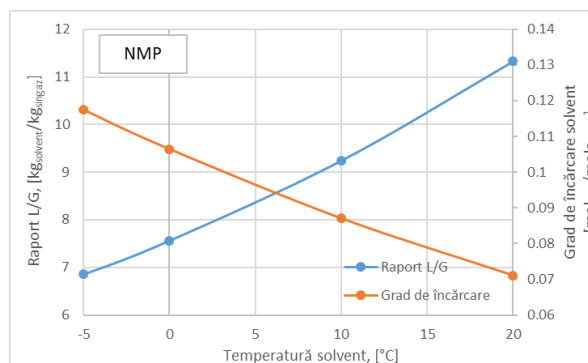


Figura 17. Raportul L/G și gradul de încărcare bogat în CO₂ în funcție de temperatura solventului

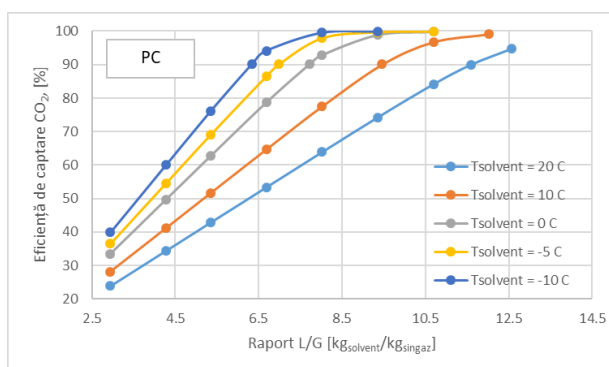


Figura 18. Eficiența de captare a CO₂ în funcție de raportul L/G pentru PC

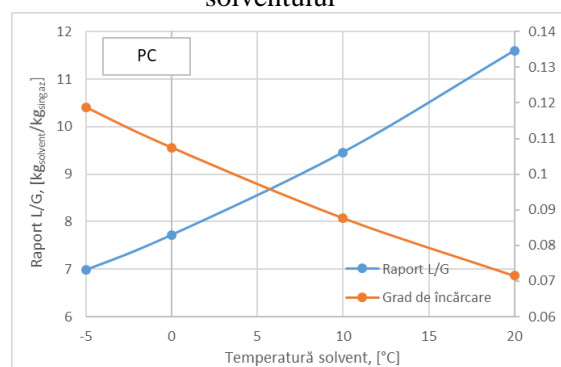


Figura 19. Raportul L/G și gradul de încărcare bogat în CO₂ în funcție de temperatura solventului

În Figura 20 este reprezentată eficiența de captare a CO₂ în funcție de raportul L/G, pentru solvenții fizici analizați (MeOH, NMP și PC), la o temperatură de intrare a solventului fizic în coloana de absorbție de 20 °C. Rapoartele L/G cele mai mici au fost obținute pentru MeOH, datorită proprietăților fizice ale acestuia, având un impact asupra dimensiunilor coloanei de absorbție și asupra cerinței de energie asociată cu răcirea solventului fizic. În cazul NMP și PC, rezultatele obținute nu prezintă diferențe semnificative. Comparativ cu MeOH, se constată că atingerea unei eficiențe de 90 % se obține pentru un raport L/G mai mare de 10 ceea ce conduce la creșterea costurilor de operare.

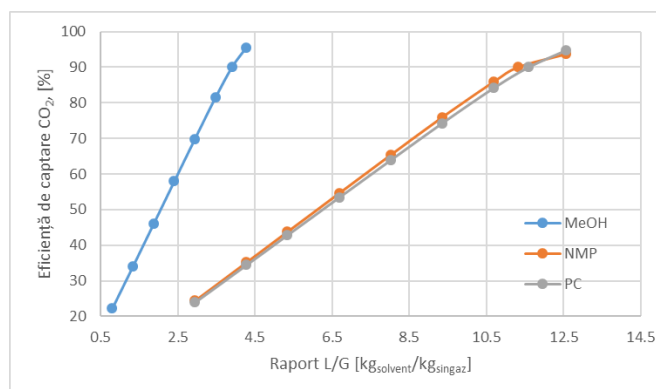


Figura 20. Eficiența de captare a CO₂ în funcție de raportul L/G

Concluzii

În cadrul acestui studiu s-a analizat procesul de gazeificare al biomasei, folosind ca și agent de oxidare aerul și oxigenul pur. Puterea termică maximă conținută în gazul de sinteză a fost obținută pentru un raport ER de 0.4 în cazul gazeificării cu aer, și de 0.35 în cazul gazeificării cu oxigen. După procesul de gazeificare, pentru îmbunătățirea calității gazului de sinteză, s-a integrat un reactor de conversie al monoxidului de carbon în hidrogen. Astfel, odată cu creșterea concentrației de hidrogen din gazul de sinteză, crește și concentrația de dioxid de carbon, datorită reacției de schimb apă-gaz. După această etapă, gazul de sinteză a trecut printr-o etapă de tratare, de îndepărtare a particulelor solide și a vaporilor de apă, obținându-se un gaz compus în principal din H₂ și CO₂. Concentrația dioxidului de carbon din gazul de sinteză a fost de 22 % la gazeificarea cu aer, și de 38 % la gazeificarea cu oxigen. În aceste condiții, captarea pre-combustie a dioxidului de carbon este cea mai avantajoasă tehnologie de separare, datorită concentrației ridicate de CO₂ din gazul de sinteză. S-a analizat procesul de captare a CO₂ prin absorbție fizică pentru trei solvenți fizici (MeOH, NMP, PC) determinându-se eficiența de captare a CO₂ în funcție de temperatura acestora la intrarea în coloana de absorbție. Procesul Rectisol (MeOH) a rezultat ca fiind cel mai avantajos, având eficiențe de captare a CO₂ mai mari la temperaturi mai ridicate și rapoarte L/G mai mici.

2.2. Integrarea energetică a procesului de absorbție fizică a CO₂ în cadrul instalațiilor energetice (turbină cu gaze)

În cadrul acestui subcapitol s-a analizat valorificarea gazului de sinteză produs prin gazeificarea biomasei (cu compoziția elementară a biomasei prezentată în subcapitolul 1.1), prin simularea procesului de ardere și a utilizării gazului de sinteză într-o turbină cu gaze în programul de specialitate Chemcad. Atât concentrațiile volumice cât și puterea calorică

inferioară a gazului de sinteză (singaz) înainte și după captarea dioxidului de carbon pre-combustie prin absorbție fizică sunt prezentate în Tabelul 14. S-a considerat o eficiență de captare a CO₂ de 90%.

Tabelul 14. Concentrație volumică gaz de sinteză înainte și după captarea CO₂

Concentrație volumică (vol. %)	Înainte de captarea CO ₂	După captarea CO ₂
H ₂	27	35
CH ₄	1	1.2
N ₂	46	57
CO	4	5
CO ₂	22	2.8
PCI (kJ/kg)	4114.3	4030.7

Variantele analizate în cadrul acestui studiu au fost următoarele:

- **Varianta 0:** caz în care s-a utilizat în turbina cu gaze (TG) gazul de sinteză înaintea captării CO₂;
- **Varianta 1:** caz în care s-a utilizat în turbina cu gaze gazul de sinteză după captarea CO₂;
- **Varianta 2:** caz în care s-a utilizat în turbina cu gaze gazul de sinteză după captarea CO₂ și s-a utilizat o parte din căldura gazelor de ardere pentru preîncălzirea amestecului aer-gaz de sinteză înainte de intrarea acestuia în turbina cu gaze;
- **Varianta 3:** caz în care s-a utilizat în turbina cu gaze gazul de sinteză după captarea CO₂, recuperarea căldurii gazelor de ardere pentru a produce abur utilizat într-o turbină cu abur (TA), plus preîncălzirea amestecului aer-gaz de sinteză înainte de intrarea în turbina cu gaze;
- **Varianta 4:** caz în care s-a utilizat în turbina cu gaze gazul de sinteză după captarea CO₂, preîncălzirea amestecului aer-gaz de sinteză și preîncălzirea gazului de sinteză înainte de intrarea acestora în turbina cu gaze.

În figurile 5-8 sunt prezentate diagramele schematice ale variantelor analizate realizate în softul de simulare Chemcad.

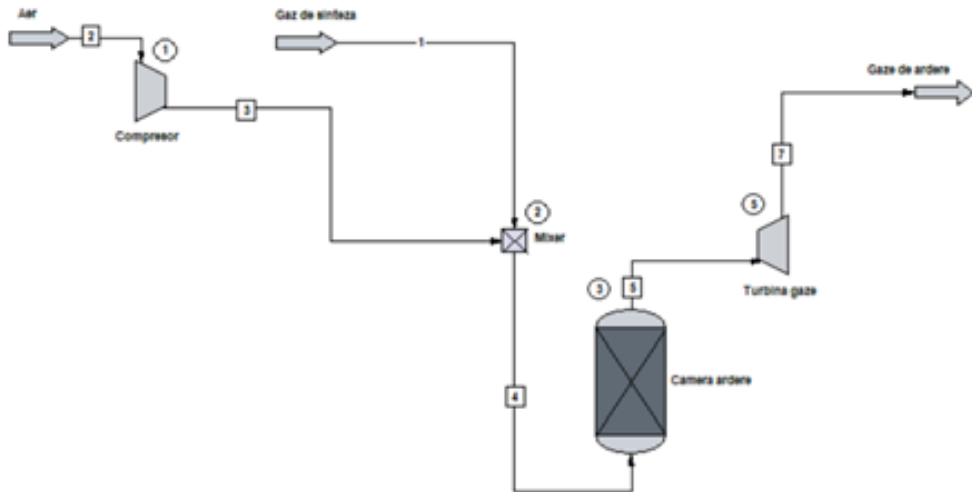


Figura 5. Diagrama schematică pentru Varianta 0 și Varianta 1

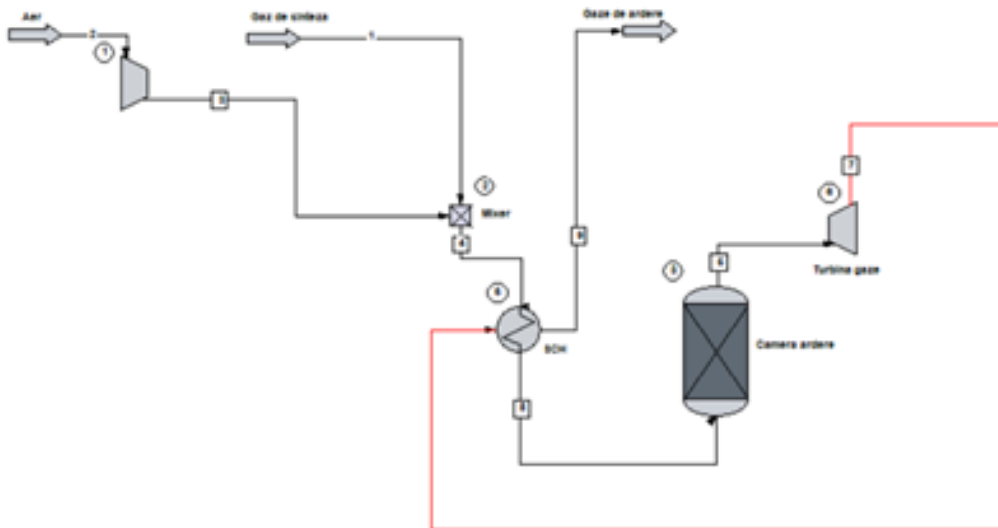


Figura 6. Diagrama schematică pentru Varianta 2

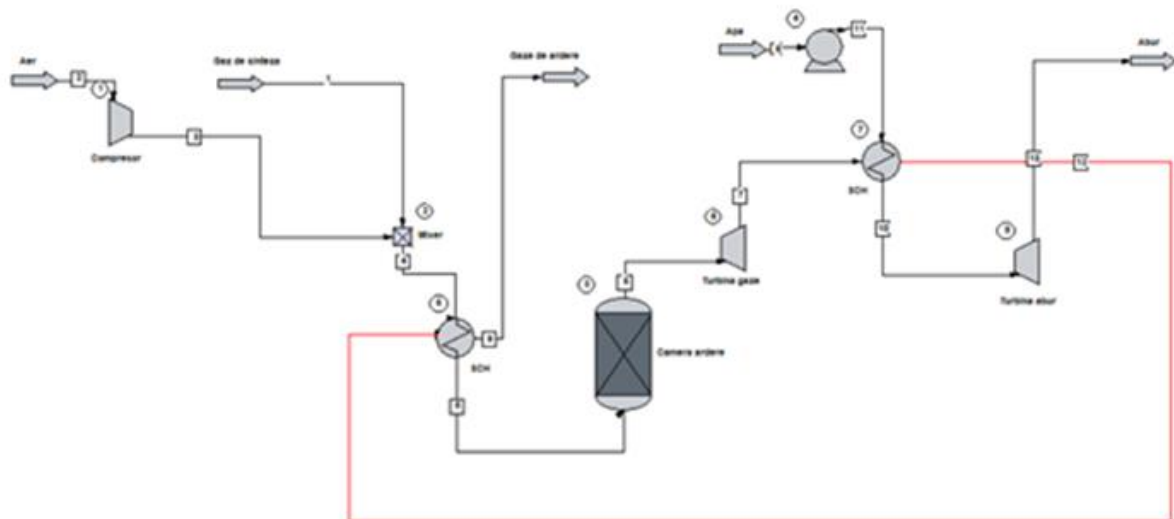


Figura 7. Diagrama schematică pentru Varianta 3

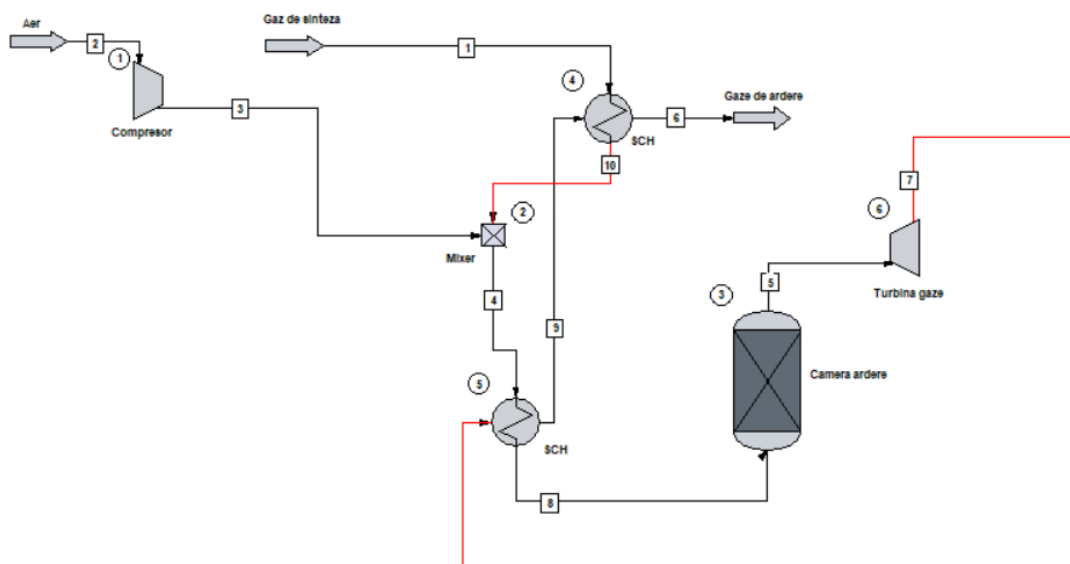


Figura 8. Diagrama schematică pentru Varianta 4

Pentru a compara variantele analizate s-au variat diferiți parametri, precum debitul de aer introdus în camera de ardere pentru a determina temperatura optimă pentru care se obține o putere electrică maximă și evident o eficiență maximă pentru întregul proces. Astfel, în figurile 9-13 sunt reprezentate variațiile concentrațiilor volumice din gazele de ardere pentru fiecare variantă analizată în funcție de debitul de aer introdus în camera de ardere (CA), respectiv în funcție de raportul dintre cantitatea de gaz de sinteză introdus în CA și de cantitatea de aer introdusă în CA. Se observă că pentru toate variantele analizate concentrațiile elementelor combustibile (H_2 , CO) din gazele de ardere tind spre zero la valori mai mici ale

raportului gaz de sinteză/aer, însă concentrația O_2 din gazele de ardere crește, fiind nevoie de o cantitate mai mare de aer introdusă în camera de ardere, acest lucru având un impact și asupra dimensiunilor camerei de ardere.

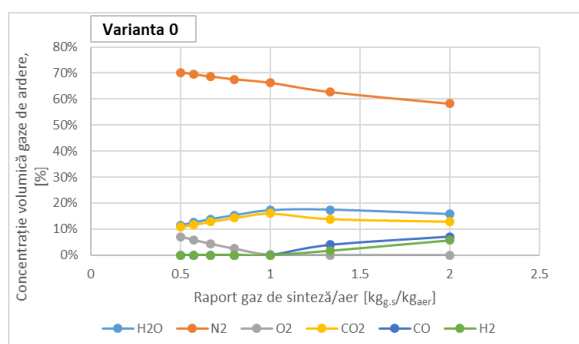


Figura 9. Concentrația volumică a gazelor de ardere în funcție de raportul gaz de sinteză/aer pentru Varianta 0

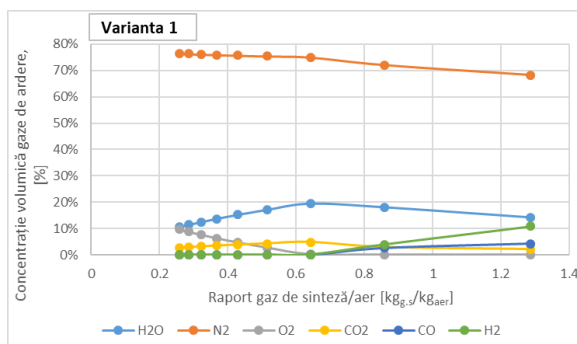


Figura 10. Concentrația volumică a gazelor de ardere în funcție de raportul gaz de sinteză/aer pentru Varianta 1

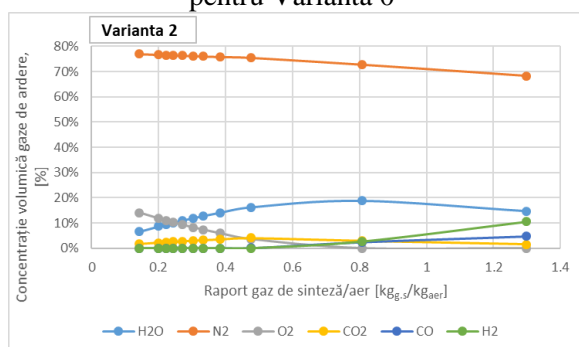


Figura 11. Concentrația volumică a gazelor de ardere în funcție de raportul gaz de sinteză/aer pentru Varianta 2

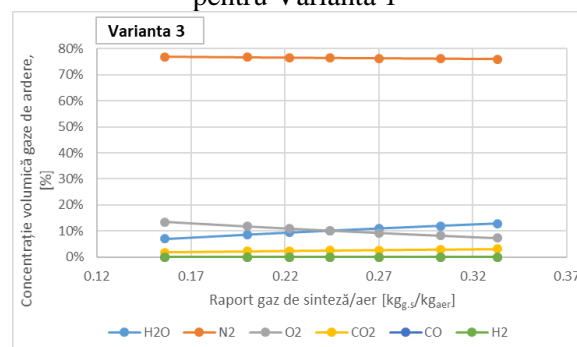


Figura 12. Concentrația volumică a gazelor de ardere în funcție de raportul gaz de sinteză/aer pentru Varianta 3

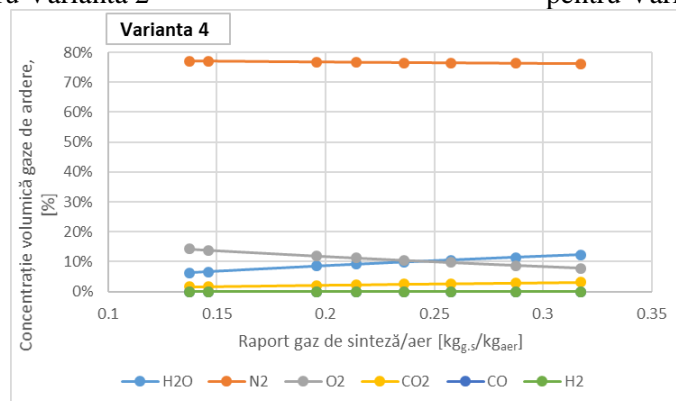


Figura 13. Concentrația volumică a gazelor de ardere în funcție de raportul gaz de sinteză/aer pentru Varianta 4

În figurile 14-18 sunt reprezentate variațiile temperaturii din camera de ardere și puterea produsă în funcție de debitul de aer introdus în camera de ardere, astfel temperatura crește odată cu creșterea debitului de aer până la o anumită valoare a debitului, în funcție de varianta analizată, observându-se o scădere a temperaturii după această valoare, iar puterea produsă având o creștere până la o temperatură în CA de 1200 °C. De exemplu, în cazul Variantei 0,

caz în care se utilizează gazul de sinteză fără captarea CO₂, pentru o temperatură de aproximativ 1200 °C, este nevoie de un debit de 40000 kg/h aer, producând astfel aproximativ 10.8 MW. În schimb în cazul Variantei 1, unde se folosește gazul de sinteză după captarea CO₂, pentru o temperatură de 1200 °C în camera de aer, debitul de aer introdus a fost de 50000 kg/h, iar puterea produsă a fost de aproximativ 11.8 MW.

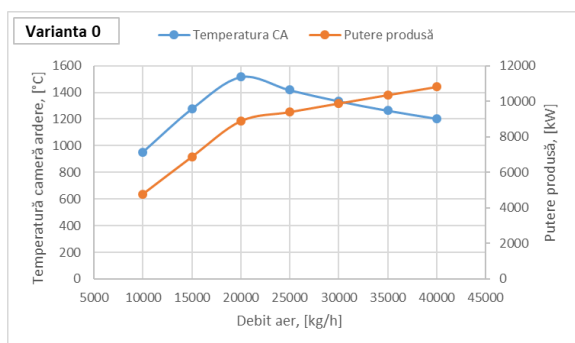


Figura 14. Temperatură CA și puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 0

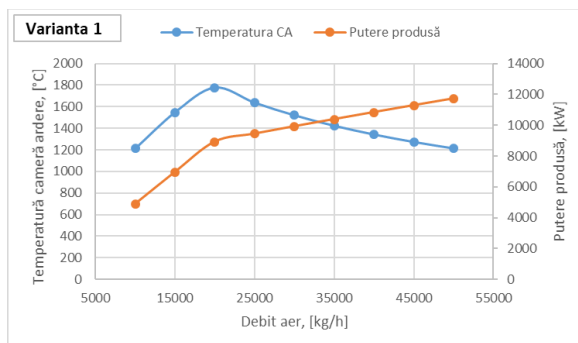


Figura 15. Temperatură CA și puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 1

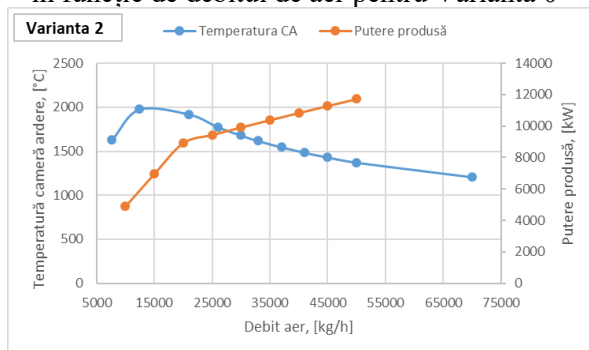


Figura 16. Temperatură CA și puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 2

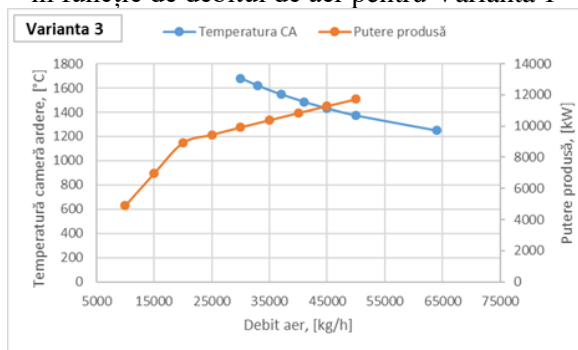


Figura 17. Temperatură CA și puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 3

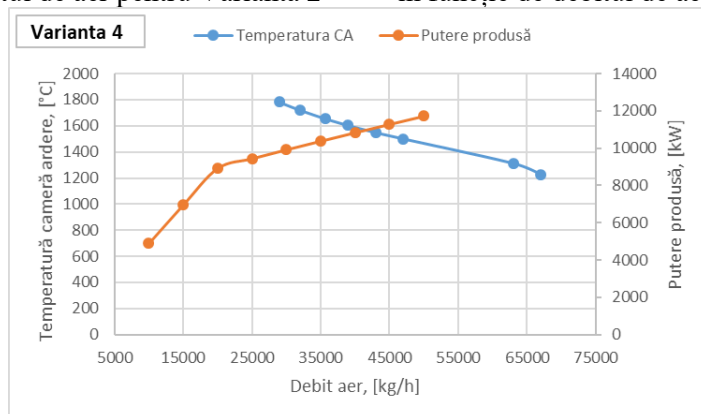


Figura 18. Temperatură CA și puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 4

O analiză comparativă între rezultatele obținute pentru Varianta 0 și Varianta 1 este realizată în figurile 19 și 20. Se observă atât o creștere a temperaturii din camera de ardere, cât și o creștere a puterii produse, pentru Varianta 1 comparativ cu Varianta 0, pentru același debit de aer introdus în camera de ardere, datorită îmbunătățirii compoziției gazului de sinteză după

captarea CO₂ pre-combustie. Ca urmare în cazul Variantei 1 s-a realizat simularea procesului pentru debite mai mari de aer, pentru a ajunge la temperatura camerei de ardere de 1200 °C.

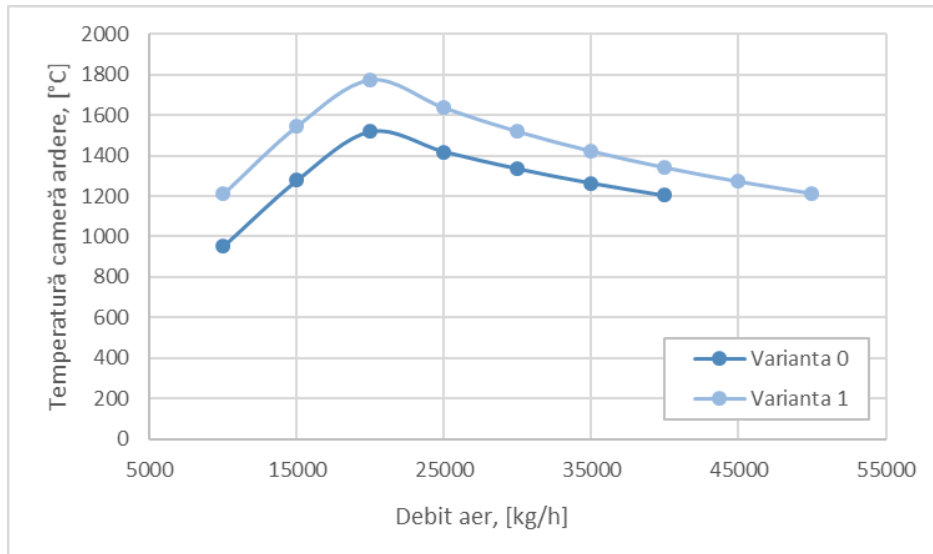


Figura 19. Temperatură cameră de ardere în funcție de debitul de aer pentru Varianta 0 și Varianta 1

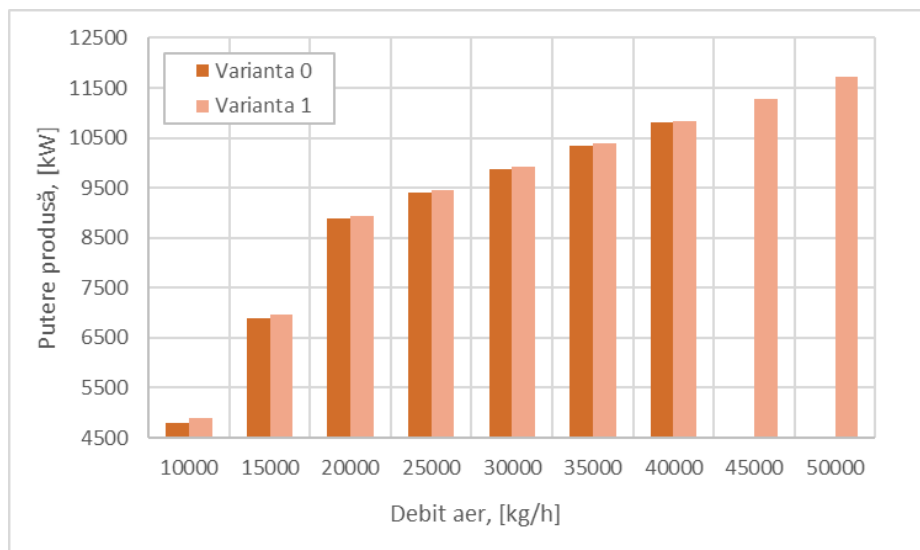


Figura 20. Puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 0 și Varianta 1

Eficiența întregului proces s-a determinat cu următoarea relație (1) pentru Variantele 0, 1, 2 și Varianta 4:

$$Ef_{proces} = \frac{P_{TG} - P_C}{\dot{m}_{g,s} * PCI_{g,s}} \quad (1)$$

unde: P_{TG} – reprezintă puterea turbinei cu gaze, kW; P_C – reprezintă puterea compresorului, kW; $\dot{m}_{g,s}$ – reprezintă debitul de gaz de sinteză, kg/h; $PCI_{g,s}$ – reprezintă puterea calorifică inferioară a gazului de sinteză.

În cazul Variantei 3, în care se integrează și turbina cu abur, eficiența procesului s-a determinat cu relația (2), având ca și diferență doar puterea produsă suplimentar în turbina cu abur (P_{TA}).

$$Ef_{proces} = \frac{P_{TG} + P_{TA} - P_C}{\dot{m}_{g,s} * PCI_{g,s}} \quad (2)$$

Astfel, în figura 21 se prezintă eficiențele procesului pentru Varianta 1 și Varianta 0, observându-se ca și în cazul puterii produse că se obțin eficiențe mai mari în cazul separării dioxidului de carbon din gazul de sinteză. În figura 22 sunt prezentate eficiențele procesului pentru toate cele 4 variante studiate. Putem spune că eficiențele obținute în funcție de puterea produsă, pentru cazul utilizării gazului de sinteză într-o turbină cu gaze fără captarea CO₂ sunt cele mai mici, comparativ cu celelalte variante, rezultând că Variantele 3 și 4 sunt cele mai bune opțiuni de valorificare a gazului de sinteză.

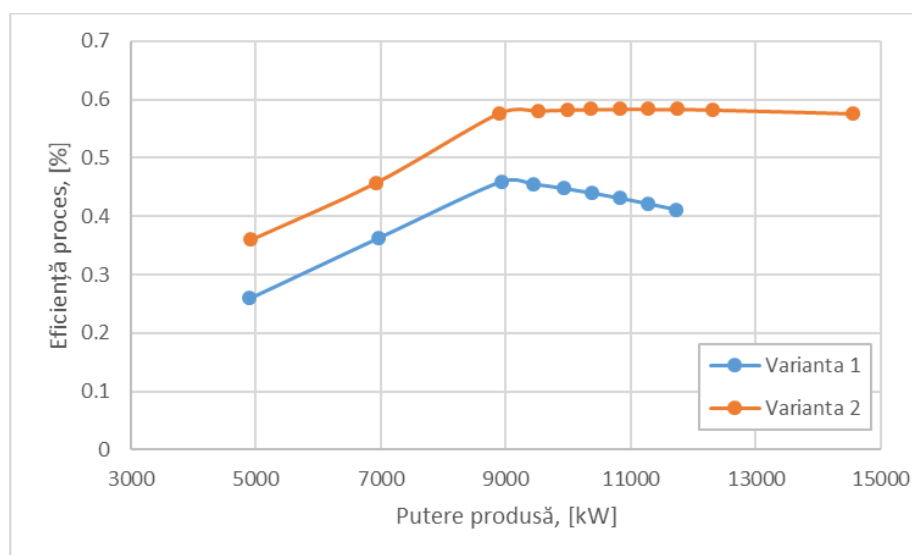


Figura 21. Eficiența procesului în funcție de puterea produsă pentru Varianta 1 și Varianta 2

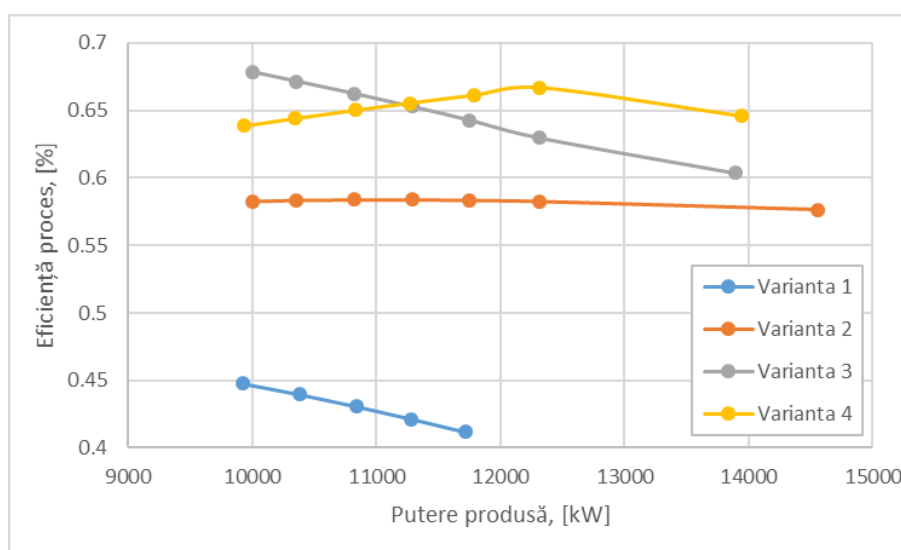


Figura 22. Eficiența procesului în funcție de puterea produsă pentru toate Variantele 1,2,3,4

În continuare sunt prezentate eficiențele variantelor analizate pentru o temperatură constantă a procesului de ardere a gazului de sinteză de 1200 °C (figura 23), astfel odată cu integrarea unui sistem de recuperare a căldurii gazelor de ardere (Varianta 2) se cunoaște îmbunătățiri semnificative în ceea ce privește eficiența întregului ciclu. Rezultă că varianta integrării procesului de captare CO₂ pre-combustie prin absorbție fizică într-un ciclu combinat gaze-abur cu gazeificare integrată (Varianta 3) este varianta optimă în ceea ce privește producerea de energie electrică.

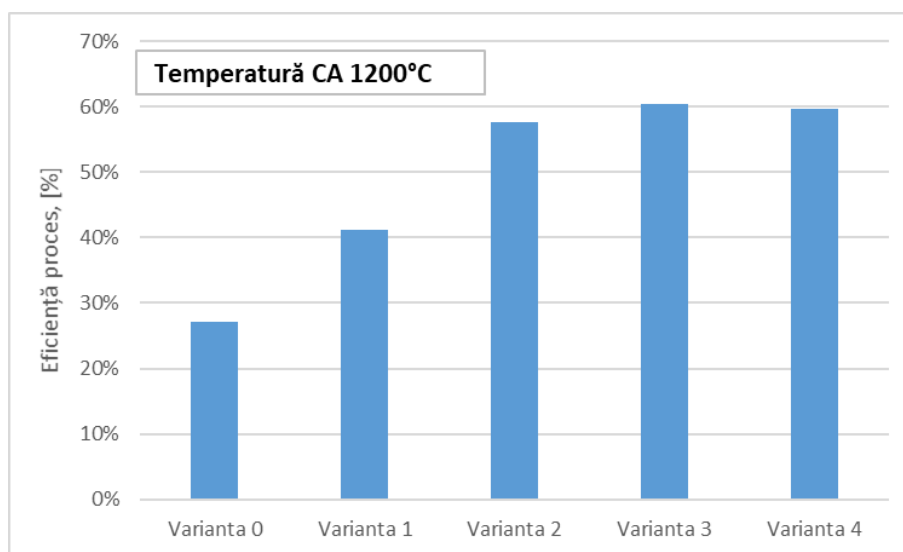


Figura 23. Eficiența procesului pentru temperatura CA de 1200°C

Un alt avantaj important în cazul integrării procesului de captare CO₂ constă în cantitatea de dioxid de carbon emisă în atmosferă odată cu gazele de ardere rezultate din proces. Din Figura 24 se observă că după integrarea procesului de captare concentrația volumică a dioxidului de carbon din gazele de ardere scade semnificativ, respectiv de la un procent de aproximativ 11 %, în cazul utilizării gazului de sinteză fără captarea CO₂, la un procent de maxim 2 % pentru variantele în care se integrează procesul de captare a CO₂.

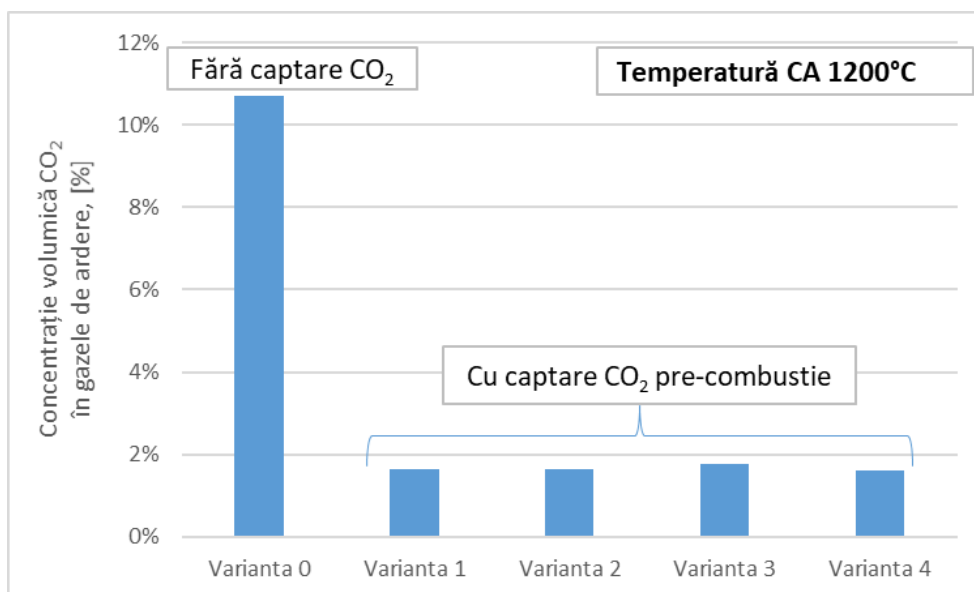


Figura 24. Concentrația volumică a CO₂ în gazele de ardere pentru temperatura CA de 1200°C

În continuare s-au analizat următorii indicatori: eficiența procesului, temperatura CA, debitul de gaz de sinteză și concentrația volumică a O₂, CO₂ din gazele de ardere pentru o putere constantă a turbinei cu gaze, de respectiv 10.8 MW pentru toate variantele studiate. Astfel, în figurile 25 și 26 sunt prezentate eficiența procesului și temperatura CA pentru această putere constantă a turbinei cu gaze. Se observă că și în aceste ipoteze eficiența procesului este cea mai mare pentru varianta ciclului combinat cu gazeificare integrată cu captarea CO₂ pre-combustie, la fel cum s-a întâmplat și în ipoteza menținerii constante a temperaturii CA prezentată anterior. În schimb, în cazul temperaturii CA s-a obținut valoarea cea mai mare pentru Varianta 4, datorită preîncălzirii atât a amestecului gaz de sinteză-aer, cât și a preîncălzirii gazului de sinteză, înainte de intrarea în camera de ardere.

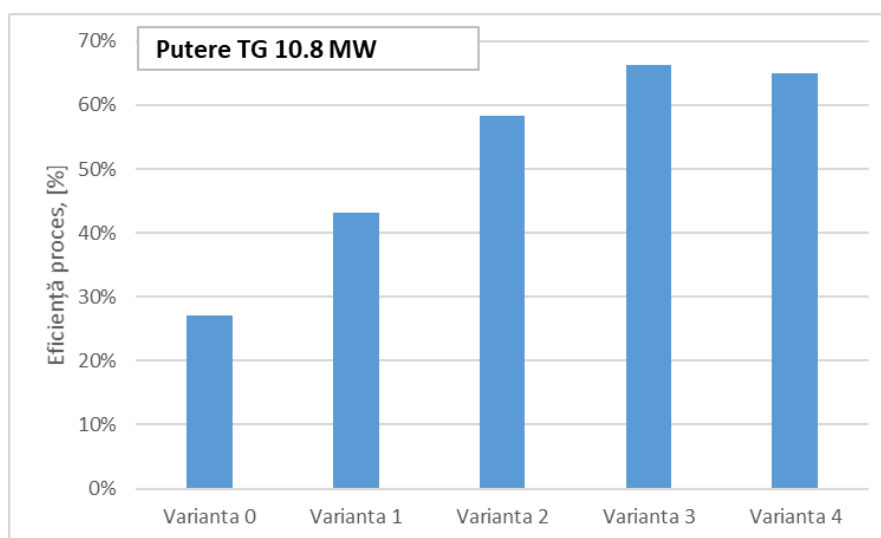


Figura 25. Eficiența procesului pentru puterea TG de 10.8 MW

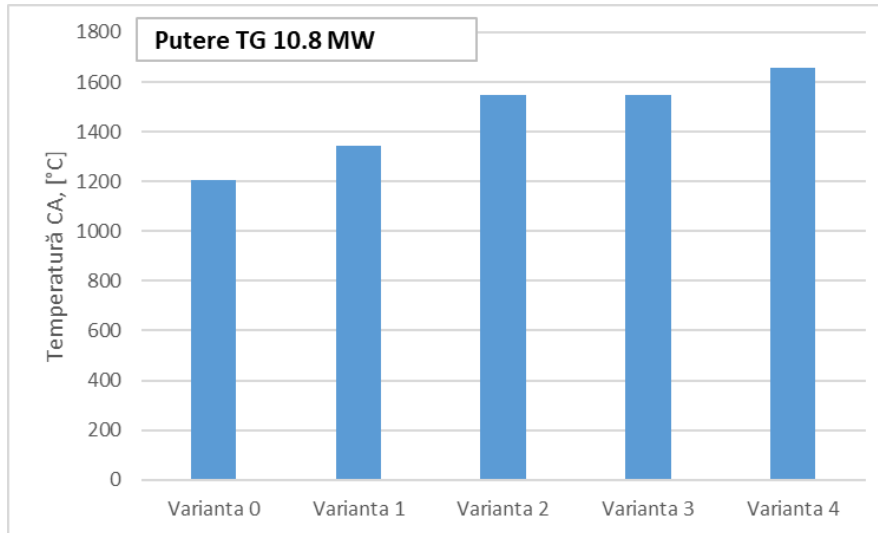


Figura 26. Temperatura CA pentru puterea TG de 10.8 MW

Datorită îmbunătățirii procesului de utilizare a gazului de sinteză, prin integrarea diferitelor posibilități de recuperare și utilizare a căldurii gazelor de ardere, debitul de gaz de sinteză necesar producerii unei aceiași cantitate de energie electrică scade (figura 27), obținându-se astfel eficiențe mai bune în variantele cu captarea CO₂ pre-combustie, eficiența procesului raportându-se la debitul de singaz introdus în proces.

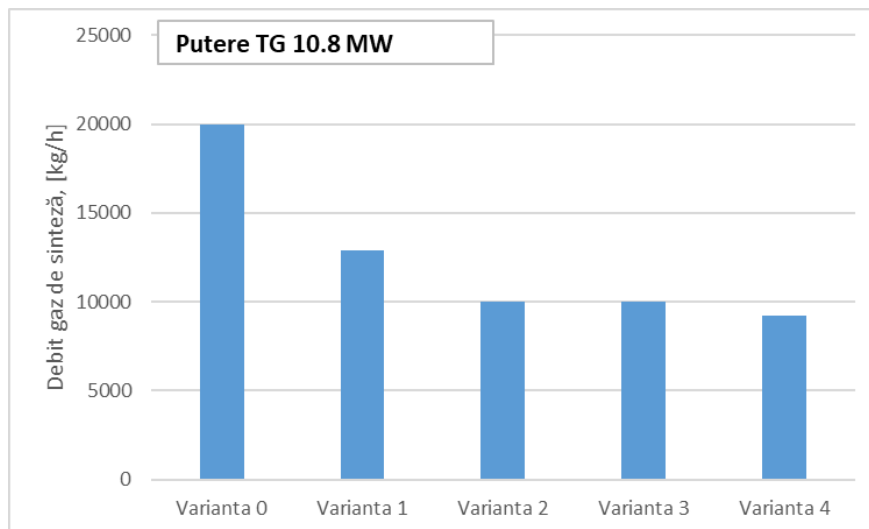


Figura 27. Debitul de gaz de sinteză pentru puterea TG de 10.8 MW

Concentrația volumică a O₂ și CO₂ în gazele de ardere la sfârșitul întregului proces pentru o putere a TG de 10.8 MW pentru variantele analizate este prezentată în figura 28. În cazul dioxidului de carbon, aceasta este redusă după captarea pre-combustie (Varianta 1, 2, 3, 4). În schimb, concentrația de O₂ crește odată cu integrarea procesului de captare și a recuperării căldurii din gazele de ardere evacuate din turbina cu gaze, din cauza debitului mai mare de aer

introdus în proces, pentru arderea completă a elementelor combustibile din gazul de sinteză, concentrația volumică de O₂ în gazele de ardere fiind cuprinsă între 5-10 %.

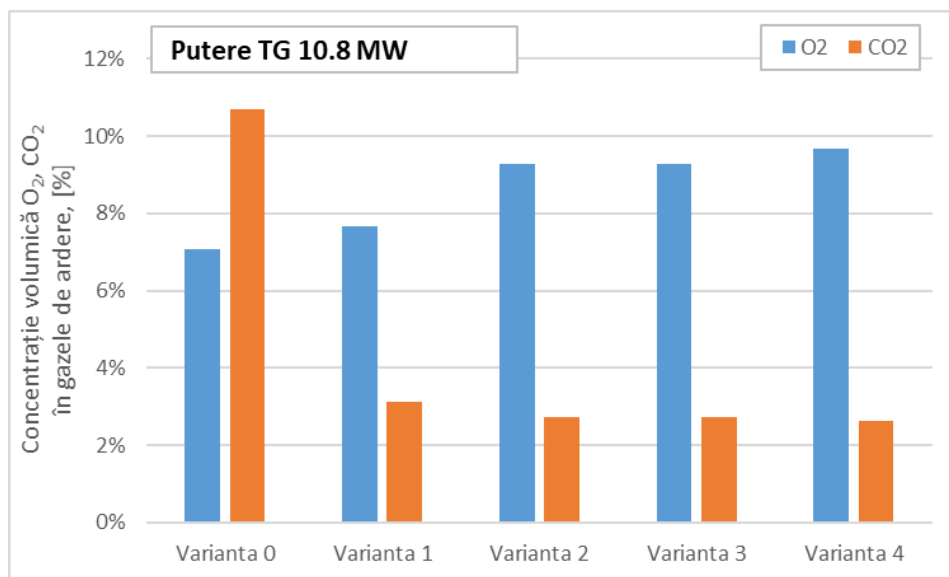


Figura 28. Concentrația volumică a O₂, CO₂ pentru puterea TG de 10.8 MW

Concluzii

În cadrul etapei 2 s-au determinat performanțele energetice ale motoarelor termice pe bază de combustibili gazoși, ca și combustibil gazos s-a utilizat gazul de sinteză obținut prin gazeificarea biomasei cu compoziția determinată în cadrul etapei 1 și prezentată la începutul subcapitolului 2.1, și de asemenea s-a efectuat și calculul unei instalații de turbină cu gaze în regim nominal de funcționare, dar în acest caz s-a utilizat ca și combustibil gazos metanul. Astfel, după calculul arderii teoretice și arderii reale a gazului de sinteză a fost realizat calculul ciclului motorului. În urma arderii teoretice a gazului de sinteză, volumul de gaze de ardere rezultat a fost următorul: CO₂ = 30 m³_N, H₂O = 18.85 m³_N, N₂ = 126.07 m³_N. În cazul arderii reale a gazului de sinteză au rezultat următoarele participații volumice ale gazelor de ardere: O₂ = 1.04 %, N₂ = 71.98 %, CO₂ = 16.03, H₂O = 10.95. Pentru calculul motorului, ca și date de intrare, puterea nominală a fost considerată de 50 kW, turația nominală de 3000 rot/min și numărul de cilindri egal cu 6. După aplicarea relațiilor de calcul a rezultat un randament efectiv al motorului de 20.92 %, iar consumul specific de combustibil a fost de 4254 g/kWh. Pentru îmbunătățirea performanțelor motorului termic s-a realizat și un calcul de recuperare a căldurii provenite de la MAS. Astfel, după realizarea și acestui calcul s-a construit diagrama Sankey privind distribuția procentuală a căldurii în motor, în acest caz căldura utilă reprezintă 24 %, căldura pierdută cu fluidul de răcire reprezintă 18 %, căldura pierdută în gazele de ardere

reprezintă 25 %, căldura pierdută rezidual reprezintă 31 %, iar căldura pierdută prin ardere incompletă reprezintă 2 %.

De asemenea, s-a analizat integrarea energetică a procesului de separare a CO₂ prin absorbție fizică în cadrul instalațiilor energetice. În cadrul etapei 1, s-a analizat compoziția gazului de sinteză rezultat în urma gazeificării biomasei în funcție de mai mulți parametri, urmând ca în cadrul acestei etape, respectiv în acest subcapitol să se analizeze utilizarea gazului de sinteză în diferite instalații energetice. Astfel, s-a analizat performanțele energetice ale utilizării gazului de sinteză într-o turbină cu gaze, cu și fără captarea CO₂. Au fost analizate patru variante de valorificare a gazului de sinteză într-o turbină cu gaze cu captarea CO₂, aceste variante comparându-se cu varianta fără captarea CO₂. Toți indicatorii energetici analizați, ca eficiența procesului, puterea turbinei cu gaze etc., au avut valori mai bune în cazul variantelor cu captarea CO₂ pre-combustie, rezultând ca și varianta optimă utilizarea gazului de sinteză într-un ciclu combinat gaze-abur cu gazeificare integrată și captarea CO₂ pre-combustie prin absorbție fizică. Un alt avantaj important al integrării procesului de captare este că, emisiile de CO₂ rezultate din proces sunt semnificativ mai mici decât în cazul utilizării gazului de sinteză fără îndepărtarea dioxidului de carbon din compoziția acestuia. Principalul dezavantaj al integrării procesului de captare a CO₂ și al aplicării diferitelor metode de producere a energiei electrice folosind o instalație de turbine cu gaze (fără recuperarea căldurii din gazele de ardere, cu recuperarea căldurii gazelor de ardere și preîncălzirea aerului și gazului de sinteză înainte de camera de ardere, ciclu combinat gaze-abur) constă în costurile aferente integrării acestor procese, în acest studiu fiind analizate doar din punct de vedere al performanțelor tehnice obținute.

Articole în curs de publicare:

1. Cristian DINCA, Adrian PASCU , Nela SLAVU, Adrian BADEA, "PARAMETRIC STUDY OF THE ETHANOLAMINE DEGRADATION IN THE ABSORPTION PROCESS", U.P.B. Sci. Bull, Series C.
2. Nela SLAVU, Cristian DINCA, Adrian BADEA, "CHILLED AMMONIA PROCESS EVALUATION FOR CO₂ SEPARATION", U.P.B. Sci. Bull, Series C.

Bibliografie

- [1] EIA, U. S. Annual energy review 2011. Energy Information Administration, 2012.
- [2] Morehead, H. Siemens gasification technology: improving plant economics through performance. In: Gasification Technologies Conference. Siemens Energy, Washington, DC, 26 October 2014.
- [3] Mancuso, L. Advances in gasification plants for low carbon power and hydrogen coproduction. New Horizons in Gasification. Foster Wheeler Italiana, Rotterdam, 10 March 2014.
- [4] Christopher Higman, Marteen van der Burgt. Gasification. New York: Elsevier Science; 2003.
- [5] Souza-Santos, L. Marcio, Solid Fuels Combustion and Gasification: Modelling, Simulation, and Equipment Operation. New York: Marcel Dekker, Inc.; 2004.
- [6] Arranz, J.I. Analysis of Densified of the Combination from Different Biomass Waste. Doctoral Thesis, University of Extremadura, Badajoz, Spain, 2011.
- [7] Poddar, S.; Kamruzzaman, M.; Sujan, S.M.A.; Hossain, M.; Jamal, M.S.; Gafur, M.A.; Khanam, M. Effect of compression pressure on lignocellulosic biomass pellet to improve fuel properties: Higher heating value. Fuel, 131, 43–48, 2014.
- [8] Duca, D.; Riva, G.; Foppa Pedretti, E.; Toscano, G. Wood pellet quality with respect to EN 14961–2 standard and certifications. Fuel, 135, 9–14, 2014.
- [9] Sepulveda, F.J. Selective Use for the Integral Valorization of Wastes from Cork Industry. Ph.D. Thesis, University of Extremadura, Badajoz, Spain, 2014.
- [10] Miranda, Teresa, et al. A review of pellets from different sources. Materials, 8.4: 1413-1427, 2015.
- [11] Nexant Inc., Survey and Down-Selection of Acid Gas Removal Systems for the Thermochemical Conversion of Biomass to Ethanol with a Detailed Analysis of an MDEA System Alliance for Sustainable Energy San Francisco, California, 2009.
- [12] Olajire, A.A., CO₂ capture and separation technologies for end-of-pipe applications – A review, Energy. 35, 2610-2628, 2010.
- [13] Abdi, M.A. Design and Operations of Natural Gas Sweetening Facilities. in Workshop for the 2nd Iranian Gas Forum. Iran, 2008.
- [14] Newman, S.A., Acid and sour gas treating process, 1985.
- [15] Kelly, Thambimuthu, M. Soltanieh, J.C. Abanades, Z. Abu-Ghararah, and T. Yashima, Capture of CO₂, IPCC Special Report on Carbon dioxide Capture and Storage, 2005.

- [16] Bucklin, R. W., and R. L. Schendel, "Comparison of Physical Solvents Used for Gas Processing," Energy Progress, October, 1984.
- [17] Ranke, G., and V. H. Mohr, "The Rectisol Wash: New Developments in Acid Gas Removal from Synthesis Gas," from Acid and Sour Gas Treating Processes, Stephen A. Newman, ed., Gulf Publishing Company, Houston, pp. 80-111, 1985.
- [18] W. Guo, F. Feng, G. Song, J. Xion, L. Shen, "Simulation and energy performance assessment of CO₂ removal from crude synthetic natural gas via physical absorption process", in Journal of Natural Gas Chemistry, Vol. 21, pp. 633 – 638, 2012.