UNIVERSITATEA POLITEHNICA BUCUREŞTI
Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică
Departamentul Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice

Nr. Decizie Senat …… din ……

TEZĂ DE DOCTORAT

CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA INSTALAȚIILOR DE SEPARARE CRIOGENICĂ A GAZELOR

Autor: Ing. Sorin Bucșa

Conducător de doctorat: Prof. Dr. Ing. Alexandru Șerban

București
2021

CUPRINS

CAPITOLUL 1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIU 3

1.1. INTRODUCERE ÎN SEPARAREA GAZELOR INDUSTRIALE PRIN PROCEDEE CRIOGENICE 3
1.2. COMPRIMAREA AERULUI ÎN INSTALAȚII DE SEPARARE CRIOGENICĂ 4

CAPITOLUL 2. PROCESUL TERMODINAMIC DE SEPARARE A GAZELOR 5

CAPITOLUL 3. ANALIZA EXERGETICĂ A INSTALAȚIEI DE SEPARARE CRIOGENICĂ A AERULUI 6

3.1. INTRODUCERE ..... **ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.**
3.2. MEDIUL AMBIANT ..... **ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.**
3.3. STAREA MOARTĂ ..... **ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.**
3.4. EXERGIA TERMO-MECANICĂ 6
3.5. EXERGIA CHIMICĂ 8

CAPITOLUL 4. ANALIZA EXERGETICĂ A UNEI INSTALAȚII CRIOGENICE DE SEPARAREA AERULUI 9

4.1. DESCRIEREA INSTALAȚIEI. SCHEMA FUNCȚIONALĂ 9
4.2. ANALIZA EXERGETICĂ 11
4.3. ZONA DE COMPRIMARE 12
4.4. COLOANA DE DISTILARE DE ÎNALTĂ PRESIUNE (HPC) 13
4.5. COLOANA DE DISTILARE DE JOASĂ PRESIUNE (LPC) 15
4.6. REZULTATE ȘI DISCUȚII 15
4.6.1. Zona de comprimare 17
4.6.2. Coloana de distilare de înaltă presiune 18
*4.6.3. Coloana de distilare de joasă presiune LPC ..... **Error! Bookmark not defined.***

CAPITOLUL 5. ANALIZA EXERGETICĂ A ZONEI DE COMPRIMARE 18

5.1. TREAPTA DE COMPRIMARE 18
5.2. ALEGEREA RĂCITOARELOR INTERMEDIARE ȘI A RĂCITORULUI FINAL PE BAZA GENERĂRII OPTIME DE ENTROPIE (DISTRUGERII OPTIME DE EXERGIE) 20
*5.2.1. Eficiența termică a unui schimbător de căldură ..... **Error! Bookmark not defined.***
*5.2.2. Numărul de unități de transfer de căldură NTU ..... **Error! Bookmark not defined.***
5.2.3. Distrugerea de exergie în răcitor 20
*5.2.4. Dimensionarea primului răcitor intermediar pe baza numărului NEU de unități de exergie distruse **Error! Bookmark not defined.***

CAPITOLUL 6. ÎNCERCĂRI DE CREȘTERE A PERFORMANȚEI INSTALAȚIILOR CRIOGENICE DE SEPARARE A AERULUI 21

6.1. POTENȚIALUL DE RECUPERARE A CĂLDURII EVACUATE DE INSTALAȚIA DE SEPARARE CRIOGENICĂ A AERULUI DE LA COMBINATUL SIDERURGIC GALAȚI 21
6.2. CICLURI RANKINE CU FLUIDE ORGANICE ..... **ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.**
*6.2.1. Fluide organice ..... **Error! Bookmark not defined.***

6.2.2. Comparație între ciclurile ORC și ciclul Rankine cu abur ..... ***Error! Bookmark not defined.***
6.3. ANALIZA TERMODINAMICĂ A CICLURILOR ORC ..... **ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.**
6.3.1. Ciclul ORC cu panta curbei de saturație a vaporilor nenegativă fară supraîncălzirea vaporilor la intrarea în detentor și fără schimbător de căldură recuperator intern *22*
6.3.2. Ciclul ORC cu panta curbei de saturație a vaporilor nenegativă, fără supraîncălzirea vaporilor la intrarea în detentor, cu schimbător de căldură intern. ..... ***Error! Bookmark not defined.***
6.3.3. Ciclul ORC cu panta curbei de saturație a vaporilor nenegativă cu supraîncălzirea vaporilor la intrarea în detentor și cu schimbător de căldură intern recuperator ..... ***Error! Bookmark not defined.***
6.3.4. Modelarea matematică a ciclului ORC *22*
6.4. ANALIZA EXERGETICĂ 23
6.5. STUDIUL PERFORMANȚELOR CICLULUI ORC FUNCȚIONÂND CU DIFERITE SUBSTANȚE ORGANICE **ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.**
6.5.1. Studiul performanțelor ciclului ORC funcționând cu R-245fa *23*
6.5.2. Studiul comparativ al performanțelor ciclului ORC funcționând cu diferite fluide organice ***Error! Bookmark not defined.***

CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE ..... ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.

LISTA DE FIGURI ..... ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.

BIBLIOGRAFIE ..... ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.

6.3.2. Ciclul ORC cu panta curbei de saturație a vaporilor nenegativă, fără supraîncălzirea vaporilor la intrarea în detentor, cu schimbător de căldură intern. ..... ***Error! Bookmark not defined.***
6.3.3. Ciclul ORC cu panta curbei de saturație a vaporilor nenegativă cu supraîncălzirea vaporilor la intrarea în detentor și cu schimbător de căldură intern recuperator ..... ***Error! Bookmark not defined.***
6.3.4. Modelarea matematică a ciclului ORC *22*
6.4. ANALIZA EXERGETICĂ 23
6.5. STUDIUL PERFORMANȚELOR CICLULUI ORC FUNCȚIONÂND CU DIFERITE SUBSTANȚE ORGANICE **ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.**
6.5.1. Studiul performanțelor ciclului ORC funcționând cu R-245fa *23*
6.5.2. Studiul comparativ al performanțelor ciclului ORC funcționând cu diferite fluide organice ***Error! Bookmark not defined.***

CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE ..... ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.

LISTA DE FIGURI ..... ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.

BIBLIOGRAFIE ..... ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.

CAPITOLUL 1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIU

1.1 Introducere în separarea gazelor industriale prin procedee criogenice

Fundamentele lichefierii la temperatură joasă și ale separării gazelor naturale au la bază principii științifice și tehnologii ale ingineriei criogenice, care s-au dezvoltat din plin în secolul al XVIII-lea. În anul 1703, lucrarea din domeniul termometriei și a matematicii, a fizicianului francez Guillaume Amontons a condus la noțiunea unui zero absolut. În plus, în anul 1720, Gabriel Daniel Fahrenheit, a dezvoltat ideea scării de temperatură care îi poartă numele

În secolul al XIX-lea au fost făcute încercări de lichefiere a gazelor industriale și a fost studiat comportamentul și caracteristicile acestora. În anul 1823, Michael Faraday a lichefiat clorul și a studiat lichefierea și proprietățile amoniacului.

În anul 1845, scoțianul Thomas Andrews a realizat un experiment care cuprindea schimbarea de fază a dioxidului de carbon la diferite temperaturi și presiuni, generând primele izoterme. Acestea arată că un gaz, indiferent de presiune, poate fi lichefiat doar dacă este mai întâi răcit la sau sub temperatura critică. [2]

În anul 1865, inginerul Carl Linde a proiectat o mașină frigorifică bazată pe Ciclul Carnot și a realizat temperaturi scăzute prin compresia vaporilor. Tot Linde a construit prima mașină de lichefiere a aerului industrial în anul 1895, folosind același principiu și un schimbător de căldură spiralat cu contracurent (proiectat de William Hampson).

În anul 1882, la Universitatea din Leyden, Olanda Keike Kamerlingh Onnes a înființat laboratorul de criogenie cu scopul studierii ecuațiilor de stare, a izotermelor și a proprietăților termodinamice generale ale lichidelor și gazelor criogenice.

De la începutul secolului al XX-lea, unități criogenice de separare a aerului (Air Separation Unit - ASU) sunt folosite pentru a separa aerul în constituenții săi, în principal oxigenul, azotul și argonul în diferite purități, stări și cantități.

Aplicațiile oxigenului sub presiune pot fi găsite în agricultură, prelucrarea chimică, produse petrochimice, producția de petrol și gaze, rafinarea petrolului și industria sticlei [28], [29]. De la apariția procesului de fabricare a oțelului L-D (Linz–Donawitz) la începutul anului 1950, capacitatea instalațiilor de separare a aerului a crescut foarte mult. De la producerea a două tone pe zi, un singur ASU produce acum și 5000 de tone pe zi de oxigen [30].

1.2 Comprimarea aerului în instalații de separare criogenică

Instalația de separare criogenică a aerului este un proces intensiv în capital și energie. Într-o ASU (Air Separation Unit) criogenică tipică, aerul atmosferic trebuie curățat, comprimat și răcit la aproximativ -180 °C, fluxul lichefiat este apoi distilat într-un turn mare de distilare pentru a separa aerul în componentele sale. Consumul de energie al ASU criogenice provine în principal din necesarul de energie al compresorului de alimentare cu aer.

Eficiența energetică este o măsură importantă a performanței în instalațiile industriale. Eficiența energetică a fost aplicată diferitelor sisteme energetice pentru a le evalua și compara, găsind astfel oportunități de îmbunătățire a proceselor. Astfel de definiții ale eficienței energetice depind de la caz la caz de caracteristicile unui proces, ceea ce înseamnă că nu există o expresie matematică generală pentru eficiența energetică [61][62][63]. Acest lucru poate aduce interpretări greșite în definițiile eficienței energetice și poate produce rezultate inconsistente chiar și pentru același sistem. Astfel, este nevoie de un parametru obiectiv de performanță pentru eficiența conversiei energetice. O altă limitare a utilizării eficienței energetice este că aceasta nu ia în considerare calitatea energiei atunci când se măsoară performanța procesului. Diferite forme de energie au calități diferite, de exemplu, valoarea căldurii nu poate fi comparată direct cu valoarea puterii, deoarece calitatea energiei căldurii va varia, în funcție de nivelul de temperatură. Spre deosebire de analiza energetică, exergia reprezintă atât cantitatea, cât și calitatea diferitelor forme energetice, motiv pentru care exergia a fost recomandată ca măsură a performanței sistemului [65]. Exergia este potențialul de a produce lucru mecanic, deci distrugerea sau pierderea exergiei poate fi considerată o pierdere a potențialului de lucru mecanic[37].

S-au făcut multe eforturi pentru a reduce costurile și consumul de energie al instalațiilor criogenice de separarea aerului. Analiza exergetică efectuată de Fu și Gundersen [81] a indicat că procesul de comprimare a aerului este caracterizat de o pierdere de exergie de 38,4% din consumul total de energie electrică.

S-au depus multe eforturi de cercetare pentru a recupera deșeurile de căldură de pe urma comprimării aerului, în ultimii ani. Cea mai comună metodă este reutilizarea directă a căldurii reziduale prin compresie pentru a satisface cerințele termice specifice pentru alte procese, cum ar fi încălzirea spațiului [89], producția de apă caldă pentru aplicații industriale și menajere [90]–[92], regenerarea dezumidificării substanțe deshidratante [93] etc

Performanța compresiei de aer este crucială pentru eficiența generală a unităților de separare a aerului criogenice [88]. Unitățile de separare a aerului (ASU), ca un singur echipament industrial, au reprezentat o proporție considerabilă (4,97%) din puterea totală consumată la nivel național a Chinei [95], care este pe locul întâi la producția de oțel.

CAPITOLUL 2. PROCESUL TERMODINAMIC DE SEPARARE A GAZELOR

Dacă în cazul amestecării gazelor s-ar putea colecta lucru mecanic eliberat prin destinderea fiecărui component de la presiune sa inițială la presiunea sa parțială din cadrul amestecului și acest lucru mecanic produs ar fi suficient pentru separarea pe componente a amestecului – procesul de amestecare – separare ar fi reversibil.

Pentru cazul unui amestec format din *m* componenți, lucrul mecanic minim necesar separării tuturor celor *m* componenți dintr-un mol de amestec la presiunea p_0 și temperatura T_0 ale mediului ambient, devine:

$$\frac{[L^{min}]}{n} = T_0\left\{\sum_{i=1}^{m} r_i[\bar{s}_i(T_0, r_i\cdot p_0) - \bar{s}_1(T_0, p_0)]\right\} - \sum_{i=1}^{m} r_i\left[\bar{h}_i(T_0, r_i\cdot p_0) - \bar{h}_i(T_0, p_0)\right]\left[\frac{J}{mol\ am}\right] \quad (2.8)$$

În cazul în care se separă numai un component (k) iar restul componenților rămân neamestecați, lucrul mecanic minim de separare pentru un mol de amestec se calculează cu expresia:

$$\frac{[L_{s_k}^{min}]}{n} = T_0\left\{r_k[\bar{s}_k(T_0, r_k\cdot p_0) - \bar{s}_k(T_0, p_0)] + (1-r_k)\left[\sum_{i=1}^{m\ fără\ k} r_i'[\bar{s}_i(T_0, r_i\cdot p_0)] - \bar{s}_i(T_0, p_0)\right]\right\} -$$

$$-\left\{r_k\left[\bar{h}_k(T_0, r_k\cdot p_0) - \bar{h}_k(T_0, p_0)\right] + (1-r_k)\left[\sum_{i=1}^{m\ fără\ k} r_i'\left[\bar{h}_i(T_0, r_i\cdot p_0)\right] - \bar{h}_i(T_0, p_0)\right]\right\}\left[\frac{J}{mol\ am}\right] \quad (2.9)$$

În tabelul 2.2 sunt prezentate valorile lucrului mecanic minim consumat pentru separarea fiecărui component din aerul uscat atunci când aerul este separate complet în componenții săi.

Tabel 2. 1. Lucrul mecanic minim consumat pentru separarea (LMMS) fiecărui component din aerul uscat atunci când aerul este separat complet în gazele sale componente la T_0=300K

Gaz înaerul uscat		Compoziție molară în aerul uscat [mol/mol aer]	LMMS în gazele componente a unui mol de aer uscat [J/mol aer]	LMMS a unui mol de gaz component [J/mol]	LMMS a unui gram de gaz component [J/g]
Nume	Formula chimică				
Azot	N_2	0,78084		1815	64,78
Oxigen	O_2	0,20946		6765	211,4
Argon	Ar	$9{,}34\text{x}10^{-3}$		151714	3798

Dioxid de carbon	CO_2	$3{,}3\times10^{-4}$	1417	4,294E+06	97568
Neon	Ne	$1{,}818\times10^{-5}$		7,794E+07	3,862E+06
Heliu	He	$5{,}24\times10^{-6}$		2,933E+07	7,328E+06
Metan	CH_4	$1{,}79\times10^{-6}$		7,916E+08	4,935E+07
Krypton	Kr	1×10^{-6}		1,417E+09	1,691E+07
Hidrogen	H_2	5×10^{-7}		2,834E+09	1,46E+09
Xenon	Xe	9×10^{-8}		1,574E+10	1,199E+08

Tabelul 2.3 prezintă valorile lucrului mecanic minim consumat pentru separarea a câte unuia dintre componenți în timp ce ceilalți rămân amestecați.

Tabelul 2.3. Lucrul mecanic minim consumat pentru separarea (LMMS) fiecărui component din aerul uscat atunci când restul gazelor component rămân amestecate la T_0=300K

Gaz în aerul uscat		Compoziție molară în aerul uscat [mol/mol aer]	LMMS separare a unui gaz component dintr-un mol de aer uscat [J/mol aer]	LMMS a unui mol de gaz component [J/mol]	LMMS a unui gram de gaz component [J/g]
Nume	Formula chimică				
Azot	N_2	0,78084	1312	1680	59,96
Oxigen	O_2	0,20946	1280	6112	191
Argon	Ar	$9{,}34\times10^{-3}$	132,1	14140	353,9
Dioxid de carbon	CO_2	$3{,}3\times10^{-4}$	7,421	22489	511
Neon	Ne	$1{,}818\times10^{-5}$	0,5403	29720	1473
Heliu	He	$5{,}24\times10^{-6}$	1,318	27282	6815
Metan	CH_4	$1{,}79\times10^{-6}$	0,06355	35502	2213
Krypton	Kr	1×10^{-6}	0,03695	36954	441
Hidrogen	H_2	5×10^{-7}	0,01934	38683	19188
Xenon	Xe	9×10^{-8}	0,003866	42960	327,2

CAPITOLUL 3. ANALIZA EXERGETICĂ A INSTALAȚIEI DE SEPARARE CRIOGENICĂ A AERULUI

Metoda de studiu viabilă pentru identificarea disfuncționalităților din interiorul sistemului trebuie să se bazeze și pe cel de al doilea principiu al termodinamicii care aduce conceptul de generare de entropie ca măsură a transformării unei cantități de energie ordonată într-o energie neordonată păstrând, evident, echivalența cantitativă.

Exergia unei anumite cantități de energie sau a unei cantități de substanță purtătoare de energie și aflată în curgere se determină în funcție de parametrii intensivi ai mediului ambiant (termic – temperatura T_0, mecanic – presiunea p_0 și chimic – potențialul chimic al componenților k care compun mediul ambiant de referință μ_k^0.

3.4 Exergia termo-mecanică

Semnificația exergiei termice sau mecanice depinde de valoarea temperaturii sau a presiunii sursei de căldură sau a curentului de substanță în raport cu temperatura t_0 și presiunea p_0 a mediului ambiant.

În toate cazurile pentru a evidenția exergia termică și mecanică a sistemului acesta trebuie adus în starea de referință care este starea moartă restrictivă.

Dacă:

$T > T_0$	exergia Ex_Q^T a unei cantități Q de căldură aflată la temperatura T reprezintă lucrul mecanic maxim care s-ar putea produce cu ajutorul unui ciclu Carnot direct care funcționează între temperaturile T și T_0
$p > p_0$	exergia Ex a unui curent de substanță în curgere reprezintă lucrul maxim care s-ar produce prin destindere reversibilă de la p la p_0
$T < T_0$	exergia $\left\|Ex_Q^T\right\|$ reprezintă lucrul minim consumat de un ciclu Carnot inversat necesar transportului căldurii Q de la nivelul de temperatură T la T_0
$p < p_0$	exergia Ex a unui curent de substanță în curgere reprezintă lucrul mecanic minim necesar comprimării reversibile de la p la p_0

Exergia termo-mecanică a unui sistem deschis (volum de control) denumită și exergie în curgere [100] se calculează cu relația:

$$Ex_{vc} = (H - H_0) - T_0(S - S_0) + \frac{m \cdot w^2}{2} + m \cdot g \cdot z \tag{3.4}$$

Exergia căldurii este:

$$Ex_Q^T = Q\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \tag{3.5}$$

Ecuațiile de bilanț exergetic pe care le scrie un observator aflat în afara sistemului, contabilizând interacțiunile în regim staționar la granița de separare a sistemului de mediul său ambiant devin:

a) Sistem închis (masa de control)

$$\sum Ex_Q = \Delta Ex + \left(\sum L - p_0 \cdot \Delta V\right) + \sum I \tag{3.6}$$

în care I reprezintă distrugerea de exergie datorată ireversibilității interne a proceselor.

b) Sistem deschis (volum de control)

$$\sum \dot{E}x_Q = \sum \dot{m}_e \cdot ex_e - \sum \dot{m}_i \cdot ex_i + \sum \dot{L} + \sum \dot{I} \tag{3.7}$$

Distrugerea I de exergie se poate calcula din ecuația de bilanț exergetic ca singurul termen care nu se poate măsura la suprafața exterioară a graniței de separare dintre sistem și mediul său exterior (acolo unde se situează observatorul) sau pe baza teoremei Gouy-Stodola [101]–[103]:

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \tag{3.8}$$

În regim staționar generarea de entropie în interiorul volumului de control devine:

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_e \cdot s_e - \sum \dot{m}_i \cdot s_i - \sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \tag{3.9}$$

în care indicii *e* și *i* se referă la curenții de ieșire și respectiv intrare.

3.5 Exergia chimică

Expresia generală a exergiei chimice se obține extrăgând din exergia totală exergia termo-mecanică.

$$Ex^{CH} = Ex^{TOT} - Ex^{TM}$$

$$= E + p_0 \cdot V - T_0 \cdot S - \sum_{k=1}^{n} n_k \cdot \mu_k^0 - \left(E + p_0 \cdot V - T_0 \cdot S - \sum_{k=1}^{n} n_k \cdot \mu_{k0} \right)$$

$$Ex^{CH} = \sum_{k=1}^{n} n_k \cdot \mu_{k0} - \sum_{k=1}^{n} n_k \cdot \mu_k^0 = \sum_{k=1}^{n} n_k (\mu_{k0} - \mu_k^0) \tag{3.38}$$

În cazul exergiei totale a unui lichid criogenic rezultat din separarea aerului, în starea de echilibru termo-mecanic cu mediul ambiant ($T = T_0 \, şi \, p = p_0$) substanța se găsește în stare gazoasă.

Dacă lichidul din componentul *k* se află initial la p_1, T_1, prin aducerea sa în mod reversibil la echilibru termo-mecanic cu mediul ambiant se evidențiază exergia sa termo-mecanică.

Pentru a elibera exergia chimică, gazul se destinde izotermic reversibil la temperature T_0 într-o turbină, de la presiunea p_0 la presiunea sa parțială din mediul ambiant p_k^0.

$$Ex_k^{TOT} = n_k \{ \bar{h}_1(p_1, T_1) - \bar{h}_0(p_0, T_0) - T_0 [\bar{s}_1(p_1, T_1) - \bar{s}_0(p_0, T_0)] \} + n_k \cdot \bar{R} \cdot T_0 \cdot ln \frac{p_0}{p_k^0} =$$

$$= n_k \left\{ \bar{h}_1(p_1, T_1) - \bar{h}_0(p_0, T_0) - T_0 [\bar{s}_1(p_1, T_1) - \bar{s}_0(p_0, T_0)] + \bar{R} \cdot T_0 \cdot ln \frac{1}{r_k^0} \right\} \tag{3.46}$$

în care

$$Ex_k^{TM} = n_k \{ \bar{h}_1(p_1, T_1) - \bar{h}_0(p_0, T_0) - T_0 [\bar{s}_1(p_1, T_1) - \bar{s}_0(p_0, T_0)] \} \tag{3.47}$$

$$Ex_k^{CH} = n_k \cdot \bar{R} \cdot T_0 \cdot ln \frac{1}{r_k^0} \tag{3.48}$$

Exergiile chimice ale gazelor componente ale aerului uscat ambiant a cărui compoziție este prezentată în tabelul (a.1) sunt date în tabelul (3.1).

Tabel 3.1. Exergiile chimice ale gazelor componente ale aerului uscat ambiant ($\boldsymbol{T_0 = 298\ K}$)

Compoziția aerului uscat		**Participație volumică = Participație molară în aerul uscat**		**Exergia chimică molară** $\overline{ex}^{CH}$
Nume	**Formula**	**[mol/mol$_{aer}$]**	**[%]**	**[J/mol]**
Azot	N_2	0.78084	78.084	612,95
Oxigen	O_2	0.20946	20.946	3873,23
Argon	Ar	0.00934	0.934	11579,5
Dioxid de carbon	CO_2	0.00033	0.033	19862,45
Neon	Ne	0.00001818	0.001818	27055,72
Heliu	He	0.00000524	0.000524	30146
Metan	CH_4	0.00000179	0.000179	32774,6
Kripton	Kr	0.0000010	0.0001	34230,98
Hidrogen	H_2	0.0000005	0.00005	35948,4
Xenon	Xe	0.00000009	0.000009	
Constanta universală a gazelor $\boldsymbol{\overline{R} = 8,314\ 5\ \left[\frac{J}{mol \cdot K}\right]}$				

Compararea expresiilor (3.47) și (a.13) scoate în evidență că lucrul mecanic minim de separare la temperatura T_0 a unui amestec gazos este egal cu suma exegiilor chimice ale gazelor componente.

CAPITOLUL 4. ANALIZA EXERGETICĂ A UNEI INSTALAȚII CRIOGENICE DE SEPARAREA AERULUI

4.1 Descrierea instalației. Schema funcțională

Studiul de caz analizează instalația criogenică de separarea aerului de pe platforma Combinatului Siderurgic Arcelor Mittal de la Galați.

Instalația prelucrează un debit de aer$\dot{V}_{aer} = 363000\ \left[\frac{m^3N}{h}\right]$ asigurând o producție de oxygen gazos $\dot{V}_{O_2} = 58300\ \left[\frac{m^3N}{h}\right]$ cu o concentrație mai mare de 98,5%.

Schema instalației este prezentată în figura 4.1

Separarea aerului se realizează în două coloane de distilare care funcționează la presiuni diferite cuplate printr-un schimbător de căldură cu rol de condensator pentru coloana de înaltă presiune (HPC) și vaporizator (reboiler) pentru coloana de joasă presiune (LPC). HPC funcționează la o presiune de aproximativ 6 bar iar LPC la aproximativ 1,4 bar [104], [105].

Aerul atmosferic comprimat, uscat și purificat este răcit în schimbătorul de căldură recuperator principal până aproape de temperatura sa de lichefiere (-170^oC) și introdus în coloana de înaltă presiune (HPC).

În coloana de înaltă presiune (HPC) aerul este separat prin distilare într-un curent de azot gazos care se acumulează la partea superioară a coloanei și un curent de lichid îmbogățit în oxigen (circa 30% O_2) la partea inferioară.

Procesul de separare se repetă în coloana de joasă presiune (LPC).

Azotul gazos din coloana de înaltă presiune (și temperatură) (HPC) se condensează parțial în condensatorul-vaporizator care cuplează cele două coloane transferând căldură lichidului îmbogățit în oxigen din coloana de joasă presiune (LPC) care se vaporizează la circa -180^oC.

O parte din azotul lichid de la partea superioară a coloanei de înaltă presiune asigură curentul de reflux al acesteia iar restul de N_2 lichid împreună cu azotul gazos sunt laminate într-un ventil de laminare până la presiunea coloanei de joasă presiune și alimentează în stare lichidă LPC pe la partea superioară.

De la baza HPC lichidul îmbogățit în O_2 este laminat și introdus pe la mijlocul coloanei de joasă presiune unde se continua procesul de distilare.

Produsele distilării (gazele separate) sunt evacuate din coloana de joasă presiune.

Pentru a suplimenta capacitatea de frig a instalației o fracțiune de aproximativ 15% din aerul comprimat este destins într-un detentor înainte de a fi introdus în coloana de joasă presiune.

Simularea funcționării instalației de separare criogenică a aerului s-a realizat cu ajutorul simulatorului ChemSep [106].

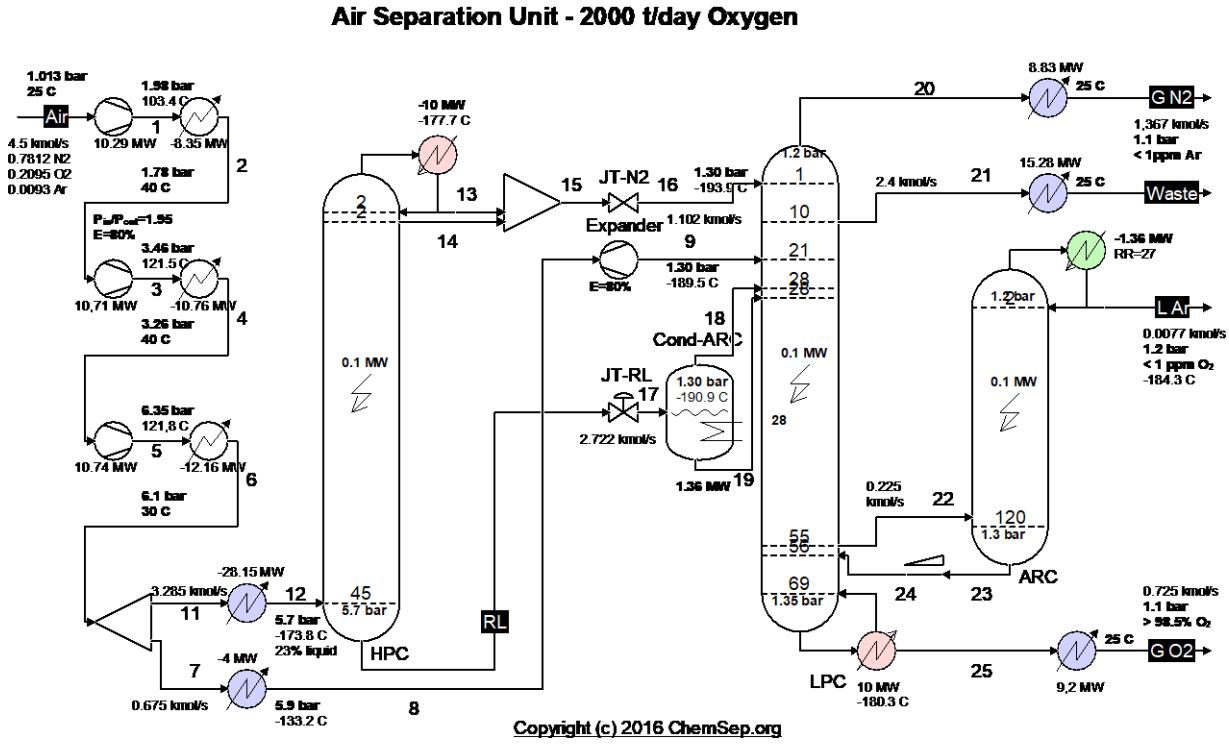


Figura 4.1. Schema instalației de separare criogenică a aerului

4.2 Analiza exergetică

Privind instalația în ansamblul său (Fig. 4.1) se pot identifica produșii, combustibilul exergetic și pierderile sistemului global (Fig. 4.2).

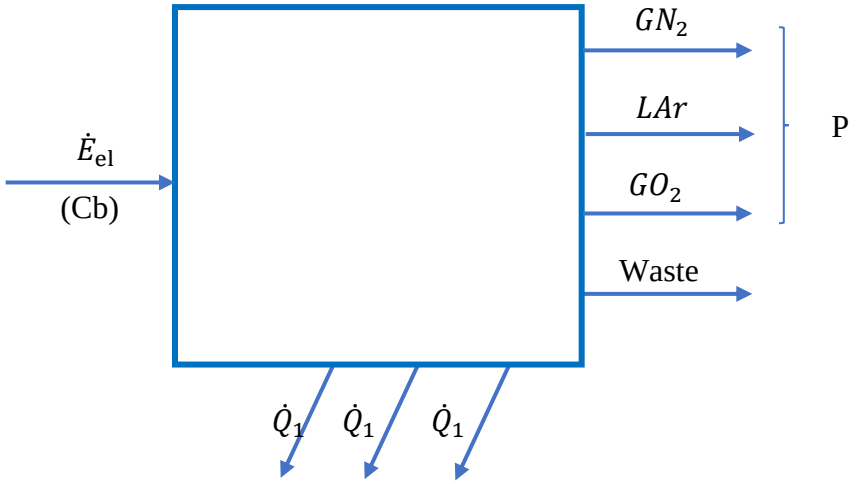


Figura 4. 2. Schema interacțiunilor cu mediul exterior al sistemului global al instalației de separare criogenică a aerului

Coeficientul de performanță exergetic al întregului sistem este:

$$COP_{ex} = \frac{P}{Cb} = \frac{\dot{E}x_{GN_2}^{TOT} + \dot{E}x_{LAr}^{TOT} + \dot{E}x_{GO_2}^{TOT}}{\dot{E}_{el}} \tag{4.1}$$

Termenii produsului instalației se calculează astfel:

$$\dot{E}x_{GN_2}^{TOT} = \dot{E}x_{GN_2}^{TM} + \dot{E}x_{GN_2}^{CH} \tag{4.3}$$

$$\dot{E}x_{GN_2}^{TM} = n_{GN_2}\{\bar{h}_{N_2}(T,p) - \bar{h}_{N_2}(T_0,p_0) - T_0[\bar{s}_{N_2}(T,p) - \bar{s}_{N_2}(T_0,p_0)]\} \tag{4.4}$$

$$\boldsymbol{\dot{E}x_{GN_2}^{CH} = n_{GN_2} \cdot \bar{R} \cdot T_0 \cdot ln\frac{r_{N_2}}{r_{N_2}^0}} \tag{4.5}$$

Starea de referință este caracterizată prin $\boldsymbol{t_0 = 25^oC, p_0 = 1,013\ bar}$ și compoziția aerului $\boldsymbol{r_{N_2} = 0,7812; r_{O_2} = 0,2095; r_{Ar} = 0,0093}$. **Tabel 4.1.** Valorile puterilor de antrenare ale compresoarelor

Compresor	**$\lvert\dot{L}\rvert$[kW]**
1	10292
2	10712
3	10751
Combustibil instalația global Cb	**31755**

Tabel 4.2. Valorile exergiilor produșilor

Substanță	**$\dot{E}x^{TM}$[kW]**	**$\dot{E}x^{CH}$[kW]**	**$\dot{E}x^{TOT}$[kW]**

GO_2	377,4	2752	3129,4
GN_2	279	835,8	1114,8
LAr	151,5	89,53	241
Produs instalația global P			4485,2

Valoarea coeficientului de performanță exergetic (e4. 4.1) este $COP_{ex} = 0{,}14$

Pentru a identifica locul unde au loc pierderi și distrugeri, instalația se împarte în zone funcționale (Fig. 4.3).

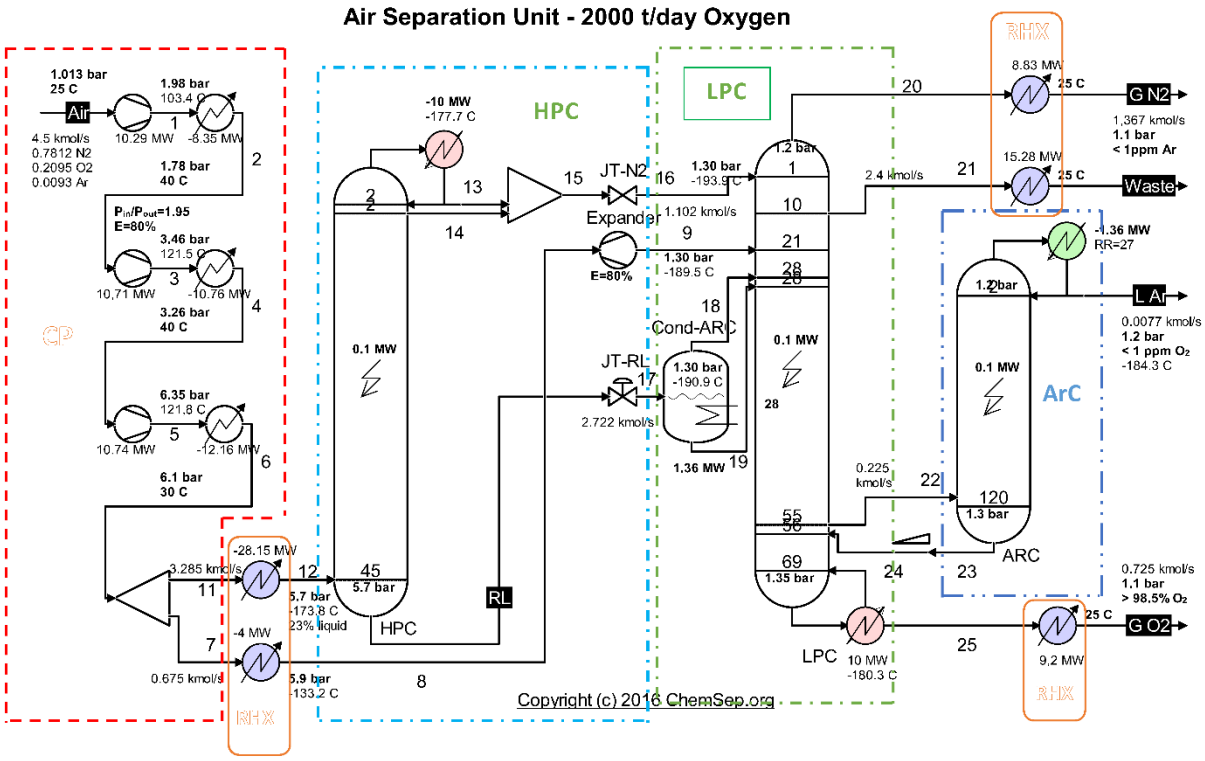


Figura 4.3. Schema instalației de separare criogenică a aerului – zone funcționale

4.3 Zona de comprimare

Schema interacțiunilor zonei de comprimare cu exteriorul este prezentată în figura 4.5.

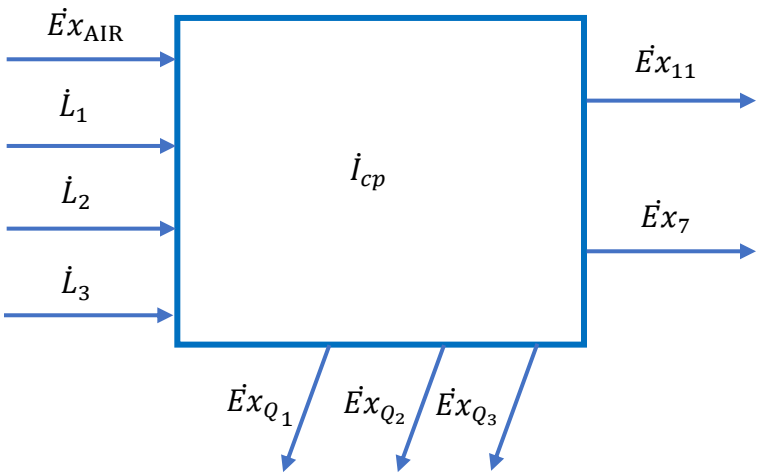


Figura 4.4. Schema interacțiunilor cu mediul exterior a zonei de comprimarea instalației de separare criogenică a aerului

Ecuația de bilanț exergetic a zonei de comprimare este:

$$\sum \dot{E}x_i = \sum \dot{E}x_e + \dot{I} \tag{4.15}$$

În ecuația de bilanț exergetic (4.15) atât exergiile intrate cât și cele ieșite sunt în valoare absolută.

$$\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{AIR}} + \left|\dot{\mathrm{L}}_1\right| + \left|\dot{\mathrm{L}}_2\right| + \left|\dot{\mathrm{L}}_3\right| = \dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{11} + \dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_7 + \left|\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{Q}_1}\right| + \left|\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{Q}_2}\right| + \left|\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{Q}_3}\right| + \dot{\mathrm{I}} \tag{4.16}$$

Ecuația (4.16) scrisă cu tentă economica devine:

$$Cb_{cp} = \mathrm{P}_{cp} + (\mathrm{Pi} + \mathrm{I})_{cp} \tag{4.17}$$

Unde Cb este combustibilul zonei

$$Cb_{cp} = \mathrm{Cb} = \left|\dot{L}_1\right| + \left|\dot{L}_2\right| + \left|\dot{L}_3\right| \tag{4.18}$$

iar P este produsul zonei și reprezintă creșterea netă de exergie a acestuia.

$$P_{cp} = \dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{11} + \dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_7 - \dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{AIR}} \tag{4.19}$$

$$\mathrm{Pi}_{\mathrm{cp}} = \left|\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{Q}_1}\right| + \left|\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{Q}_2}\right| + \left|\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{Q}_3}\right| \tag{4.20}$$

cu semnificația pierderii de exergie cu căldura evacuate în exterior în răcitoarele intermediare și cel final al zonei de comprimare.

$\dot{I}$ este distrugerea de exergie în procesul de comprimare.

Ecuația (4.17) devine:

$$\left|\dot{\mathrm{L}}_1\right| + \left|\dot{\mathrm{L}}_2\right| + \left|\dot{\mathrm{L}}_3\right| = \left(\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{11} + \dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_7 - \dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{AIR}}\right) + \left|\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{Q}_1}\right| + \left|\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{Q}_2}\right| + \left|\dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_{\mathrm{Q}_3}\right| + \dot{I} \tag{4.21}$$

Pentru zona de comprimare ponderea pierderilor și distrugerilor de exergie în consumul de combustibil total al instalației este:

$$\mathrm{Y}_{\mathrm{cp}} = \frac{(\mathrm{Pi} + \mathrm{I})_{\mathrm{cp}}}{\left|\dot{\mathrm{L}}\right|_1 + \left|\dot{\mathrm{L}}\right|_2 + \left|\dot{\mathrm{L}}\right|_3} \tag{4.32}$$

4.4 Coloana de distilare de înaltă presiune (HPC)

Zona coloanei de distilare HPC, separată de restul instalației, este prezentată în figura 4.3.

Schema interacțiunilor zonei HPC cu exteriorul ei regăsește în figura 4.7

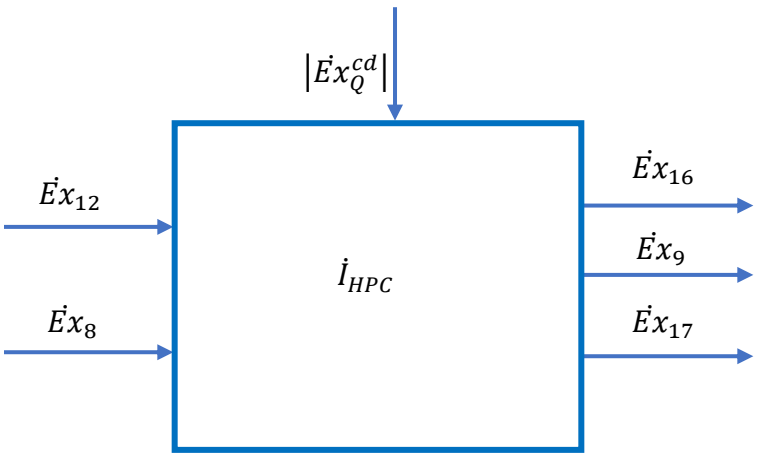


Figura 4.5. Schema interacțiunilor cu mediul exterior a zonei coloanei de distilare de înaltă presiune (HPC)

Se neglijează într-o primă fază efectul pătrunderii de căldură din mediul ambient și se consider că schimbul de căldură cu exteriorul în HPC se realizează numai în condensator. Ecuația de bilanț exergetic al HPC devine:

$$\dot{E}x_Q^{cd} = \dot{E}x_{16} + \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_8 + \dot{I} \tag{4.34}$$

Pentru a evidenția component chimică a exergiei se splitează exergia curenților de substanță în component termo-mecanică (fizică) și cea chimică.

Ecuația de bilanț exergetic (4.36) devine:

$$\left|\dot{E}x\right|_Q^{cd} + \dot{E}x_{12}^{TM} + \dot{E}x_{12}^{CH} + \dot{E}x_8^{TM} + \dot{E}x_8^{CH} =$$
$$= \dot{E}x_{16}^{TM} + \dot{E}x_{16}^{CH} + \dot{E}x_9^{TM} + \dot{E}x_9^{CH} + \dot{E}x_{17}^{TM} + \dot{E}x_{17}^{CH} + \dot{I} \tag{4.38}$$

Produsul este creșterea exergiei chimice pe traseul intrare-ieșire din coloana de distilare.

$$P_{HPC}^{CH} = \dot{E}x_{16}^{CH} + \dot{E}x_9^{CH} + \dot{E}x_{17}^{CH} - \dot{E}x_{12}^{CH} - \dot{E}x_8^{CH} \tag{4.39}$$

Coeficientul de performanță exergetic al HPC devine:

$$COP_{ex_{CH}}^{HPC} = \frac{P_{HPC}^{CH}}{Cb_{HPC}^{CH}} = \frac{\dot{E}x_{16}^{CH} + \dot{E}x_{17}^{CH} - \dot{E}x_{12}^{CH}}{\left|\dot{E}x\right|_Q^{cd} + \dot{E}x_{12}^{TM} + \dot{E}x_8^{TM} - \dot{E}x_{16}^{TM} - \dot{E}x_9^{TM} - \dot{E}x_{17}^{TM}} \tag{4.42}$$

Distrugerea de exergie poate fi calculate și pe baza teoremei Gouy-Stodola:

$$\dot{I}_{HPC} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen}^{HPC} \tag{4.44}$$

În care

$$\dot{S}_{\mathrm{gen}}^{\mathrm{HPC}} = \sum \dot{S}_{\mathrm{e}} - \sum \dot{S}_{\mathrm{i}} - \frac{\dot{Q}_{\mathrm{cd}}}{T_{\mathrm{cd}}} =$$
$$= \dot{n}_{16} \cdot \bar{s}_{16} + \dot{n}_9 \cdot \bar{s}_9 + \dot{n}_{17} \cdot \bar{s}_{17} - \dot{n}_{12} \cdot \bar{s}_{12} - \dot{n}_8 \cdot \bar{s}_8 + \frac{\left|\dot{Q}_{\mathrm{cd}}\right|}{T_{\mathrm{cd}}} \tag{4.45}$$

Ponderea distrugerilor de exergie din HPC în consumul de combustibil total al instalației este

$$Y_{HPC} = \frac{\dot{I}_{HPC}}{\left|\dot{L}_1\right| + \left|\dot{L}_2\right| + \left|\dot{L}_2\right|} \tag{4.46}$$

4.5 Coloana de distilare de joasă presiune (LPC)

Zona coloanei de distilare de joasă presiune, separată de restul instalației, este prezentată în figura 4.3.

Schema interacțiunilor zonei LPC cu exteriorul ei regăsește în figura 4.9

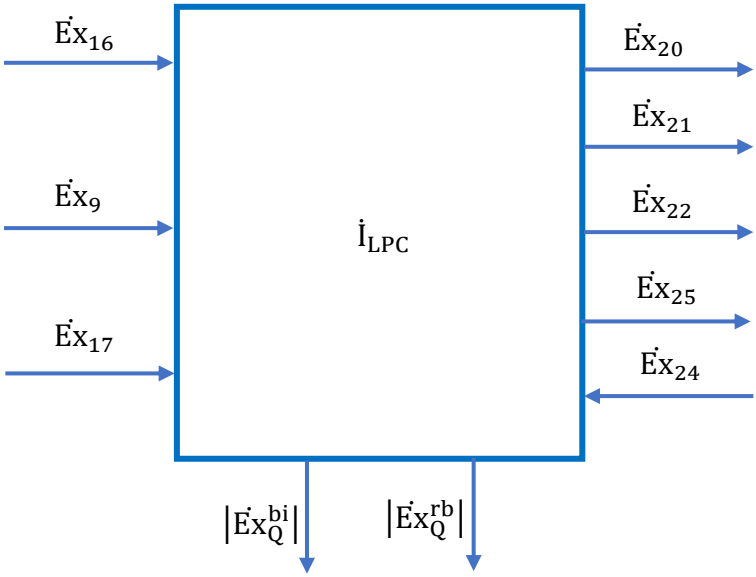


Figura 4.6. Schema interacțiunilor cu mediul exterior a zonei coloanei de distilare de joasă presiune (LPC)

Produsul coloanei de joasă presiune definit ca creșterea exergiilor chimice ale substanțelor care traversează conturul coloanei de joasă presiune este:

$$P_{LPC}^{CH} = \\ = \dot{E}x_{20}^{CH} + \dot{E}x_{21}^{CH} + \dot{E}x_{22}^{CH} + \dot{E}x_{25}^{CH} - \dot{E}x_{16}^{CH} - \dot{E}x_{9}^{CH} - \dot{E}x_{17}^{CH} - \dot{E}x_{24}^{CH} + |\dot{E}x|_Q^{bi} + |\dot{E}x|_Q^{rb} \quad (4.54)$$

Combustibilul coloanei de joasă presiune când produsul este caracterizat numai prin upgradare a exergiilor chimice este definit prin scăderea exergiilor de natură termo-mecanică ale curenților procesați:

$$Cb_{LPC}^{CH} = \dot{E}x_{16}^{TM} + \dot{E}x_{9}^{TM} + \dot{E}x_{17}^{TM} + \dot{E}x_{24}^{TM} - \dot{E}x_{20}^{TM} - \dot{E}x_{21}^{TM} - \dot{E}x_{22}^{TM} - \dot{E}x_{25}^{TM} \quad (4.55)$$

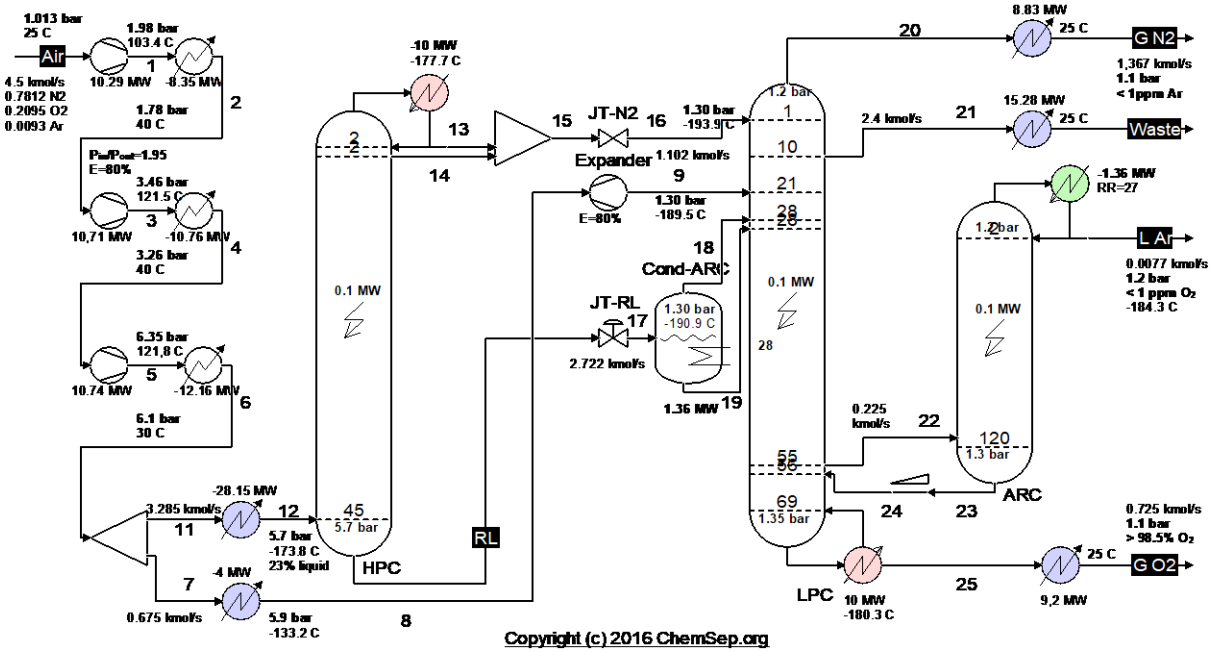
Distrugerea de exergie în LPC este:

$$\dot{I}_{LPC} = Cb_{LPC}^{CH} - P_{LPC}^{CH} \quad (4.56)$$

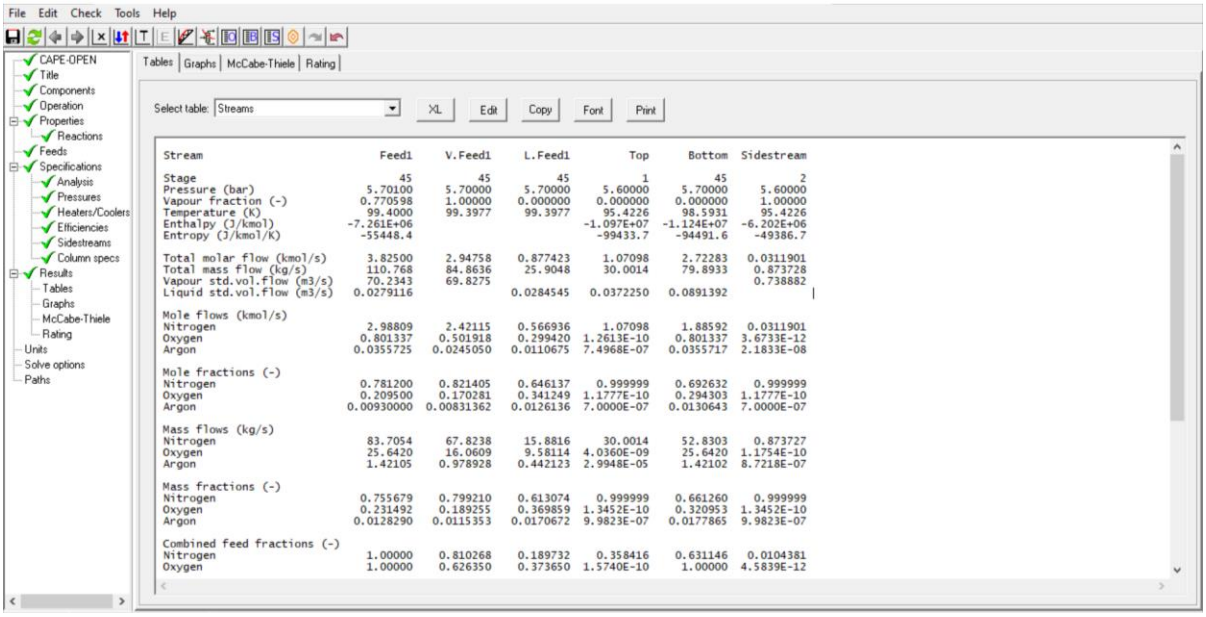
4.6 Rezultate și discuții

Modelarea funcționării instalației de separare a aerului a apelat pentru calculul coloanelor de separare la simulatorul ChemSep.

Air Separation Unit - 2000 t/day Oxygen



Stream	G N2	Waste	L Ar	25	G O2	Unit
Pressure	1.1	1.11956521739	1.2	1.35	1.25	bar
Temperature	25	25	-184.33195653	-180.321687086	25	°C
Flow rate	1.36717025164	2.4	0.00772506877116	0.725104679833	0.725104679833	kmol / s
Mole frac Nitrogen	0.999981812771	0.895106083321	5.15432166759e-09	2.65309385707e-17	2.65309385707e-17	
Mole frac Oxygen	4.77434787231e-06	0.095214732964	7e-07	0.985	0.985	
Mole frac Argon	1.34128809187e-05	0.0096791837146	0.999999294846	0.015	0.015	
Flow Nitrogen	1.3671453866	2.14825459997	3.98174893508e-11	1.9237707718e-17	1.9237707718e-17	kmol / s
Flow Oxygen	6.527346382e-06	0.228515359114	5.40754813981e-09	0.714228109635	0.714228109635	kmol / s
Flow Argon	1.83376917809e-05	0.023230040915	0.00772506332379	0.0108765701975	0.0108765701975	kmol / s
Enthalpy	-8.45380637756	-8.83755993361	-10771.5285056	-12706.3042166	-11.7951039983	kJ / kmol
Entropy	-0.705339485856	2.20508647215	-98.5705176391	-107.998082668	-1.12829829892	kJ / kmol K
Volume	0.0225248346209	0.0221297066151	2.52154589397e-05	2.51887491908e-05	0.0198088484998	m³ / mol
Vapor phase						
Mole phase fraction	1	1	0	1		
Liquid phase						
Mole phase fraction			1	1		



4.6.1 Zona de comprimare

Creșterea presiunii aerului se realizează într-un sistem de comprimare între trepte cu răcire intermediară între trepte și răcire finală.

Pentru evaluarea performanței zonei, atenția s-a îndreptat asupra pierderilor de exergie cu căldura evacuată în mediul exterior în răcitoarele sistemului de comprimare și pe distrugerea de exergie din cauza ireversibilității proceselor de comprimare.

Produsul zonei este creșterea netă a exergiei totale a aerului între intrare și ieșire iar combustibilul (resursa utilizată) este reprezentat de energia electric pentru antrenarea compresoarelor.

Tabel 4.3. Valorile exergiilor totale ale curenților de aer, ale puterii de antrenare a compresoarelor și a ale exergiilor căldurii evacuate prin sistemul de răcire

Curent de exergie	**Exergie[MW]**
AIR	0
$\left\|\dot{L}_1\right\|$	10,29
$\left\|\dot{L}_2\right\|$	10,71
$\left\|\dot{L}_3\right\|$	10,75
$\left\|\dot{E}x_{Q_1}\right\| + \dot{I}_{\Delta p_1}$	-2,3
$\left\|\dot{E}x_{Q_2}\right\| + \dot{I}_{\Delta p_2}$	-2,32
$\left\|\dot{E}x_{Q_3}\right\| + \dot{I}_{\Delta p_3}$	-2,161
$\dot{E}x_6^{TOT}$	-20,015
$\mathbf{\dot{I}_{cp} = \sum \dot{E}x_i - \sum \dot{E}x_e}$	**4,954**

Tabel 4.4. Pierderile cu exergiile căldurii evacuate în răcitoarele treptelor de comprimare

Răcitor	**Pierderea cu exergia căldurii evacuate** $\mathbf{\left\|\dot{E}x_Q\right\| + \dot{I}_{\Delta p}}$ **[MW]**
1	2,3
2	2,32
3	2,161
Total $\mathbf{Pi_Q}$	**6,781**

Pierderile si distrugerile de exergie în zona de comprimare însumează:

$\dot{I}_{Z,cp} = \dot{I}_{cp} + Pi_Q = 4{,}958 + 6{,}781 = 11{,}739\ MW$

Ponderea pierderilor și distrugerilor de exergie în zona de comprimare în consumul de combustibil al instalației globale este:

$$Y_{cp} = \frac{\dot{I}_{Z,cp}}{\left|\dot{L}_1\right| + \left|\dot{L}_2\right| + \left|\dot{L}_3\right|} = \frac{11{,}739}{31{,}75} = 0{,}37$$

Rezultă că 37% din consumul de electricitate al instalației criogenice de separare a aerului se pierde sau se distruge în zona de comprimare.

4.6.2 Coloana de distilare de înaltă presiune

Dacă se definesc produsul și combustibilul ținând cont de exergiile totale care pe lângă partea chimică mai țin cont și de presiunea și temperatura fiecărui curent de substanță, elemente care contează în aparatele care urmează în fluxul tehnologic coloanei de înaltă presiune HPC și pentru care produsul acestei coloane P_{HPC} devine combustibil se obțin rezultatele înregistrate în tabelul 4.9.

Tabel 4.5. Valorile pentru produs, combustibil și coeficient de performanță când se consider că scopul HPC este creșterea exergiei totale prin separarea curenților de substanță

$\mathbf{P_{HPC}^{TOT}}$ **[MW]**	$\mathbf{Cb_{HPC}^{TOT}}$ **[MW]**	$\mathbf{COP_{ex_HPC}^{TOT}}$ **%**
42,86	68,397	62,66

Pentru a calcula distrugerea de exergie din coloana de înaltă presiune HPC s-a apelat la teorema Gouy-Stodola în care s-au utilizat valorile entropiilor calculate cu ChemSep. (e4. 4.45).

Ceea ce conduce la o pondere a distrugerii de exergie în consumul global al instalației (6. 4.46) de

$Y_{HPC} = 8{,}3\%$

CAPITOLUL 5. ANALIZA EXERGETICĂ A ZONEI DE COMPRIMARE

Zona de comprimare a instalației de separare criogenică a aerului se compune din trei trepte de comprimare și trei schimbătoare de căldură din care două răcitoare intermediare și unul final.

5.1 Treapta de comprimare

În figura 5.1 este reprezentat în diagrama T-s procesul de comprimare în prima treaptă a compresorului.

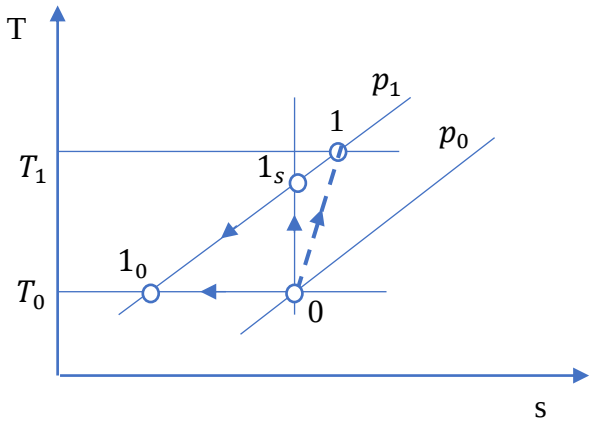


Figura 5.1. Reprezentarea în diagrama T-s a procesului de comprimare din prima treaptă

Ecuația de bilanț exergetic a treptei de comprimare, scrisă pentru 1 kmol de aer devine:

$$\sum \overline{ex}_q = \Delta\overline{ex} + \bar{l}_{cp} + \sum \bar{\imath} \qquad (5.1)$$

$$\left|\bar{l}_{cp}\right| = \bar{l}_{cp_{T0}} + \bar{\imath}_{\Delta T} + \bar{\imath}_{cp} \qquad (5.11)$$

$$COP_{ex}^{cp} = \frac{\left|\bar{l}_{cp_{T0}}\right|}{\left|\bar{l}_{cp}\right|} = 1 - \frac{\bar{\imath}_{\Delta T} + \bar{\imath}_{cp}}{\left|\bar{l}_{cp}\right|} \qquad (5.12)$$

$$COP_{ex}^{cp} = \frac{T_0 \cdot \bar{R} \cdot ln\pi}{\bar{h}_1(T_1) - \bar{h}_0(T_0)} = \frac{T_0 \cdot \bar{R} \cdot ln\pi}{\bar{h}_1(T_{0,}\pi, \eta_{s,cp}) - \bar{h}_0(T_0)} \qquad (5.17)$$

Este interesant de urmărit variația coeficientului de performanță exergetică a compresorului și a ponderilor distrugerilor de exergie la variația raportului de comprimare și a randamentului izentropic de comprimare

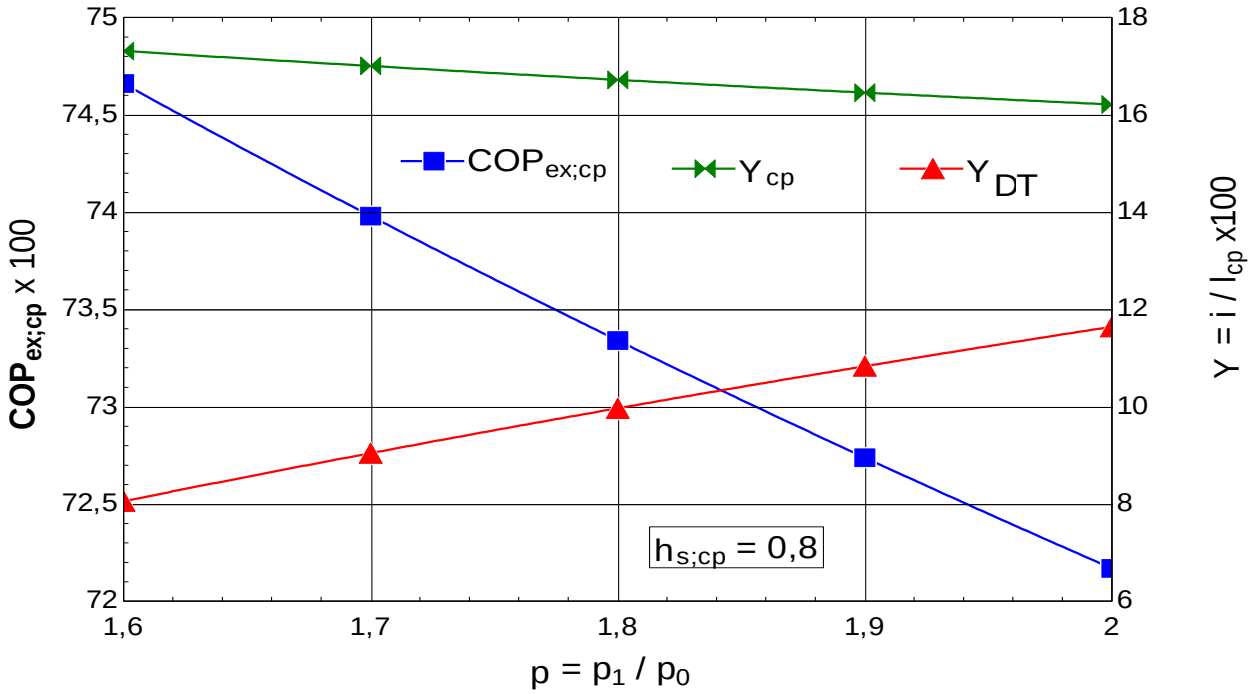


Figura 5.2. Coeficientul de performanță exergetic al treptei de comprimare și ponderea distrugerilor de exergie din puterea mecanică de antrenare în funcție de raportul de comprimare

În cazul creșterii raportului de comprimare pe treaptă, coeficientul de performanță exergetică scade datorită creșterii nedorite a temperaturii aerului refulat ($\psi_{\Delta T}$) care este mai pronunțată decât scăderea ponderii distrugerii de exergie cauzată de frecările interne (ψ_{cp})(Fig. 5.2)

5.2 Alegerea răcitoarelor intermediare și a răcitorului final pe baza generării optime de entropie (distrugerii optime de exergie)

Exergia distrusă într-un aparat de schimb de căldură se poate calcula pe baza teoremei Gouy-Stodola:

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \tag{5.19}$$

Distrugerea de exergie în răcitor

Dacă se consider numai distrugerea de exergie cauzată de transferul de căldură spre mediul de răcire (apă și în final aerul de la turn) considerat cu o bună aproximație mediul ambiant, expresia acesteia este:

$$\dot{I}_{\Delta T} = \dot{Q} \cdot T_0 \frac{T_c - T_r}{T_c \cdot T_r} = \dot{Q}\left(1 - \frac{T_r}{T_c}\right) \tag{5.40}$$

Raportând relația (5.40) la $\dot{Q}$ se obține un număr adimensional pe care îl vom denumi NEU – numărul de unități de exergie distrusă.

$$NEU = \frac{\dot{I}_{\Delta T}}{\dot{Q}} = \left(1 - \frac{T_r}{T_c}\right) \tag{5.41}$$

Primul răcitor intermediar al zonei de comprimare se caracterizează printr-un raport al capacităților calorice ale celor doi curenți

$$\mathrm{C} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{C_c}{C_r} = 0{,}14$$

Diagrama NEU - ε construită pe baza relațiilor (5.41; 5.44-46) este prezentată în figura 5.6.

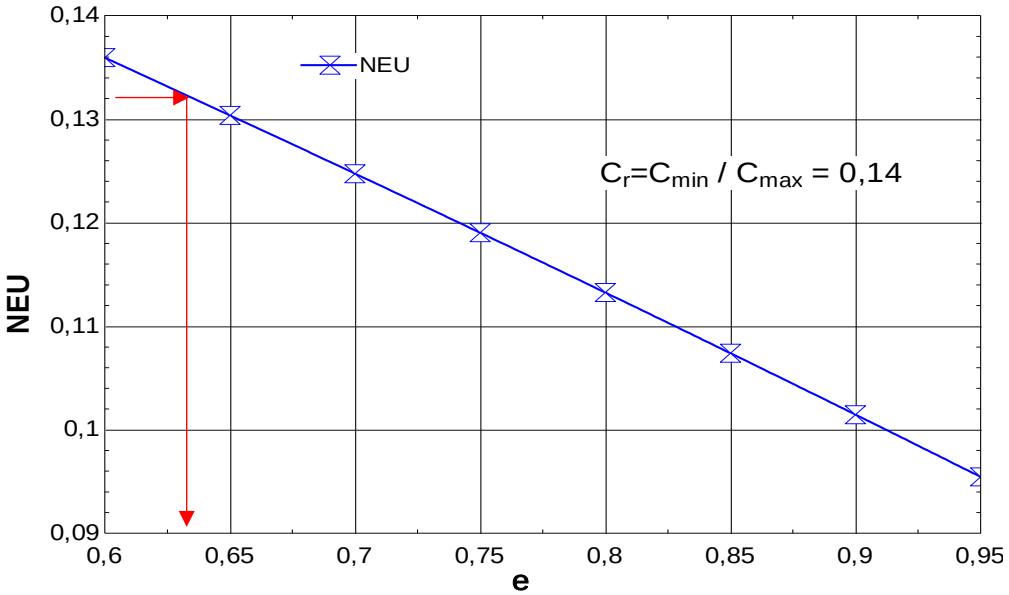


Figura 5.3. Numărul de unități de exergie distruse NTU funcție de eficiența ε a primului răcitor intermediar

Temperaturile termodinamice medii ale aerului (curentul cald) în primul răcitor și ale apei de răcire sunt:

$T_{c_1} = 343{,}7\ K$ și $T_{r1} = 298{,}33\ K$, cărora le corespunde (ec. 5.41) $NEU_1 = 0{,}132$

Din figura 5.6 valorii NEU_1=0,132 îi corespunde o eficiență termică $\varepsilon_1 = 0{,}63$

Cunoscând eficiența termică a schimbătorului de căldură pentru un număr precizat de unități de exergie distruse se poate determina numărul de unități de transfer de căldură NTU și în final conductanța (kA) a schimbătorului de căldură pe baza relației:

$$NTU = \frac{k \cdot A}{C_c} \qquad (5.33)$$

CAPITOLUL 6. ÎNCERCĂRI DE CREȘTERE A PERFORMANȚEI INSTALAȚIILOR CRIOGENICE DE SEPARARE A AERULUI

6.1 Potențialul de recuperare a căldurii evacuate de instalația de separare criogenică a aerului de la Combinatul Siderurgic Galați

Analiza exergetică a instalației scoate în evidență faptul că treapta de comprimare reprezintă o zonă cu o distrugere majoră de exergie (energie electrică); 37% din consumul de energie electrică al instalației globale este disipat în procesele ireversibile ale zonei de comprimare.

Din acest consum de exergie mai mult de jumătate (21% din consumul global) reprezintă pierderea cu exergia căldurii evacuate spre mediul exterior.

Datorită nivelului de temperatură medie, relativ redus (70-80°C) al căldurii evacuate de sistemul de răcire al compresoarelor, o soluție viabilă este transformarea acestei călduri în lucru mecanic (energie electrică) cu ajutorul unui ciclu Rankine funcționând cu fluide organice.

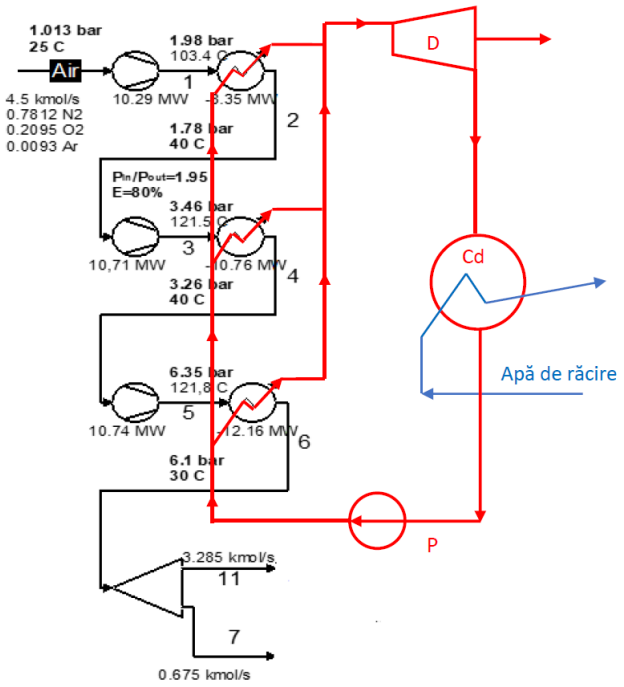


Figura 6.1. Schema utilizării ORC pentru răcirea intermediară și finală a compresoarelor

6.3.1 Ciclul ORC cu panta curbei de saturație a vaporilor nenegativă fără supraîncălzirea vaporilor la intrarea în detentor și fără schimbător de căldură recuperator intern

Schema sistemului ORC este prezentată în figura (6.13 a) iar reprezentarea ciclului în diagrama T-s, în figura (e 13.b).

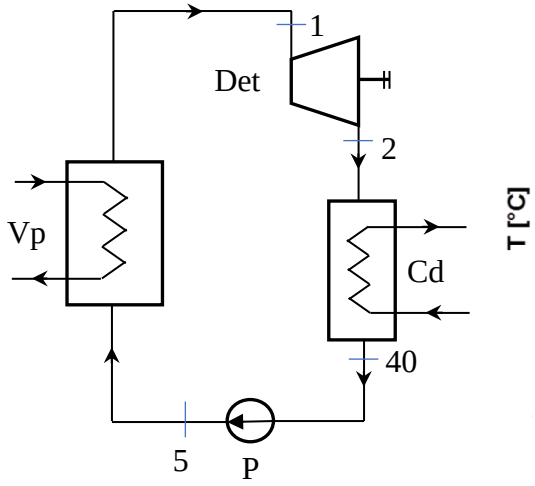


Figura 6.2. Schema sistemului ORC fără schimbător de căldură intern recuperator

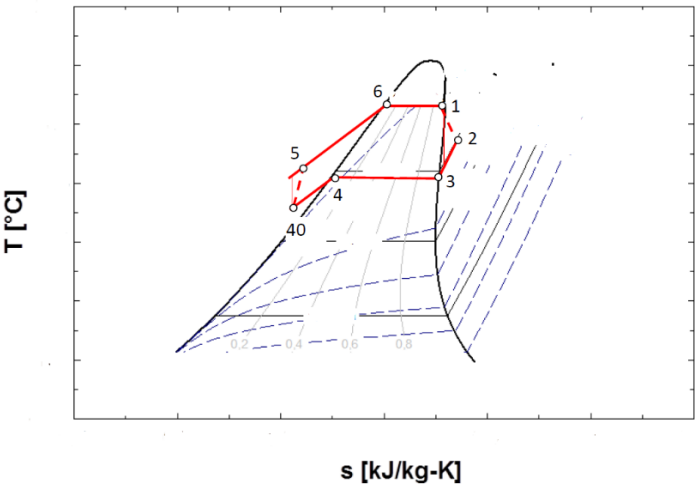


Figura 6.3. Reprezentarea în diagrama T-s a ciclului ORC fără supraîncălzirea vaporilor la intrarea în detentor și fără schimbător de căldură intern recuperator.

6.3.4 Modelarea matematică a ciclului ORC

În conceperea modelului matematic elementele principale sunt alegerea temperaturilor de vaporizare și condensare.

- Temperatura de vaporizare este impusă de diferența minimă de temperatură din vaporizator (diferența de temperatură la Pinch) care apare la sfârșitul încălzirii lichidului în vaporizator și începutul vaporizării.

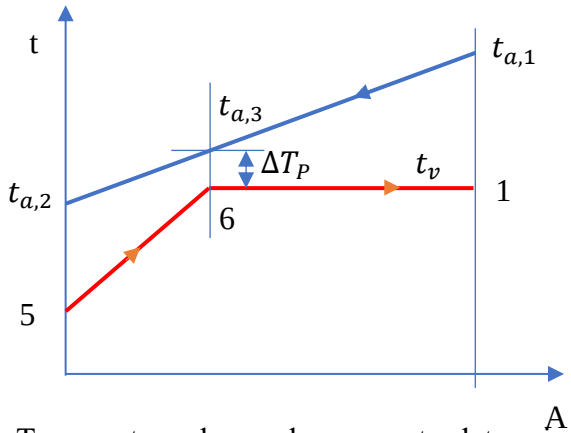


Figura 6.4. Diagrama Temperatură – Arie (T-A) a vaporizatorului ciclului ORC fără supraîncălzire și fără schimbător recuperator intern

- Temperatura de condensare este determinată de temperatura apei de răcire și diferența minimă de temperatură din condensator (diferența de temperatură la Pinch ΔT_P)

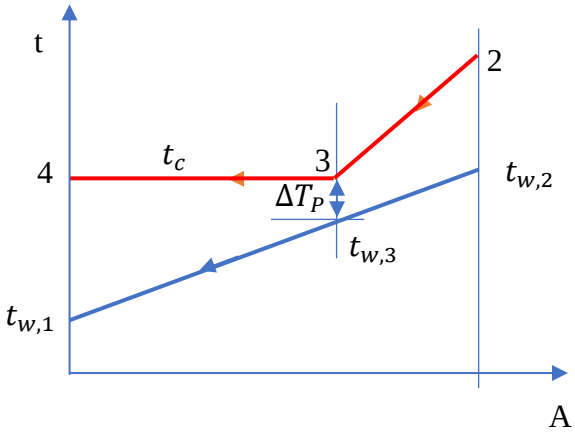


Figura 6.5. Diagrama Temperatură – Arie (T-A) a condensatorului ciclului ORC fără supraîncălzire și fără schimbător recuperator intern

6.4 Analiza exergetică

Ecuația de bilanț exergetic pentru ciclul fără supraîncălzire și fără schimbător de căldură recuperator intern (fig. 6.13) este:

$$\dot{E}x_Q^{T_{a,1-2}} = \dot{W} + \left|\dot{E}x\right|_Q^{T_{2-4}} + \dot{I}_{\Delta T,v} + \dot{I}_D + \dot{I}_P \qquad (6.47)$$

Randamentul exergetic

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}}{\dot{E}x_Q^{T_{a,1-2}}} \qquad (6.52)$$

Ponderea unei distrugeri de exergie în exergia căldurii disponibile pentru a fi recuperate

$$\psi = \frac{\dot{I}}{\dot{E}x_Q^{T_{a,1-2}}} \qquad (6.53)$$

6.5.1 Studiul performanțelor ciclului ORC funcționând cu R-245fa

Sistem ORC cu R-245fa fără supraîncălzire și fără schimbător intern recuperator (fig.6.13).

Rezultatele modelării matematice pe baza analizei exergetice a funcționării ciclului ORC cu R-245fa, fără supraîncălzire și fără schimbător de căldură intern, sunt prezentate în tabelul 6.4.

Tabel 6.1. Mărimi energetice și exergetice pentru ciclul ORC cu R-245fa, fără supraîncălzire și fără schimbător de căldură intern

t_v	η_{ex}	W	W_D	W_P	m_{orc}	t_v	ψ_v	ψ_{cd}	ψ_D	t_2	t_5
[ºC]	[%]	[kW]	[kW]	[kW]	[kg/s]	[ºC]	[%]	[%]	[%]	[ºC]	[ºC]
35	21,44	1172	1187,82	15,82	146,9	35	56,4	18,36	3,675	23,09	15,06
38	25,25	1380	1400	20	145,4	38	52,02	18,26	4,324	23,78	15,08
41	28,92	1580	1604	24	143,9	41	47,81	18,16	4,946	24,49	15,09
44	32,45	1773	1801,56	28,56	142,5	44	43,74	18,07	5,543	25,21	15,11

Distrugerile de exergie cu ponderile cele mai mari le au procesele din vaporizator (Ψ_v) și condensator-subrăcitor (Ψ_{cd}). Creșterea temperaturii agentului (t_v) care preia căldura recuperată reduce anergia acestui proces de transfer.

Creșterea temperaturii agentului ORC la preluarea căldurii recuperate din sistemul de răcire al treptei de comprimare a ASU se poate face prin recuperarea într-un schimbător intern a căldurii

vaporilor de la ieșirea din detentor în condițiile în care diferența de temperatură t_2-t_5 permite acest lucru (Fig.6.14).

Tabel 6. 2. Mărimi energetice și exergetice pentru ciclul ORC cu R-245fa, fără supraîncălzire dar cu schimbător de căldură intern

t_v	η_{ex}	W	m_{orc}	ψ_v	ψ_{cd}	ψ_D	t_2	t_5	t_7	t_8
[°C]	[%]	[kW]	[kg/s]	[%]	[%]	[%]				
35	21,7	1186	148,6	56,03	18,31	3,719	23,09	15,06	20,46	16,95
38	25,62	1400	147,5	51,51	18,18	4,386	23,78	15,08	20,57	17,38
41	29,41	1607	146,4	47,14	18,06	5,029	24,49	15,09	20,67	17,83
44	33,08	1808	145,3	42,9	17,93	5,651	25,21	15,11	20,78	18,29
47	36,64	2002	144,3	38,79	17,81	6,251	25,95	15,13	20,89	18,75

Creșterea puterii mecanice oferite de ciclul ORC la scăderea distrugerii de exergie în vaporizator, prin recuperare internă cu consecința măririi temperaturii agentului ORC la intrarea în vaporizator în zona de încălzire, ne îndeamnă să încercăm reducerea în continuare a acestei distrugeri prin supraîncălzire.

Rezultatele analizei comparative pentru cele trei scheme – fără supraîncălzire și fără schimbător recuperator intern (Fig. 6.13), fără supraîncălzire și cu schimbător recuperator intern (Fig. 6.14) și în final schema cu supraîncălzire și schimbător recuperator intern sunt prezentate în tabelul 6.7.

Tabel 6.3. Analiză comparativă - Mărimi energetice și exergetice pentru diferite tipuri de cicluri ORC cu R-245fa, (t_v = 45 °C)

Tip ciclu	η_{ex}	W	m_{orc}	ψ_v	$\psi_{înc}$	ψ_{zvap}	$\psi_{sî}$	ψ_{cd}	ψ_D
	[%]	[kW]	[kg/s]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
Fără SCI fără supraîncălzire	33,6	1836	142	42,42	4,803	37,61	-	18,04	5,737
Cu SCI fără supraîncălzire	34,28	1873	144,96	41,52	3,743	37,77	-	17,89	5,853
Cu SCI și supraîncălzire ΔTsî=10K	35,51	1940	143,6	39,59	1,916	34,4	3,265	17,87	5,856

Din analiza comparativă prezentată în tabelul 6.7 se observă trendul descrescător al distrugerii de exergie în vaporizator pe măsură ce crește temperatura fluidului ORC și scade diferența de temperatură între aerul care trebuie răcit și fluidul ORC care preia căldura. Acest fapt este confirmat și de studiile [119], [120].

În condițiile impuse de recuperarea căldurii evacuate de treapta de comprimare a instalației de separare criogenică a aerului de la Combinatul Siderurgic Galați și în urma studiului comparativ folosind diferite fluide organice, au rezultat următoarele (Tabelul 6.11)

Tabel 6.4. Parametrii de performanță ai ciclurilor ORC cu funcționând cu diferiți agenți de lucru

Fluid ORC	$\dot{W}$ [kW]	$\dot{m}$ [kg/s]	η_{ex} [%]	Condiții funcționale
R-245fa	1940	143,6	35,51	Ciclu cu supraîncălzire $\Delta T_{sî}$=10K și schimbător intern recuperator t_V=45^{O}C;
n-pentan	1956	75,06	35,8	Ciclu cu supraîncălzire $\Delta T_{sî}$=10K și schimbător intern recuperator t_V=45^{O}C;
R-123	1963	160,5	35,92	Ciclu cu supraîncălzire $\Delta T_{sî}$=10K și schimbător intern recuperator t_V=45^{O}C;
R717	1991	23,53	36,43	Ciclu cu supraîncălzire $\Delta T_{sî}$=30K și fără schimbător de căldură intern t_V=45^{O}C

Concluzii finale

Studiul de optimizare al proceselor de separare a gazelor și al instalației de separare criogenică a gazelor, în ansamblul ei, bazat pe principiile analizei exergetice, reprezintă o contribuție originală a tezei de doctorat.

Cunoșterea valorilor exergiei curenților purtători de energie din punct de vedere mecanic, termic și chimic a permis în cadrul tezei identificare zonelor disipative cu consumuri mari de energie utilizabilă (exergie) identificând posibilități originale de reducere a distrugerilor sau de recuperare a pierderilor de energie utilizabilă transferată fără nicio utilizare în mediul ambiant.

Soluția și studiul de recuperare a căldurii evacuate din treapta de comprimare cu ajutorul unor cicluri ORC reprezintă o contribuție originală.

Recuperarea căldurii evacuată la răcirea aerului în treapta de comprimare a instalației criogenice de separare a aerului de pe platforma Combinatului Siderurgic Galați cu ajutorul unui ciclu ORC și transformarea acesteia în energie electrică este o soluție viabilă. Se poate diminua astfel consumul total de energie electrică pentru antrenarea compresoarelor cu 6%.

Articole publicate

S. Bucsa, D. Dima, A. Serban, M. F. Stefanescu, V. Popa, and A. Dobrovicescu, "Heat exchanger design based on minimum entropy generation," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 595, no. 1, 2019, doi: 10.1088/1757-899X/595/1/012020.

D. Dima, **S. Bucsa**, C. Ionita, E. E. Vasilescu, A. Dobrovicescu, and E. Niculae, "Heat transfer characteristics of a gas cooler," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 595, no. 1, 2019, doi: 10.1088/1757-899X/595/1/012028.

Bucşă S., Năstase G., Şerban A., Ciocan M., Drughean L., "Cooling and dehumidification systems used in air separation", 19 th *International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM 2019,* Volume 19, Issue 6.1, Pages 139 – 144, ISSN 13142704, ISBN 978-619740876-8, DOI 10.5593/sgem2019/6.1/S24.018

Serban, A., Stefanescu, M-F, Nastase, G., Ciocan, M., **Bucsa**, S., Dobrovicescu, A., Exergetic „Analysis of a Cogeneration System for Cooling and Heating", *2018 UBT INTERNATIONAL CONFERENCE*, PP 26-31 . DOI 10.33107/ubt-ic.2018.150, https://knowledgecenter.ubt-uni.net/cgi/viewcontent.cgi?article=1772&context=conference

Cuvinte cheie : separarea criogenică a aerului, analiza exergetică, distrugere de exergie, recuperarea căldurii, cicluri ORC

Bibliografie

[7] Y. E. Yuksel, M. Ozturk, and I. Dincer, "Analysis and assessment of a novel hydrogen liquefaction process," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 16. pp. 11429–11438, 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.03.064.

[8] M. Asadnia and M. Mehrpooya, "A novel hydrogen liquefaction process configuration with combined mixed refrigerant systems," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 23. pp. 15564–15585, 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.04.260.

[26] G. Chen, "Configuration of air separation unit for steelworks," *Gas.Sep.*, vol. 1, p. 4, 2005.

[27] L. Tong *et al.*, "Exergy and energy analysis of a load regulation method of CVO of air separation unit," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 80, pp. 413–423, 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.074.

[51] M. Mansoury, S. Jafarmadar, and S. Khalilarya, "Energetic and exergetic assessment of a two-stage Organic Rankine Cycle with reactivity controlled compression ignition engine as a low temperature heat source," *Energy Convers. Manag.*, vol. 166, no. November 2017, pp. 215–232, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.04.019.

[52] V. Badescu, M. H. K. Aboaltabooq, H. Pop, V. Apostol, M. Prisecaru, and T. Prisecaru, "Design and operational procedures for ORC-based systems coupled with internal combustion engines driving electrical generators at full and partial load," *Energy Convers. Manag.*, vol. 139, pp. 206–221, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.02.046.

[119] Y. Dai, J. Wang, and L. Gao, "Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery," *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 3, pp. 576–582, 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2008.10.018.

[120] A. Landelle, N. Tauveron, P. Haberschill, R. Revellin, and S. Colasson, "Organic Rankine cycle design and performance comparison based on experimental database," *Appl. Energy*, vol. 204, pp. 1172–1187, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.04.012.