



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



RAPORT DE CERCETARE 2

TEMĂ DE CERCETARE:

INTEGAREA ENERGETICĂ A
PROCESELOR DE CAPTARE CO₂ PRIN
ABSORBȚIE FIZICĂ

Responsabil: Prof.dr.ing. Adrian BADEA

As.drd.ing. Nela SLAVU

Etapa 2. Integrarea energetică a procesului de absorbție fizică

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).

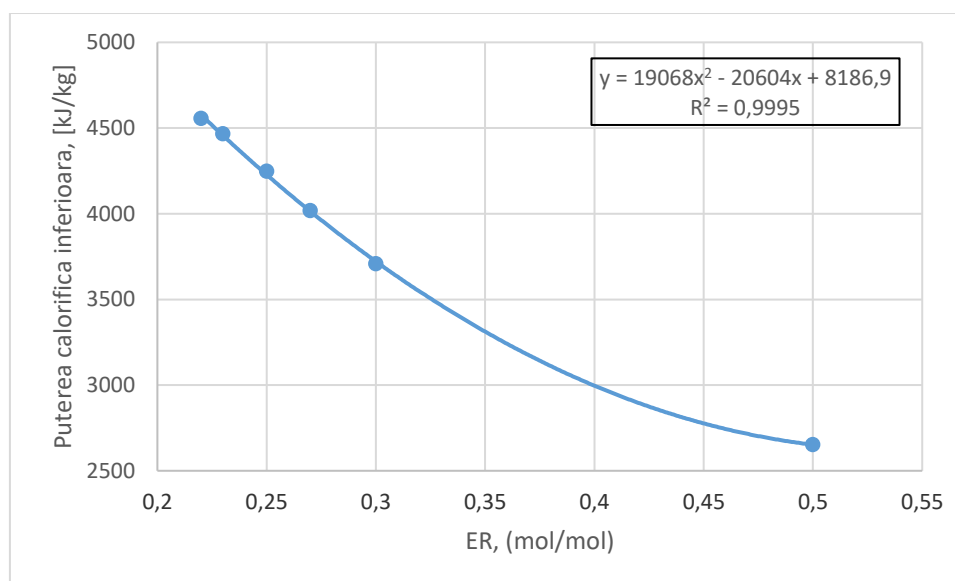


Fig. 1 Variația puterii calorifice inferioare în funcție de raportul ER

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).

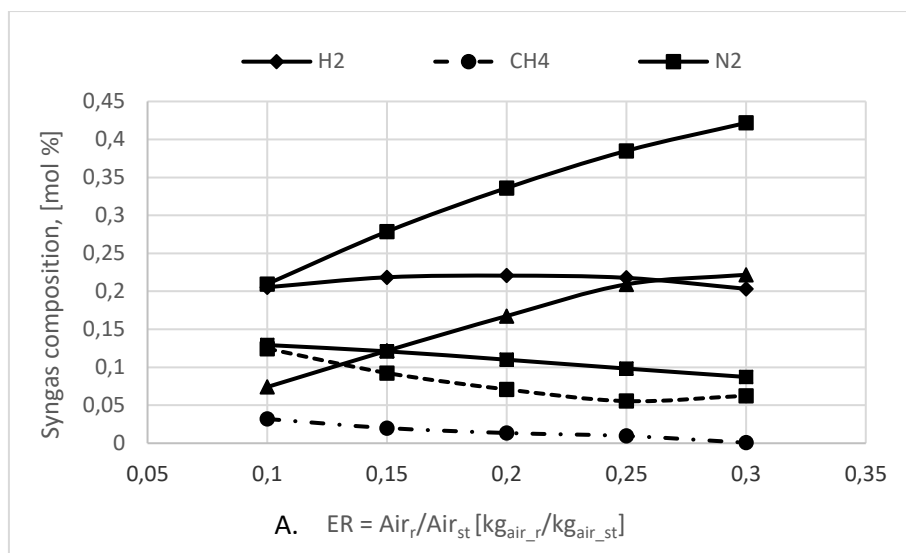


Fig. 2 Variația compoziției singazului în funcție de raportul ER înainte de reactorul de conversie CO în H₂

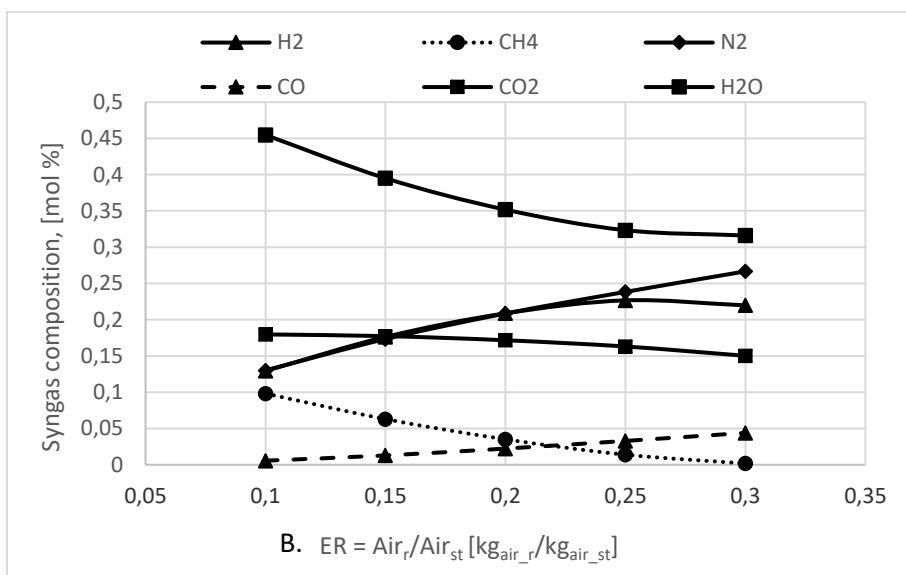


Fig. 3 Variația compoziției singazului în funcție de raportul ER după reactorul de conversie CO în H₂ pentru un debit de abur injectat în reactorul de conversie

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 calorifică 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 (stoechiometric).

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 stoechiometrici ai oxigenului rezultați din reacțiile 4-7.

$$V_{O_2 \text{ necesar CO}} = \text{CO} * \frac{1}{2} [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (4)$$

$$V_{O_2 \text{ necesar CH}_4} = \text{CH}_4 * 2 [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (5)$$

$$V_{O_2 \text{ necesar H}_2} = \text{H}_2 * \frac{1}{2} [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (6)$$

$$V_{O_2 \text{ necesar total}} = V_{O_2 \text{ necesar CO}} + V_{O_2 \text{ necesar CH}_4} + V_{O_2 \text{ necesar H}_2} [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (7)$$

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.

$$V_{N_2 \text{ necesar CO}} = \text{CO} * 1.8809 [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (8)$$

$$V_{N_2 \text{ necesar CH}_4} = \text{CH}_4 * 7.52 [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (9)$$

$$V_{N_2 \text{ necesar H}_2} = \text{H}_2 * \left(\frac{1}{0.21} - \frac{1}{2} \right) [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (10)$$

$$V_{N_2 \text{ necesar total}} = V_{N_2 \text{ necesar CO}} + V_{N_2 \text{ necesar CH}_4} + V_{N_2 \text{ necesar H}_2} [\text{m}^3_{\text{N}}] \quad (11)$$

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).

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

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

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

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

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

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

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

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

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 | $\lambda = 1.1$ | - |
| 6 | Volumul molar | $V_{\mu_0}^0 = 22.414$ | 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 _N /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 _N /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 _N /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 _N /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 _N /kg | (28) |
| Volumul de O ₂ | $V_{O_2} = 0.21 * (\lambda - 1) * V_{aer \text{ us}}^0$ | m ³ _N /kg | (29) |
| Volumul de N ₂ | $V_{N_2} = 0.79 * \lambda * V_{aer \text{ us}}^0 + 0.8 * \frac{N}{100}$ | m ³ _N /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 _N /kg | (31) |
| Volumul real de gaze de ardere | $V_{ga} = V_{CO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}$ | m ³ _N /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 adiabatic | | | |
| 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 | $C_{M,p_ga} = r_{O_2} * \mu_{O_2} * c_{p_{O_2}} + r_{CO_2} * \mu_{CO_2} * c_{p_{CO_2}} + r_{N_2} * \mu_{N_2} * c_{p_{N_2}} + r_{H_2O} * \mu_{H_2O} * c_{p_{H_2O}}$ | kJ/kmol *K | (44) |
| Căldura specifică a gazelor de ardere la presiune constantă | $c_{p_ga} = r_{O_2} * c_{p_{O_2}} + r_{CO_2} * c_{p_{CO_2}} + r_{N_2} * c_{p_{N_2}} + r_{H_2O} * c_{p_{H_2O}}$ | kJ/kg* K | (45) |
| Căldura specifică a gazelor de ardere la volum constant | $c_{v_ga} = c_{p_ga} - R_{ga}$ | kJ/kg* K | (46) |
| Exponentul adiabatic al gazelor de ardere | $k_{ga} = \frac{c_{p_ga}}{c_{v_ga}}$ | - | (47) |

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 _{0aer} | 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 | Participația masică de O ₂ | g_{O_2} | 1.13 | % |
| 27 | Participația masică de N ₂ | g_{N_2} | 68.29 | % |
| 28 | Participația masică de CO ₂ | g_{CO_2} | 23.90 | % |
| 29 | Participația masică de H ₂ O | g_{H_2O} | 6.68 | % |
| 31 | Densitatea ga în condiții normale | ρ_{0ga} | 1.32 | kg/m ³ |
| 32 | Densitatea ga la ieșire din CA | ρ_{ga} | 0.582469 | kg/m ³ |
| 33 | Constanta gazelor de ardere | R_{ga} | 281.726 | J/kg*K |
| 34 | Căldura specifică molară a ga | $C_{M p ga}$ | 36.26626 | kJ/kmol*K |
| 35 | Căldura specifică a ga la p=ct | $C_{p ga}$ | 1.270188 | kJ/kg*K |
| 36 | Căldura specifică 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];
- Numărul 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:

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

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:

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

- Temperatura la sfârșitul comprimării: T_c

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

- Puterea calorică inferioară a combustibilului: $Q_i=20604.056 \text{ [kJ/m}^3\text{]}$;
- 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 CO_2 : $c_{pCO_2}=1.402 \text{ [kJ/kg*K]}$;
- Caldura specifică O_2 : $c_{pO_2}=1.236 \text{ [kJ/kg*K]}$;
- Caldura specifică N_2 : $c_{pN_2}=1.322 \text{ [kJ/kg*K]}$;
- Caldura specifică H_2O : $c_{pH_2O}=3.069 \text{ [kJ/kg*K]}$.

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: $T_{zp}=2818 \text{ K}$

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 în 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 | $p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} * (p_2 - p_1)$ $p_1 = \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{(n-1)}}}{n-1}, p_2 = \frac{\Pi * (1 - \frac{1}{\varepsilon^{(k_{des}-1)}})}{(k_{des}-1)}$ | bar | (66) |
| 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 | $n = \frac{P_{el\ necesar\ \grave{a}}}{P_e}$ | - | (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 cilindrii | 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:

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

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:

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

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: $C_{MpGO} = 30.171$ [kJ/kmol*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 | Notație | 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.

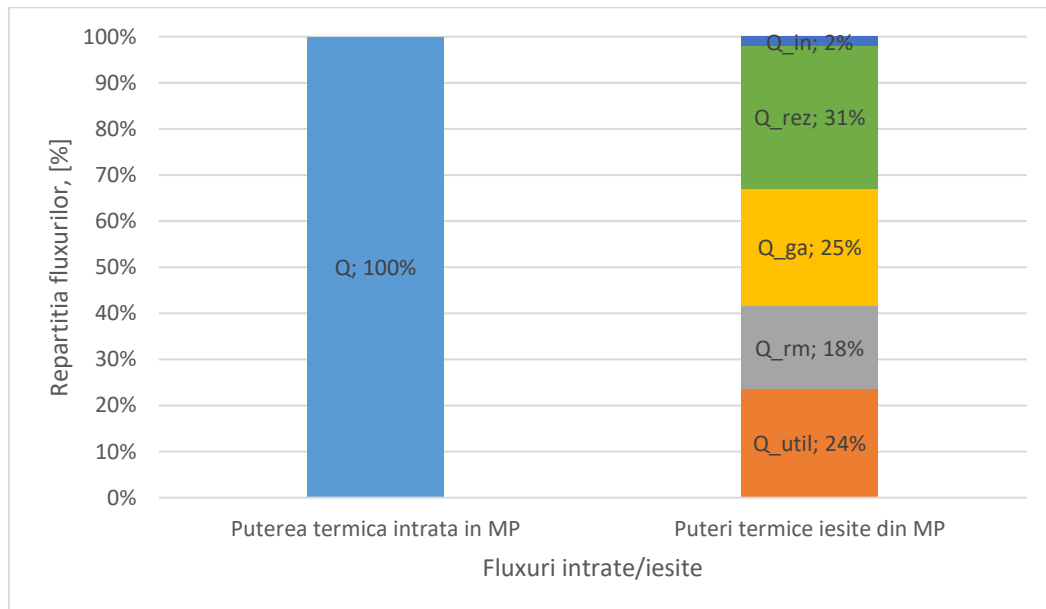


Fig. 4. Diagrama Sankey pentru fluxurile intrate/ieșite

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: $c_{p\text{ga}} = 1.17 \text{ kJ/(kgK)}$, $c_{p\text{aer}} = 1.03 \text{ kJ/(kgK)}$, $c_{p\text{ga}}(\text{ieșire}) = 1.17 \text{ kJ/(kgK)}$, $\gamma = 1.39$.

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

- 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: $T_{2t} = T_1 * \epsilon_K^{\gamma-1/\gamma} = 288.15 * 17^{1.39-1/1.39} = 638 \text{ K}$, $h_{2t} = c_p T_{2t} = 1.1 * 638 = 701.9 \text{ kJ/kg}$.
- Pentru predeterminarea randamentului politropic al compresorului se utilizează relația: $\eta_K = 0.98$. Rezultă punctul real de eșapare din compresor: $h_2 = h_1 + \frac{h_{2t} - h_1}{\eta_K} = 337.14 + \frac{701.9 - 337.14}{0.98} = 696.8 \text{ kJ/K}$, $T_2 = \frac{h_2}{c_p} = \frac{696.8}{1.03} = 676.52 \text{ K}$, $P_2 = P_1 * \epsilon_K = 0.983 * 17 = 16.71 \text{ bar}$.

Combustibilul utilizat este gaz metan pentru care se cunosc: $H_i^i = 50000 \text{ kJ/kg}$, $m_{a0} = 17.7 \text{ kg}_{\text{aer}}/\text{kg}_{\text{CH}_4}$, $T_{\text{ref}} = 293.15 \text{ K}$.

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

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

$$V^{\text{ITG}} = \frac{c_p * (T_3 - T_2)}{\eta_{CA} * H_i^i - c_p * (T_3 - T_{\text{ref}})} = \frac{1.1 * (1225 - 676.52)}{0.98 * 50000 - 1.1 * (1225 - 293.15)} = 0.0133 \text{ kg}_{\text{CH}_4}/\text{kg}_{\text{aer}}$$

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

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

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

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

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

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: $h_5 = h_4 = 782.92$ kJ/kg, $T_5 = T_4 = 711.75$ 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:

$$B = \frac{P_B}{\eta_B \cdot H_i^1} = \frac{10000}{0,436 \cdot 50000} = 0.458 \text{ kg/s.}$$

Debitul de aer aspirat de compresor:

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

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. | Mărime | Notăție | U.M. | Valoare |
|---------|--------------------------------|----------------------------------|----------|---------|
| 1 | Presiune atmosferica | P_a | bar | 1.013 |
| 2 | Temperatura atmosferica | 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 | $\Delta p_{CA} (0.05 \cdot p_2)$ | bar | 0.83555 |
| 11 | Pierderile de presiune AZ | Δp_{AZ} | bar | 0.05 |
| 12 | Caldura specifica aer | $c_{p_{aer}}$ | kJ/(kgK) | 1.03 |
| 13 | Caldura specifca ga | $c_{p_{ga}}$ | kJ/(kgK) | 1.17 |
| 14 | Caldura specifica ga la iesire | $c_{p_{ga}}$ | 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 | Notăție | 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 iesire FA | h_1 | kJ/kg | h_0 | 337.136 |
| 3 | Presiune aer iesire FA | p_1 | bar | $P_a - \Delta p_{FA}$ | 0.983 |
| Calculul parametrilor procesului de compresie | | | | | |
| 4 | Presiune iesire compresor | p_2 | bar | $p_1 \cdot \varepsilon_k$ | 16.711 |
| 5 | Temperatura teoretica iesire compresor | T_{2t} | K | $T_1 \cdot \varepsilon_k^{((k_{aer}-1)/k_{aer})}$ | 638.047 |
| 7 | Temperatura reala iesire compresor | T_2 | K | $T_1 + (T_{2t} - T_1) / \eta_k$ | 676.520 |
| 8 | Temperatura reala iesire compresor | t_2 | C | | 403.502 |
| 9 | Entalpia aer iesire 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 iesire 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 teoretica iesire TG | T_{4t} | K | $T_3/\varepsilon_{TG}^{((k_g-1)/k_g)}$ | 646.061 |
| 15 | Temperatura teoretica iesire TG | t_{4t} | C | | 372.911 |
| 16 | Entalpia teoretica | h_{4t} | kJ/kg | $cp_4 \cdot t_{4t}$ | 710.667 |
| 17 | Entalpia reala | h_4 | kJ/kg | $h_3 - \eta_{TG} \cdot (h_3 - h_{4t})$ | 782.926 |
| 18 | Temperatura reala iesire TG | T_4 | K | h_4/cp | 711.751 |
| Calculul parametrilor procesului de ieșire din AZ | | | | | |
| 19 | Entalpia reala | h_5 | kJ/kg | $h_5 = h_4$ | 782.926 |
| 20 | Temperatura reala iesire AZ | T_5 | K | $T_5 = T_4$ | 711.751 |

Concluzii

În acest studiu 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: $CO_2 = 30 \text{ m}^3_N$, $H_2O = 18.85 \text{ m}^3_N$, $N_2 = 126.07 \text{ m}^3_N$. În cazul arderii reale a gazului de sinteză au rezultat următoarele participații volumice ale gazelor de ardere: $O_2 = 1.04 \%$, $N_2 = 71.98 \%$, $CO_2 = 16.03$, $H_2O = 10.95$. 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 %.



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



RAPORT DE CERCETARE 2

TEMĂ DE CERCETARE:

INTEGAREA ENERGETICĂ A
PROCESELOR DE CAPTARE CO₂ PRIN
ABSORBȚIE FIZICĂ

Responsabil: Prof.dr.ing. Adrian BADEA

Prof. dr. ing. Cristian DINCĂ

Etapa 2. Integrarea energetică a procesului de absorbție fizică

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 calorifică inferioară a gazului de sinteză (singaz) înainte și după captarea dioxidului de carbon pre-combustie prin absorbție fizică sunt prezentate în Tabelul 1. S-a considerat o eficiență de captare a CO₂ de 90%.

Tabelul 1. 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 1-4 sunt prezentate diagramele schematice ale variantelor analizate realizate în softul de simulare Chemcad.

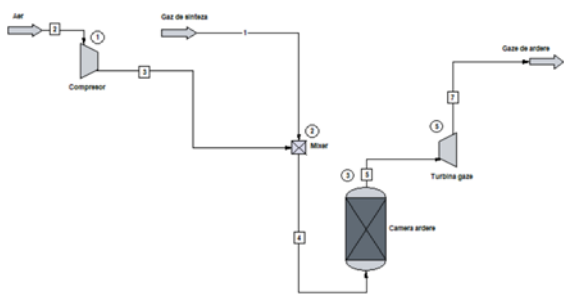


Fig. 1. Diagrama schematică pentru Varianta 0 și Varianta 1

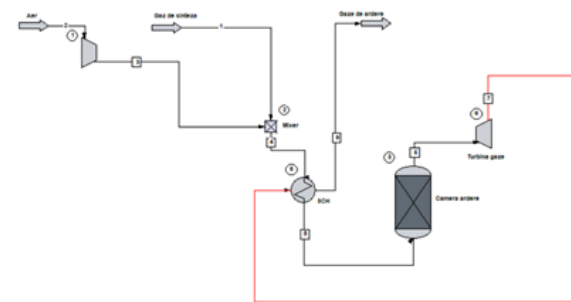


Fig. 2. Diagrama schematică pentru Varianta 2

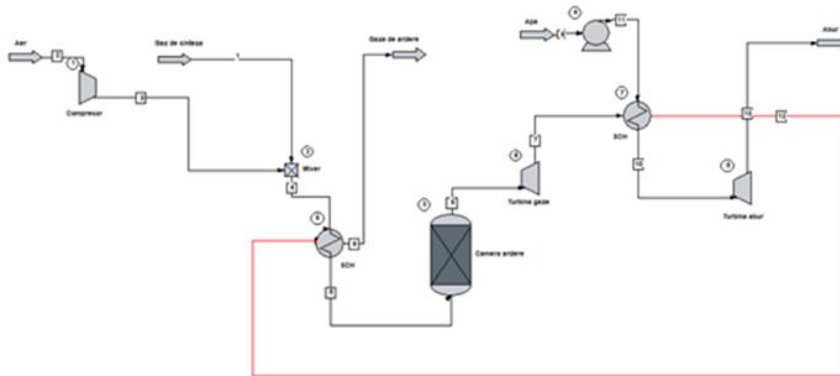


Fig. 3. Diagrama schematică pentru Varianta 3

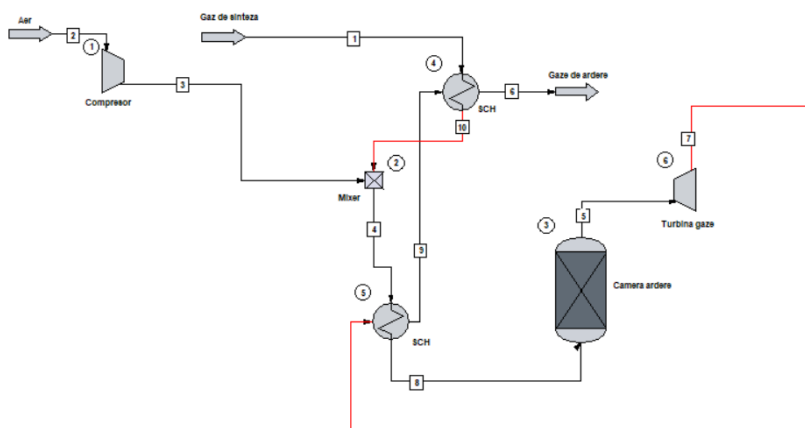


Fig. 4. Diagrama schematică pentru Varianta 4

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 5-9 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.

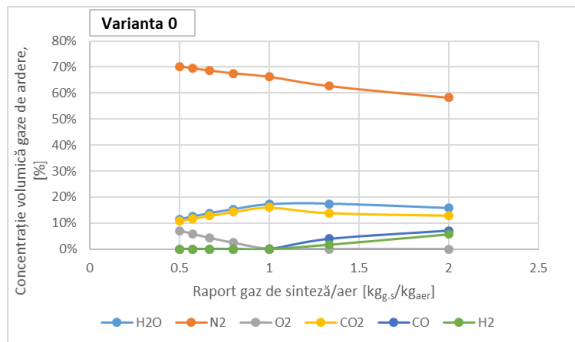


Fig. 5. Concentrația volumică a gazelor de ardere în funcție de raportul gaz de sinteză/aer pentru Varianta 0

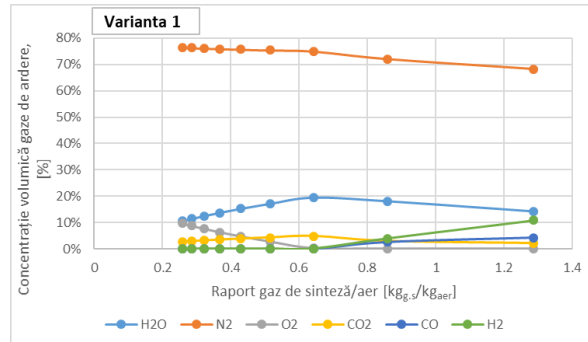


Fig. 6. Concentrația volumică a gazelor de ardere în funcție de raportul gaz de sinteză/aer pentru Varianta 1

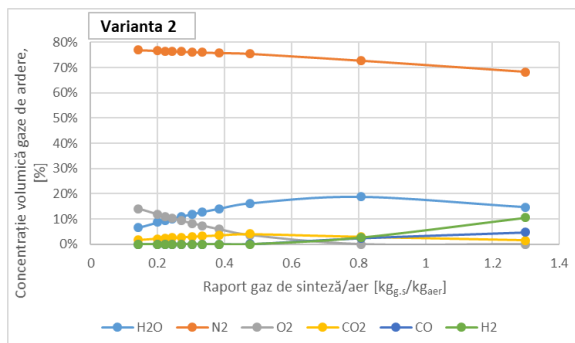


Fig. 7. Concentrația volumică a gazelor de ardere în funcție de raportul gaz de sinteză/aer pentru Varianta 2

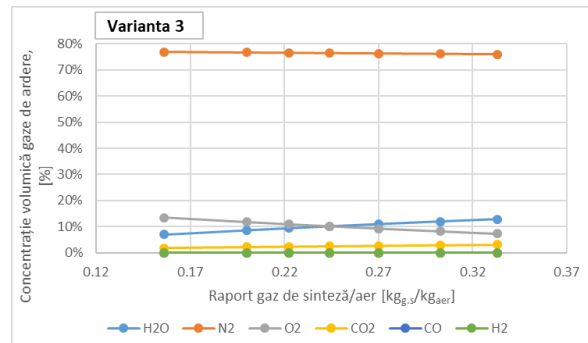


Fig. 8. Concentrația volumică a gazelor de ardere în funcție de raportul gaz de sinteză/aer pentru Varianta 3

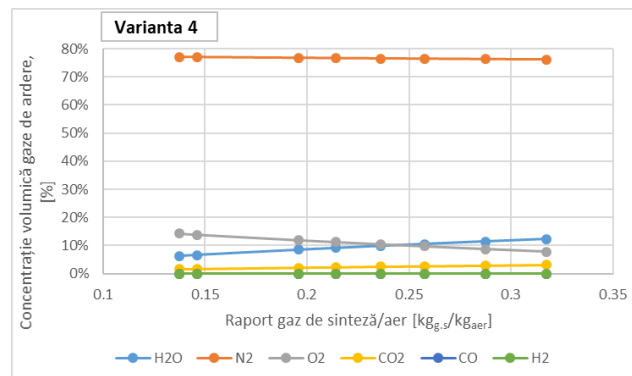


Fig. 9. Concentrația volumică a gazelor de ardere în funcție de raportul gaz de sinteză/aer pentru Varianta 4

În figurile 10-14 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.

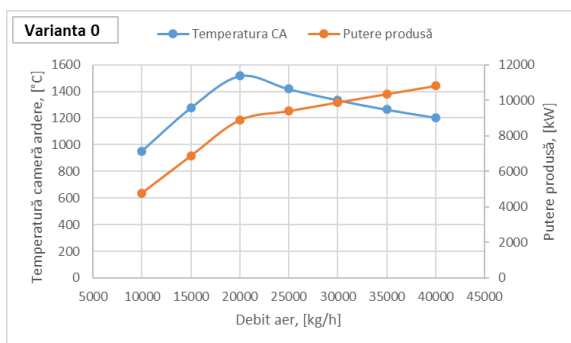


Fig. 10. Temperatură CA și puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 0

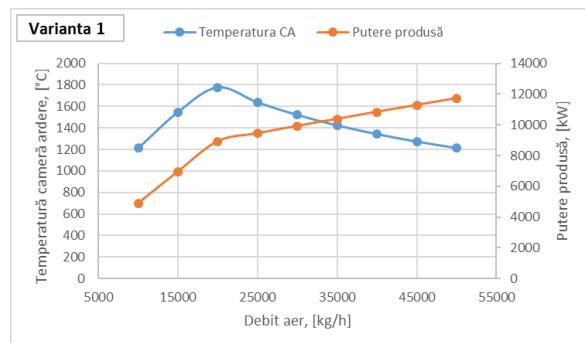


Fig. 11. Temperatură CA și puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 1

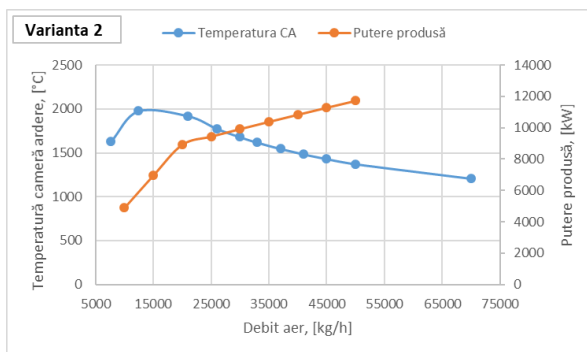


Fig. 12. Temperatură CA și puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 2

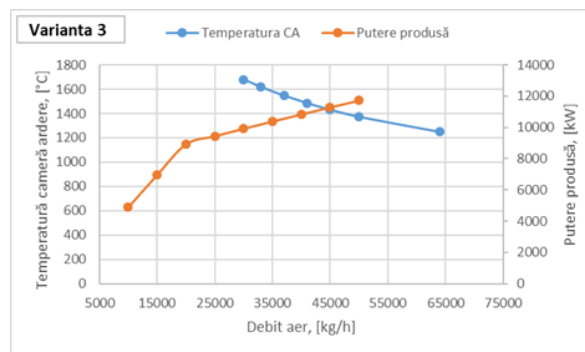


Fig. 13. Temperatură CA și puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 3

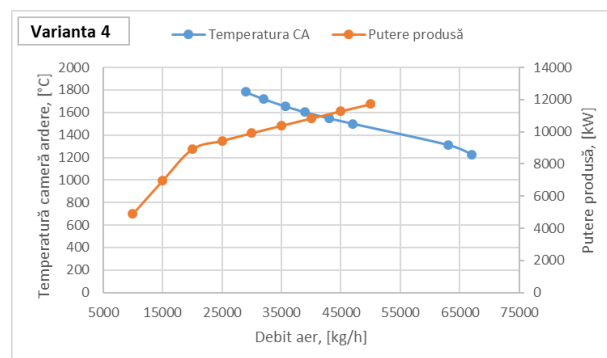


Fig. 14. Temperatură CA și puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 4

O analiză comparativă între rezultatele obținute pentru Varianta 0 și Varianta 1 este realizată în figurile 11 și 12. 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.

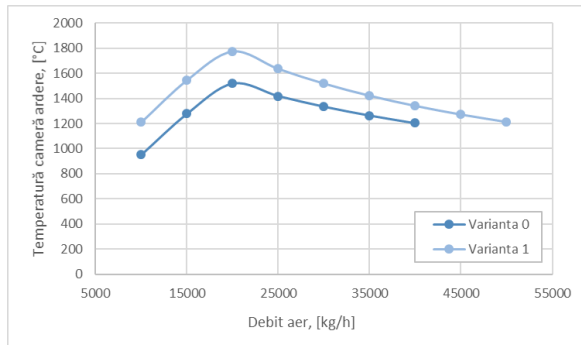


Fig. 11. Temperatură cameră de ardere în funcție de debitul de aer pentru Varianta 0 și Varianta 1

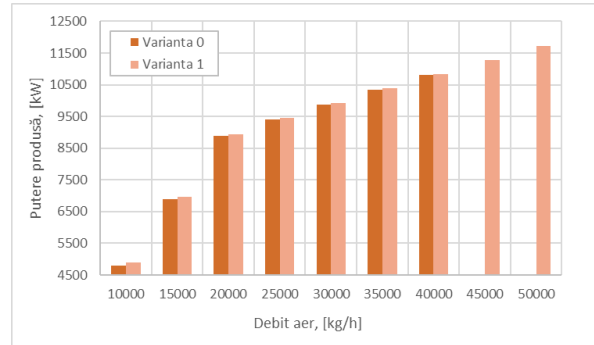


Fig. 12. Puterea produsă în funcție de debitul de aer pentru Varianta 0 și Varianta 1

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 suplimentară 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 13 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 14 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.

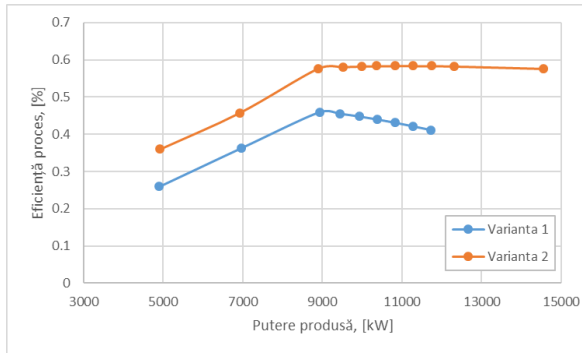


Fig. 13. Eficiența procesului în funcție de puterea produsă pentru Varianta 1 și Varianta 2

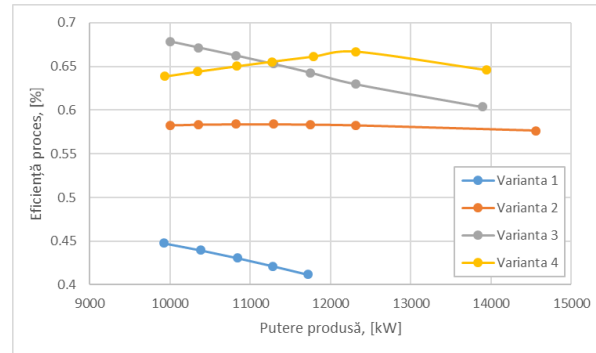


Fig. 14. Eficiența procesului în funcție de puterea produsă pentru toate Variantele 1,2,3,4

În continuare sunt prezentate eficiențele variantelor analizate pentru o temperatură constantă a procesului de ardere a gazului de sinteză de 1200 °C (figura 15), 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.

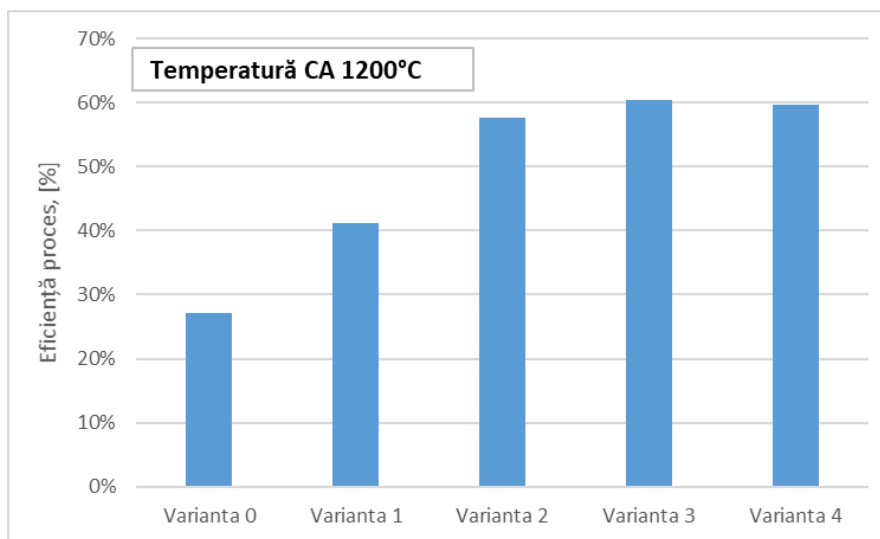


Fig. 15. Eficiența procesului pentru temperatura CA de 1200°C

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. 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.

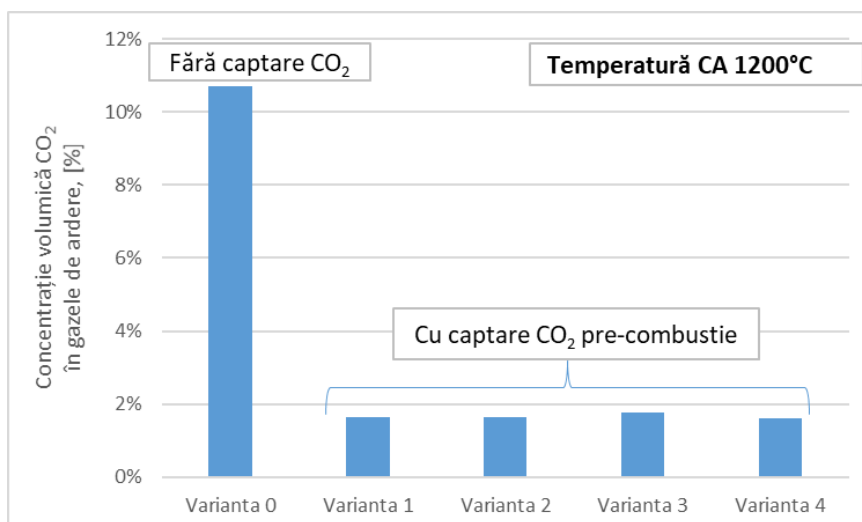


Fig. 16. Concentrația volumică a CO₂ în gazele de ardere pentru temperatura CA de 1200°C

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 17 și 18 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.

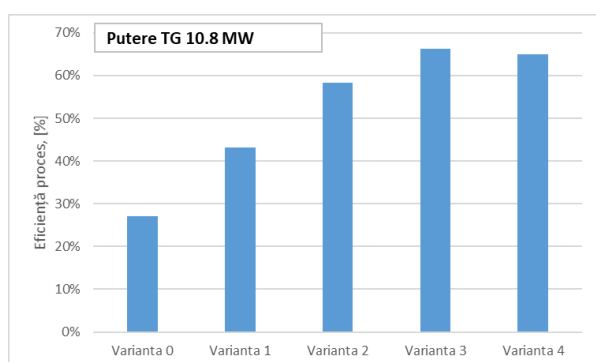


Fig. 17. Eficiența procesului pentru puterea TG de 10.8 MW

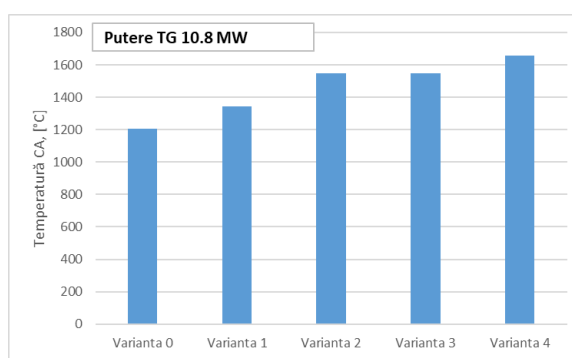


Fig. 18. Temperatura CA pentru puterea TG de 10.8 MW

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 19),

obținându-se astfel eficiențe mai bune în variantele cu captarea CO₂ pre-combustie, eficiența procesului raportându-se la debitul de singaz introdus în proces.

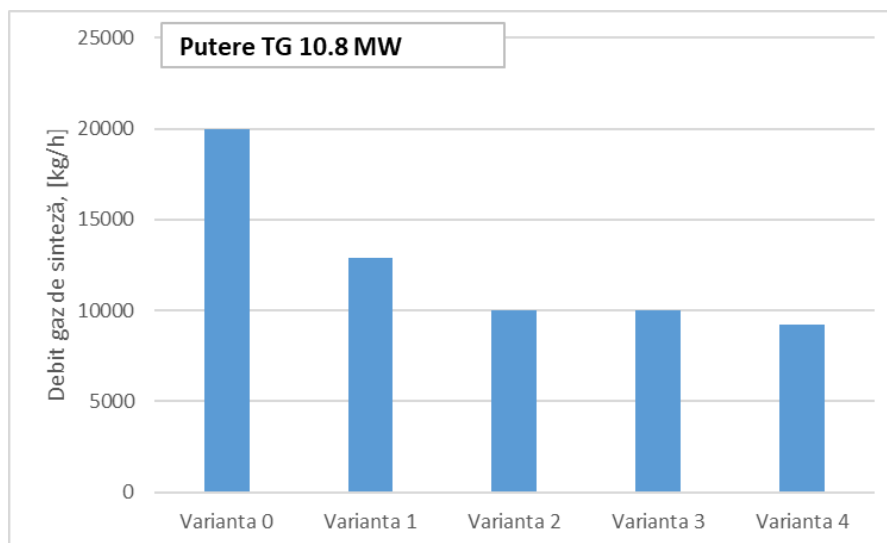


Fig. 19. Debitul de gaz de sinteză pentru puterea TG de 10.8 MW

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 20. 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 %.

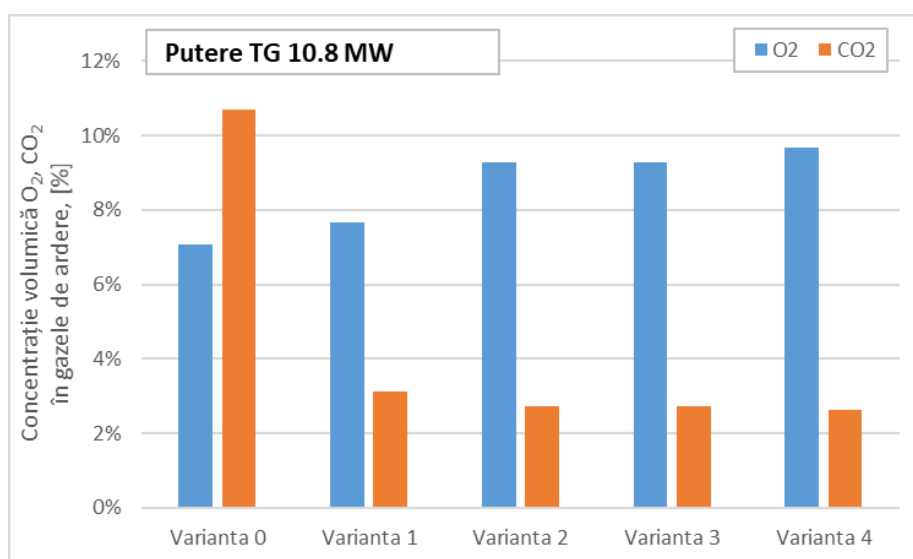


Fig. 20. Concentrația volumică a O₂, CO₂ pentru puterea TG de 10.8 MW

Concluzii

În cadrul acestui studiu 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 variantă 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.