



MINISTERUL EDUCAȚIEI
Universitatea Națională de Știință și Tehnologie
POLITEHNICA București
Școala Doctorală de Inginerie Mecanică și Mecatronică



TEZĂ DE DOCTORAT

REZUMAT

**Optimizarea funcționării condensatorului instalației
de distilare criogenică a hidrogenului și testarea
performanțelor energetice ale acestuia pe o instalație
echipată cu un crio-refrigerator de tip Gifford-McMahon**

Conducător de doctorat: Prof. Dr. Ing. Viorel BĂDESCU

Comisia de doctorat: Prof. Dr. Ing. Radu CHIRIAC

Prof. Dr. Ing. Valentin APOSTOL

CS1 Dr. Ing. Sebastian BRAD

Prof. Dr. Ing. Florin IORDACHE

Autor: Brill Cătălin

București

2024

CUPRINS

	T	R
ABSTRACT	1	-
CUPRINS	2	1
LISTĂ DE FIGURI	7	-
LISTĂ DE TABELE	12	-
1. INTRODUCERE	13	6
1.1. Rolul condensatorului într-o instalație de distilare izotopică și criogenică	16	7
1.2. Obiectivele tezei de doctorat	19	8
1.3. Structura tezei de doctorat	20	8
2. TEHNOLOGII DE LICHEFIERE ȘI SEPARARE IZOTOPICĂ A HIDROGENULUI	23	11
2.1. Proprietățile specifice ale hidrogenului la temperaturi joase	23	-
2.1.1. Forme izotopice ale hidrogenului	24	-
2.1.2. Estimarea proprietăților termodinamice ale hidrogenului	26	-
2.1.2.1. Ecuații de stare pentru hidrogen	27	-
2.2. Separarea izotopică a hidrogenului prin metoda distilării criogenice.....	28	-
2.2.1. Descrierea metodei de separare izotopică a hidrogenului prin distilare criogenică	28	-
2.2.2. Principiul de funcționare al instalațiilor de distilare criogenică a hidrogenului.....	31	11
2.2.2.1. Metode și etape necesare pentru stabilizarea procesului de distilare criogenică	38	13
2.3. Metode și tehnologii de lichefiere și stocare a hidrogenului utilizate in cadrul proceselor de distilare criogenică	42	-
2.3.1. Controlul modificărilor orto-para ca factor determinant pentru un proces de distilare stabil și stocarea hidrogenului pe termen lung	43	-
2.3.2. Metodele de lichefiere a gazelor in procesele de separare izotopică	45	-
2.3.3. Utilizarea refrigeratoarelor criogenice in procesele de lichefiere și separare izotopică a gazelor	49	-
2.3.3.1. Principiul general de funcționare al refrigeratorului criogenic cu gaze	50	-
2.3.3.2. Clasificarea refrigeratoarelor criogenice cu gaze in funcție de aplicații	51	-
2.3.3.3. Evoluția schemelor de funcționare și a performanțelor tehnice ale refrigeratoarelor criogenice cu ciclu închis.....	54	-
2.3.3.4. Principiul de funcționare al refrigeratoarelor criogenice cu sistem regenerativ	57	-
2.3.3.5. Principiul de funcționare și evoluția performanțelor tehnice ale regeneratorului crio-refrigeratoarelor	68	-
2.3.3.6. Principiul de funcționare al refrigeratoarelor criogenice cu sistem recuperativ.....	72	-
2.3.3.7. Perspective viitoare ale crio-refrigeratoarelor criogenice.....	73	-
3. EVALUAREA PERFORMANȚELOR ENERGETICE ȘI EXERGETICE ALE INSTALAȚIEI ACTUALE de DISTILARE CRIOGENICĂ H₂-D₂	75	15
3.1. Date de proiectare a procesului de distilare criogenică și separare izotopică	75	-
3.2. Descrierea instalației de separare izotopică H ₂ -D ₂ cu coloană de distilare criogenică	76	15

3.3. Caracteristici tehnice și de funcționare ale mașinii frigorifice de răcire a instalației de distilare criogenică	81	-
3.4. Desfășurarea testelor cu noul tip de condensator montat pe instalația de distilare criogenică	88	18
3.5. Calculul eficienței proceselor din cadrul instalației de distilare criogenică	93	-
3.5.1. Calculul termodinamic al proceselor de refrigerare și lichefiere din cadrul instalațiilor de distilare criogenică	94	-
3.5.2. Lucrul mecanic minim și eficiența proceselor de refrigerare criogenică	97	-
3.5.3. Calculul eficienței crio-generatorului PPH al coloanei de distilare	100	-
3.5.4. Calculul exergetic al instalației de distilare criogenică a hidrogenului cu crio-generator Stirling PPH	105	-
3.5.4.1. Introducere	105	-
3.5.4.2. Metoda exergetică de evaluare a eficacității proceselor	108	21
3.5.4.2.1. Forme ale exergiei	109	-
3.5.4.3. Calculul exergetic al procesului de lichefiere a hidrogenului cu crio-generator PPH pentru coloanele de distilare criogenică	112	-
3.5.4.3.1. Calculul exergetic al crio-generatorului Stirling PPH cu regenerare parțială a căldurii	117	22
3.5.4.4. Calculul exergetic al coloanei de distilare criogenică a hidrogenului cu crio-generator Stirling PPH	121	-
3.5.4.4.1. Introducere	121	-
3.5.4.4.2. Exergia separării	122	-
3.5.4.4.3. Calculul exergetic al coloanei de distilare criogenică a hidrogenului	124	-
3.5.4.4.4. Calculul exergetic al coloanei de distilare criogenică a hidrogenului în condiții adiabatice	127	25
3.5.4.4.5. Calculul exergetic al coloanei de distilare criogenică a hidrogenului în condiții ne-adiabatice	129	28
3.5.4.4.6. Ireversibilități în condensator și fierbător	130	28
3.5.4.4.7. Metode de minimizare a ireversibilităților și de creștere a eficienței în funcționare a condensatorului instalației de distilare criogenică	131	29
4. DESCRIEREA TEHNICĂ ȘI FUNCȚIONALĂ A STANDULUI EXPERIMENTAL	135	32
4.1. Componența standului experimental	135	-
4.1.1. Descrierea componentelor principale ale standului experimental	135	-
4.1.2. Dimensionarea pieselor componente la rezistență mecanică	137	-
4.1.2.1. Introducere	137	-
4.1.2.2. Descrierea gâtului criostatului și dimensionare mecanică	138	-
4.1.2.3. Descrierea rezervorului de hidrogen lichid și dimensionare mecanică	140	-
4.1.2.4. Descrierea criostatului vidat și dimensionare mecanică	142	-
4.1.2.5. Descrierea condensatorului	145	-
4.1.3. Aparatura de măsură, instrumentația și elementele speciale de asamblare utilizate în instalație	147	-
4.1.3.1. Pompa de vid preliminar și înalt	147	-

4.1.3.2. Senzori de temperatură	148	-
4.1.3.2.1. Senzori de temperatură de tip diodă	148	-
4.1.3.2.2. Senzori de temperatură de tip termocuplu	148	-
4.1.3.2.3. Senzori de temperatură de tip platină	149	-
4.1.3.3. Regulator de temperatură	149	-
4.1.3.4. Traductor de presiune	150	-
4.1.3.5. Regulator de debit integrat cu debitmetru de gaze	150	-
4.1.3.6. Indicator de nivel lichid	151	-
4.1.3.7. Sursa de tensiune electrică	152	-
4.1.3.8. Rezistențe electrice de încălzire	152	-
4.1.3.9. Fitinguri și ventile	153	-
4.2. Metoda de testare a condensatorului	154	32
4.2.1. Generalități	154	-
4.2.2. Metoda experimentală de determinare a coeficientului de transfer termic al condensatorului instalației de lichefiere hidrogen	159	35
4.3. Metoda de măsurare și determinare a datelor experimentale.....	167	-
4.3.1. Erorile de măsură ce pot apărea în desfășurarea experimentului	170	-
4.3.1.1. Estimarea erorilor de măsurare	170	-
4.4. Desfășurarea testelor preliminare de performanță pentru determinare capacitate crio-refrigerator GM RDK-415D în domeniul de testare condensatoare.....	173	37
4.4.1. Metodă alternativă de estimare a capacității și ratei de condensare a mașinii frigorifice crio-refrigeratorului GM RDK-415D	176	39
5. MODELUL TEORETIC AL CONDENSATORULUI	182	40
5.1. Calculul sarcinii termice a instalației formată din criostat răcit cu crio-refrigerator GM	182	-
5.2. Calculul sarcinii termice din exterior	183	-
5.2.1. Sarcina termică datorată transferului prin conducție termică	184	-
5.2.2. Sarcina termică datorată transferului conductiv prin gazele reziduale	185	-
5.2.3. Sarcina termică datorată transferului prin radiație termică	188	-
5.3. Sarcina termică datorată transferului prin conducție termică și a efectului Joule generat de conductorii termici	192	-
5.4. Sarcina totală a instalației criogenice	193	40
5.5. Analiza pierderilor termice din sistemul criogenic și metode de reducere a acestora prin proiectare	194	-
5.5.1. Proprietăți specifice materialului care influențează eficiența răcirii prin conducție termică	194	-
5.5.2. Calculul grosimii ecranului de radiație al criostatului	196	-
5.5.3. Determinarea ratei de evaporare a hidrogenului lichid în camera de lichefiere	197	-
5.5.3.1. Determinarea ratei de evaporare maximă a hidrogenului lichid în camera de lichefiere	197	41
5.5.3.2. Determinarea ratei de evaporare în rezervorul de hidrogen lichid în condițiile unui vid imperfect	198	-

5.6. Determinarea coeficientului mediu de transfer de căldură a hidrogenului lichid in camera de lichefiere și dimensionarea condensatorului	200	-
5.6.1. Introducere	200	-
5.6.2. Calculul teoretic al coeficientului mediu de transfer de căldură la suprafața condensatorului	200	-
5.6.3. Calculul înălțimii condensatorului in funcție de rata de condensare pe capul condensatorului	204	41
5.6.4. Concluzii	206	-
6. OPTIMIZAREA GEOMETRICĂ A CONDENSATORULUI PRIN MINIMIZAREA PRODUCȚIEI DE ENTROPIE	209	43
6.1. Introducere	209	-
6.2. Identificarea și centralizarea tuturor variabilelor independente	212	-
6.3. Criteriul de performanță	214	-
6.4. Confișurațiile geometrice optimizate	218	-
6.5. Modelul matematic MPE pentru optimizarea geometriei condensatorului cu un singur pin	219	-
6.6. Modelul matematic MPE pentru optimizarea geometriei condensatorului cu rețea de pini	229	45
6.7. Formularea problemei de optimizare	234	48
6.8. Tehnica de optimizare	236	50
6.9. Soluția optimă și sensibilitatea soluției rezultată	237	51
6.10. Rezultate și concluzii	238	52
7. CONFIRMAREA PRIN SIMULARE NUMERICĂ A MODELULUI DE CONDENSATOR OPTIMIZAT	243	56
7.1. Introducere	243	-
7.2. Ante-calculul	246	-
7.2.1. Crearea modelului geometric de condensator pentru hidrogen	247	-
7.3. Modelare matematică	252	-
7.3.1. Definierea sarcinilor și condițiilor la limită	252	59
7.3.2. Stabilirea ecuațiilor de rezolvare a modelului matematic de simulare a curgerii	254	60
7.4. Rezolvarea modelului matematic	258	61
7.5. Post-calcul	259	62
8. ANALIZA FUNCȚIONALĂ A CONDENSATORULUI ȘI EVALUAREA PERFORMANȚELOR	264	67
8.1. Planificare experimente condensator hidrogen	264	67
8.2. Metoda de evaluare a coeficientului de transfer termic al condensatorului	266	68
8.3. Metoda de desfășurare a determinărilor experimentale	266	-
8.3.1. Măsurile de siguranța și securitatea muncii	266	-
8.3.2. Vidarea și răcirea instalației	267	-
8.3.3. Umplerea instalației	269	-
8.3.4. Măsurarea și reglarea nivelului de lichid în camera de testare	269	-
8.3.5. Confișurarea instalației experimentale pentru determinarea datelor	272	68
8.3.6. Modul de determinare a datelor experimentale	275	71
8.3.7. Oprirea și încălzirea instalației	277	-

8.4. Metodologia de prelucrare a datelor experimentale	277	-
8.5. Rezultatele experimentelor cu funcționarea condensatoarelor de modele diferite montate pe instalația răcită cu crio-refrigerator GM SRDK-415D	279	
8.5.1. Determinarea experimentală a coeficientului de transfer termic a condensatoarelor cu diferite geometrii de schimb de căldură	280	71
8.6. Rezultatele experimentelor cu noul tip de condensator montat pe instalația răcită cu crio-refrigerator GM SRDK-415D	286	-
8.6.1. Introducere	286	-
8.6.2. Determinarea experimentală a coeficientului de transfer termic la condensare, la presiuni și temperaturi diferite de lucru, pentru condensatorul cu pini optimizat	286	76
9. CONCLUZII	290	79
C1. CONCLUZII GENERALE	290	79
C2. CONTRIBUȚIE PERSONALĂ	293	82
C3. CONTRIBUȚIE ORIGINALĂ	295	83
C4. DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE	296	84
10. ANEXE		-
A1. ESTIMAREA FORȚEI ȘURUBULUI DIN CUPLUL APLICAT STRÂNGERII ASAMBLĂRILOR TERMICE	298	-
A2. PARAMETRII ECUAȚIEI VITEZEI DE REACȚIE LA CONVERSIA ORTO-PARA A HIDROGENULUI (VALORI CRITICE)	299	-
NOTAȚII	300	-
ACRONIME / PRESCURTĂRI	304	-
INDICI	305	-
LITERE GRECEȘTI	306	-
ARTICOLE PUBLICATE	308	86
BREVETE DE INVENȚIE	310	-
BIBLIOGRAFIE	311	88

Cuvinte cheie: condensator, crio-refrigerator, distilare criogenică, separare izotopică, exergie, condensare peliculară, conducție termică

1. INTRODUCERE

Având în vedere orientarea mondială de trecere a economiei mondiale la utilizarea hidrogenului ca sursă energetică de bază implică faptul că distilarea criogenică devine esențială ca și tehnologie de separare și purificare a hidrogenului [22]. Atingerea și menținerea temperaturilor criogenice de 20 K, la care se desfășoară separarea izotopică a hidrogenului, este un proces mai costisitor și mai dificil decât realizarea temperaturilor pozitive de fierbere. De aceea, se utilizează cicluri de lichefiere speciale, în instalații prevăzute cu izolații termice de calitate superioară. Pe de altă parte, la temperaturi criogenice hidrogenul și izotopii săi dezvoltă izomerie de spin, adică formele orto și para, care determină evaporarea unei părți de lichid, reacția fiind exotermă. Toate aceste particularități tehnice și de funcționare, înregistrate din experiența tehnologică, conduc la o instabilitate sporită a instalațiilor de separare izotopică datorită condițiilor nestaționare de desfășurare a procesului. De aceea, o cerință importantă pentru ciclul criogenic este ca temperatura minimă realizată să aibă stabilitate mare atunci când apar oscilații ale parametrilor nominali de funcționare ai instalației de distilare. Așadar, împreună cu diametrul coloanei și capacitatea fierbătorului, forma și dimensiunea condensatorului reprezintă parametrii foarte importanți în funcționarea eficientă a coloanei de distilare necesitând experimentarea diferitelor soluții tehnice. În urma cercetărilor realizate în acest domeniu, s-a proiectat instalația “Pilot Experimental pentru Separarea Tritiului și Deuteriului” (PESTD) prin transformarea tehnologiei de laborator în tehnologie de nivel industrial, echivalentă cu o unitate de detritiere CANDU [1]. Pentru această instalație, au fost dezvoltate standuri experimentale suplimentare pentru testarea componentelor coloanelor: criostat, schimbătoare de căldură, condensator sau fierbător.

Continuând această direcție de dezvoltare, am conceput și testat un nou model de condensator de formă conică realizat din cupru OFHC, piesă care se sudează disimilar de corpul din oțel inoxidabil al coloanei. Forma conică permite evitarea condensării peliculare a lichidului criogenic și favorizează realizarea unei condensări în picături mult mai eficientă. Testele se realizează separat de coloana de distilare, pe un stand criogenic la scară mică dotat cu o unitate de lichefiere a hidrogenului: crio-refrigeratorul Gifford-McMahon 4k cu două trepte de răcire. Pentru manevrabilitate condensatorul este fixat, într-un sistem de asamblare demontabil, la partea superioară a unui rezervor de hidrogen, protejat de un ecran de radiații în interiorul unei camere de vid cu diametrul de 370 mm și înălțimea de 730 mm. Metoda propusă este de a lichefia continuu hidrogen utilizând condensatoare de diferite mase și configurații geometrice pentru comparare mod de transfer termic.

1.1 ROLUL CONDENSATORULUI ÎNTR-O INSTALAȚIE DE DISTILARE IZOTOPICĂ și CRIOGENICĂ

În această lucrare am realizat cercetări privind metodele de îmbunătățire a performanțelor instalațiilor de distilare criogenică în următoarele direcții:

- stabilizare nivel de lichid în condensatorul instalației de lichefiere prin minimizarea oscilațiilor în funcționare și
- creșterea eficienței procesului de lichefiere prin mărirea debitului de lichid la nivelul suprafeței reci a condensatorului instalației de lichefiere.

Pe parcursul lucrării este prezentat conceptul unei noi generații de condensatoare de conductivitate înaltă, prin dezvoltarea modelului inițial de condensator cu suprafață plană în configurații geometrice rezultate din prelucrarea acestuia cu suprafețe extinse de schimb termic (pini sau nervuri) și canale, care permit disiparea căldurii și modul de condensare în formă de picături. Actuala lucrare științifică argumentează alegerea constructivă propusă prin minimizarea condițiilor de condensare sub formă peliculară precum și prin îmbunătățirea modului de transfer termic rezultat din implementarea acestei inovații. Testarea conductivității condensatoarelor necesită condiții diferite față de conceptul de testare utilizat la caracterizarea catalizatorilor comerciali de lichefiere [13], cum ar fi un domeniu mai larg de temperaturi și testare pe o perioadă mai mare pentru a se ajunge la starea de echilibru.

Metoda propusă în cadrul tezei, de testare a componentelor separat de coloana de distilare are o utilizare largă [14], fiind aleasă pentru manevrabilitate ușoară și evitarea riscurilor manipulării cantităților mari de hidrogen lichid pe o durată lungă de testare [7]. Conform celor prezentate, lucrarea prezintă un lichefiator de hidrogen experimental, la scară mică, realizat pentru determinarea coeficientului de transfer de căldură al acestor noi tipuri de condensatoare. Pe acest stand experimental sunt recreate condițiile specifice proceselor de transfer termic [15] din coloanele de distilare criogenică. Metoda propusă se bazează pe determinarea coeficientului de transfer termic la condensarea hidrogenul gaz pe suprafața condensatorului [16] răcit în a doua treaptă a crio-refrigeratorului GM la temperatura de 20K. Condensatorul este asamblat pe un rezervor de lichid în interiorul unei camere de vid. Lichidul format este colectat la baza rezervorului sub formă de condensat, nivelul temperaturii acestuia fiind controlat prin intermediul unor surse electrice de căldură. Referitor la creșterea transferului termic, opțiunea pentru materialul condensatorului este cuprul OFHC [14]. Se urmărește minimizarea oscilațiilor de nivel de lichid prin minimizarea condițiilor formării peliculei de condensat și facilitarea curgerii prin picături, unitatea de testare permițând utilizarea condensatoarelor de forme diferite pentru determinarea geometriei optime în acest sens.

1.2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

Obiectivele principale ale acestei lucrări sunt:

- a) Studiul posibilității înlocuirii actualului condensator tubular al instalației de distilare izotopică și criogenică a hidrogenului cu un nou tip de condensator, în scopul îmbunătățirii performanțelor frigorifice ale procesului de separare izotopică și criogenică, cu un consum de energie similar sau mai mic și impact minim asupra mediului înconjurător;
- b) Dezvoltarea unui model de calcul a minimizării producerii de entropie care să poată fi utilizat pentru calculul condensatoarelor din cadrul instalațiilor de separare izotopică și criogenică;

prin realizarea următoarelor obiective specifice:

- a.1) Creșterea randamentului exergetic al instalației de distilare izotopică și criogenică a hidrogenului prin optimizarea geometrică și funcțională a noului model de condensator al instalației de separare izotopică și criogenică;
- b.1) Realizarea unui program de calcul de minimizare a producerii de entropie pentru optimizarea geometrică a condensatoarelor instalațiilor de distilare criogenică a izotopilor de hidrogen în cadrul unei game cât mai largi de materiale, de valori ale invarianților Reynolds și Prandtl, grosime a plăcii de bază, dimensiuni și distanțe între pini.

1.3 STRUCTURA TEZEI DE DOCTORAT

Teza este structurată sub forma a 9 capitole. În primul capitol se realizează o introducere în domeniul distilării izotopice a gazelor și a legăturii cu domeniul criogenic. Este adus în atenție rolul condensatorului într-o instalație criogenică de distilare izotopică și modalitățile de stabilizare a proceselor frigorifice. În funcție de argumentațiile aduse în acest capitol sunt prezentate obiectivele tezei de doctorat și structura tezei de doctorat.

Capitolul 2 prezintă un studiu bibliografic al literaturii de specialitate, privind stadiul actual al performanțelor tehnologiilor criogenice de distilare izotopică cu precădere a metodelor și tehnologiilor de stabilizare a proceselor tehnologice.

Capitolul 3 prezintă caracteristicile și evaluarea performanțelor energetice și exergetice ale instalației actuale de distilare criogenică H_2-D_2 pentru testare componente PEST, asamblată în cadrul Laboratorului de criogenie al institutului de cercetare ICSI Râmnicu Vâlcea. Se evaluează pierderile exergetice prin ireversibilitatea proceselor pentru echipamentele

componente ale instalației dar și modalitățile de diminuare a acestora. Una dintre soluțiile de îmbunătățire identificate este schimbarea condensatorului cu un alt condensator diferit conceptual ca și construcție, respectiv din material cupru și de formă conică. Acest nou tip de condensator este testat inițial pe actuala instalație operațională de separare izotopică și criogenică H₂-D₂. La finalul capitolului sunt comparate eficiențele exergetice ale funcționării acestei instalații pentru cele două cazuri de utilizare a condensatorului, de tip tubular respectiv conic. Determinarea unei eficiențe exergetice superioară pentru condensatorul conic, precum și prezentarea disfuncționalităților tehnice ale prezentului condensator tubular aduc argumente în susținerea continuării pe parcursul tezei a studiului implicațiilor de ordin tehnic a utilizării noului tip de condensator în instalațiile de separare criogenică a hidrogenului.

În capitolul 4 este prezentat standul experimental, realizat separat în cadrul Laboratorului de criogenie al ICSI, și dedicat pentru testarea noului tip de condensator din cupru, în diferite variante constructive. În acest capitol se descriu tehnic și funcțional toate elementele principale ale acestui stand de testare, respectiv, ansamblul criostat și sursa de frig, camera de lichefiere și condensatorul. Standul experimental realizat are dimensiuni la scară redusă, raportat la instalația actuală de distilare criogenică H₂-D₂, acesta fiind echipat cu un cap de răcire de tip Gifford-McMahon. Condițiile experimentale, create special pentru studiul din prezenta lucrare, au condus la realizarea de teste rapide și elocvente. Noul tip de condensator optimizat testat pe instalația răcită cu crio-refrigeratorul Gifford-McMahon va fi montat și testat ulterior pe coloana de separare izotopică aferentă instalației actuale de distilare criogenică H₂-D₂, pentru confirmarea rezultatelor obținute.

Capitolul 5 descrie modelul teoretic de calcul de dimensionare al noului model de condensator ca parte integrantă a standului experimental criogenic de lichefiere a hidrogenului, special asamblat. Sunt determinate încărcările termice exterioare și interioare ale sistemului criogenic, coeficienții de transfer de căldură și pierderile termice în sistem. Este realizată la final o proiectare dimensională a condensatorului instalației.

Capitolul 6 descrie modelul teoretic de optimizare a noului model de condensator, proiectat pentru distilare izotopică și criogenică a hidrogenului, prin luarea în calcul a pierderilor exergetice. Se utilizează în acest sens metoda de minimizare a producției de entropie. În acest capitol se realizează o scurtă prezentare a teoriei minimizării entropiei și se determină modelul optimizat al schimbătorului de căldură pentru hidrogen gazos (condensatorul). Modelul se limitează la răcirea la temperatură joasă (răcire criogenică) a hidrogenului gazos de la aproximativ 300K la 20 K. Proiectarea acestui schimbător de căldură cât mai eficient din punct de vedere energetic s-a realizat prin adaptarea modelelor anterioare referitoare la minimizarea producției de entropie. Astfel condensatorul instalației

de lichefiere a hidrogenului este asimilat cu un schimbător de căldură cu pini și canale de disipare a căldurii. În acest schimbător de căldură se iau în calcul două surse majore de producere de entropie: transferul de căldură prin pereții schimbătorului de căldură și căderea de presiune. În plus, în model se ia în considerare influența atât a formei și a dimensiunilor schimbătorului de căldură (condensatorul) cât și a condițiilor de funcționare. Se utilizează în calcule efectul combinat al rezistenței termice și căderii de presiune care trebuie evaluate prin interacțiunea simultană cu condensatorul. Se aplică ecuațiile de conservare pentru masă și energie combinate cu bilanțul entropiei. Se utilizează corelații analitice și empirice pentru transferul de căldură. De asemenea, în acest capitol se prezintă strategii optime de răcire pentru condensatoarele de hidrogen adică identificarea profilului optim de temperatură al mediului de răcire rezultat din producerea în sistem de entropie minimă. La final se demonstrează că toți parametrii relevanți de proiectare pentru condensator inclusiv parametrii geometrici, materialul utilizat, proprietățile și condițiile de curgere pot fi simultan optimizate.

În capitolul 7 se realizează o analiză comparativă a funcționării mai multor modele de condensatoare. Au fost astfel realizate modele CAD diferite de condensatoare pentru simulare calcul computerizat în domeniul dinamicii fluidelor CFD, prin utilizarea programului Ansys Fluent 2022 R2. Sunt comparate și studiate astfel performanțele energetice pentru două configurații geometrice de bază, conică și rectangulară, ale condensatorului și variantele acestora cu pini și nervuri. S-au construit în acest sens modelele fizice și matematice ale condensatoarelor și a fost simulată numeric funcționarea acestora în instalație. Au fost analizate rezultatele obținute în scopul confirmării performanțelor modelului de condensator optimizat de la capitolul anterior și validarea acestuia față de alte modele.

Capitolul 8 analizează din punct de vedere funcțional, în instalația experimentală, noul model de condensator optimizat comparativ cu alte variante constructive. S-au realizat în acest sens teste experimentale pentru modelele rectangular și conic și variantele cu geometrie extinsă ale acestora (cu nervuri și cu pini), aceleași care au fost simulate numeric în capitolul anterior. A fost fabricat modelul fizic optimizat de condensator și s-a evaluat comportamentul funcțional al acestuia în condiții diferite de presiune, debit și temperatura, dar și în comparație cu celelalte modele de condensatoare.

În ultimul capitol, se realizează un rezumat al principalelor constatări din acest studiu, se evidențiază contribuțiile personale și originale precum și perspectivele viitoare de cercetare în legătură cu acest domeniu.

2. TEHNOLOGII DE LICHEFIERE SI SEPARARE IZOTOPICĂ A HIDROGENULUI

2.2.2 Principiul de funcționare al instalațiilor de distilare criogenică a hidrogenului

În instalațiile industriale de distilare izotopică a hidrogenului la temperatura criogenică 20 K se separă atât deuteriul pentru producere de apă grea, utilizată ca moderator și ca agent termic în reactorii nucleare-electrici, cât și tritiul, care este produs de obicei pe cale artificială.

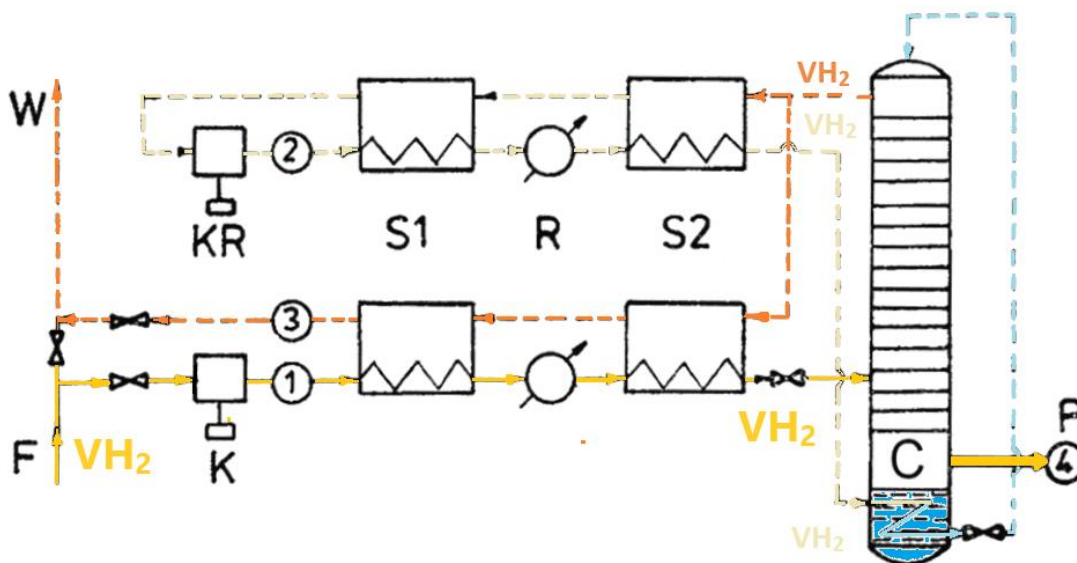


Figura 2.2.2.2 Schema generală a instalațiilor de separare izotopică prin distilare criogenică a hidrogenului [22]

C - coloană de distilare; 1 - traseu F alimentare cu hidrogen;

2 - traseul de reflux; 3- traseu W ieșire fracție ușoară rezultată;

4 - traseu eliminare fracție grea obținută; R - răcitor;

S1- recuperator primar; S2- recuperator secundar;

K - compresor de alimentare; KR - compresor de recirculare

Cea mai utilizată metodă industrială nepoluantă de separare a deuteriului și tritiului din apa grea este distilarea izotopică a hidrogenului combinată cu schimbul izotopic apă-hidrogen. Schema de principiu de funcționare a unei instalații de distilare a hidrogenului (fig. 2.2.2.2) [22] cuprinde două circuite principale: refluxul în coloana de distilare și alimentarea cu hidrogen lichid a instalației. În cadrul instalației de distilare are loc procesul de separare a hidrogenului și deuteriului H_2-D_2 (separare izotopică) la temperaturi criogenice. Rolul condensatorului și al fierbătorului este de a realiza un ciclu de funcționare astfel că produsul care se extrage prin partea superioară a coloanei este sub formă de vapori saturați iar produsul eliminat în partea inferioară este lichid saturat sau vapori saturați (fig. 2.2.2.2).

Compoziția amestecului supus separării precum și nivelul de temperatură joasă la care se realizează, particularizează acest domeniu specific al distilării [3] astfel: distilarea la o temperatură mai mică de 120K (-153 °C) este denumită *distilare criogenică* [3]. Cu cât temperatura de operare este mai joasă însă, cu atât consumul specific de energie într-o instalație criogenică este mai mare [22] și modul de aplicare a soluțiilor adoptate trebuie analizat pentru îmbunătățirea continuă.

Procesul de distilare criogenică se realizează prin schimb de masă și căldură între fluxurile ascendente și descendente în condiții considerate adiabatic. Ridicarea temperaturii prin încălzire se realizează în fierbător în interiorul căruia are loc vaporizarea masei reîntoarsă din coloană prin cădere, sub formă de lichid. O parte din vaporii produși de fierbător (vaporizator) sunt utilizați în cadrul procesului ridicând-se printre talerele de separare și încălzindu-le iar o parte este extrasă din proces și utilizată ca și produs. La vârful coloanei o parte din vaporii masei de gaz este condensată și dirijată prin cădere liberă prin talerele de separare asigurând astfel răcirea necesară. Restul de lichid se numește reflux caracterizat prin raportul dintre debitul masic al refluxului și cel al vaporilor extrași numit și raport de reflux. Coloanele de distilare sunt deci instalații tehnologice în interiorul cărora se realizează condițiile creării unui contact cât mai bun între lichidul care se procesează și vapori [118][119]. Indicatorul procesului de separare îl reprezintă factorul de separare a fazelor care reprezintă raportul volatilităților componentelor dintr-un amestec [119]:

$$\alpha = K_i / K_j \quad (2.2.2.1)$$

unde: $k_{i,j}$ = fracția fazei separate

Un proces de separare este cu atât mai eficient cu cât factorul de separare al fazelor este mai mare decât unitatea:

$$\alpha \geq 1 \quad (2.2.2.2)$$

Spațiul alocat schimbului de masă într-o coloană de distilare (separare) care reprezintă calitatea de avea un echilibru ideal al fazelor se intitulează *taler teoretic*. Talerul teoretic este o unitate (de măsură) ideală a cărei înălțime se numește înălțimea echivalentă a talerului teoretic HETP (*engl.: height of the theoretical board*). Cu cât înălțimea echivalentă a talerului teoretic HETP este mai mică, pentru o anumită încărcare, cu atât condițiile de desfășurare a procesului de masă vor fi mai potrivite (adecvate). HETP-ul se determină prin calcul de proiectare influențând la rândul său calculul înălțimii coloanei:

$$H_{col} = n \cdot HETP \quad (2.2.2.3)$$

astfel încât să fie îndeplinită cerința de separare [119].

2.2.2.1 METODE SI ETAPE NECESARE PENTRU STABILIZAREA PROCESULUI DE DISTILARE CRIOGENICĂ

Din punct de vedere al procesului în sine, distilarea izotopică a hidrogenului la temperaturi criogenice nu diferă de distilarea la temperaturi pozitive. Temperatura joasă la care se desfășoară procesul, proprietățile fizico-chimice speciale ale hidrogenului și ale izotopilor acestuia, prezintă însă particularități privind tehnologia, echipamentele utilizate și condițiile de lucru. Astfel, datorită procesului în sine de separare a fazelor prin distilare criogenică în coloanele instalației apar fenomene complexe care trebuie controlate în vederea evitării acestora sau a menținerii parametrilor în anumite domenii de variație.

Eficiența în funcționare a unei instalații de distilare criogenică a hidrogenului depinde deci, de două condiții principale:

- asigurarea și menținerea temperaturii de condensare a hidrogenului în condensatorul coloanei de distilare precum și
- utilizarea unor elemente de contact lichid-vapori ale coloanei care să aibă eficiență ridicată în separarea izotopilor de hidrogen

Așadar, un rol foarte important în desfășurarea optimă a procesului de distilare, îl are elementul de contact între faze și anume prin:

- creșterea interfeței de contact dintre lichid și vaporii care circulă în contracurent și
- asigurarea unei omogenizări cât mai intense [22].

De asemenea, modul de operare al coloanei reprezintă un alt factor de care depinde desfășurarea în condiții optime a procesului de distilare deoarece toți factorii care determină în mod direct funcționarea instalației, sunt influențați de debitul de vapori (din coloană). Debitul de vapori, care este produs de către fierbătorul coloanei, depinde la rândul său în mod direct de dimensiunea diametrului coloanei. În consecință, dacă debitul de vapori se diminuează, cantitatea de lichid care rămâne în golurile umpluturii scade apărând fenomenul de picurare (engl. weeping), în caz contrar când debitul de vapori se mărește, lichidul nu mai ajunge în fierbătorul coloanei apărând astfel fenomenul de inundare (engl. flooding) [119].

În consecință, dimensionarea celor 3 subansamble principale ale instalației de distilare referitor la diametrul (corpul) coloanei, puterea criogenică a condensatorului și capacitatea (forma) fierbătorului reprezintă factori foarte importanți în funcționarea în parametri proiectați ai instalației. Deoarece la aceste temperaturi joase trebuie create și menținute condiții de lucru speciale, prima condiție este că echipamentele trebuie să se proiecteze astfel încât să se asigure această funcționare în parametri nominali a instalației. Pentru aceasta se utilizează de obicei

modelele matematice pentru proiectarea, optimizarea și simularea modului de funcționare al ciclurilor criogenice.

Există în acest sens o varietate mare de soluții tehnologice a instalațiilor criogenice de distilare a hidrogenului, la ambele nivele atât de laborator cât și industrial. La scară de laborator distilarea izotopică la temperaturi de 20 K este utilizată în primul rând la producerea deuteriului și a tritiului cu scopul de cercetare științifică și pentru producerea protiumului (hidrogenul ușor) care este de înalta puritate izotopică, utilizat pentru experiențele științifice de captură pe protoni a muonilor. În acest sens, în cadrul institutului de cercetare INC-DTCI-ICSI Rm.Vâlcea, a fost omologată la scară de laborator, tehnologia de separare a deuteriului și tritiului din ape deuterate și tritiate, prin intermediul metodei combinate: schimb izotopic catalizat și distilare criogenică. Scopul cercetărilor a fost și este de a proiecta o instalație de detritiere a apei grele pentru reactoarele de tip CANDU de la unitățile 1 și 2 CNE Cernavoda.

Având în vedere că aceste soluții tehnologice aplicate prezintă oscilații mari [22] în funcționarea instalațiilor de lichefiere și distilare (funcționare instabilă), trebuie găsite soluții practice de remediere a funcționării nestaționare. Din utilizarea practică, s-a determinat că pentru un efect imediat și eficace, soluțiile trebuie identificate în mărirea eficienței ciclurilor criogenice de funcționare, adică în intensificarea transferului termic.

Regimurile nestaționare care apar în funcționare datorită variației nivelului de lichid de la condensatorul instalației de distilare se explică tocmai prin această variație a temperaturii condensatorului datorate transferului termic redus. Deci randamentul procesului de lichefiere a hidrogenului la condensator trebuie să fie cât mai mare pentru a asigura fluxul de frig către gazul de separat din coloană.

Din aceste considerente prezentate reiese că lichefierea unui amestec într-o coloană de distilare criogenică reprezintă fenomenul esențial pentru a exista distilarea, fierberea și separarea pe baza volatilităților diferite a compușilor existenți.

Condensatorul unei coloane de distilare hidrogen poate fi răcit cu ajutorul unor cicluri criogenice cu agent frigorific heliu sau hidrogen, în domeniul de temperatură 18K÷22K, corespunzător cu presiunea la care funcționează coloana de distilare, astfel încât să se realizeze condensarea totală a hidrogenului și a izotopilor acestuia în această zonă. Menținerea temperaturii constante la condensatorul coloanei de distilare, se poate obține deci, în prima fază, printr-o funcționare eficientă a acestor cicluri criogenice aferente instalației.

3.EVALUAREA PERFORMANTELOR ENERGETICE și EXERGETICE ALE INSTALAȚIEI ACTUALE DE DISTILARE CRIOGENICĂ H₂-D₂

3.2 DESCRIEREA INSTALAȚIEI DE SEPARARE IZOTOPICĂ H₂-D₂ CU COLOANĂ DE DISTILARE CRIOGENICĂ

Așa cum am arătat, scopul utilizării coloanelor de distilare în industrie este pentru a facilita un contact cât mai bun între lichidul procesat și vapori. Așadar, necesitatea creșterii la maximum a suprafeței de contact între faze respectiv îmbunătățirea echilibrului lichid-vapori precum și a modului de operare reprezintă factori determinanți ai calității procesului de separare dintr-o coloană de distilare criogenică.

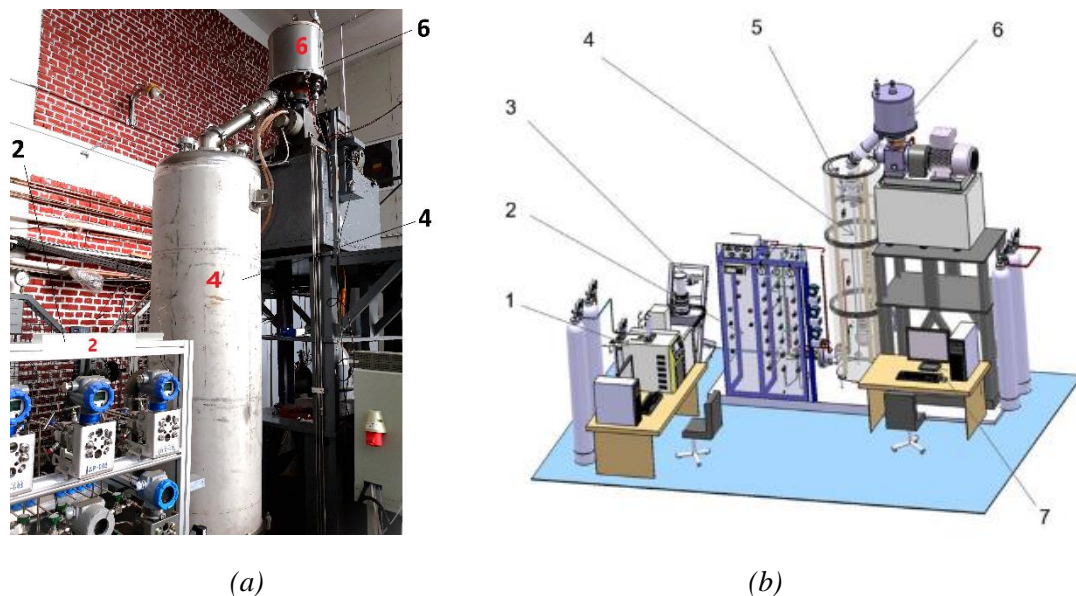


Figura 3.2.1 a) Poză și b) Desen 3D-CAD instalație de separare criogenică H₂-D₂H₂-D₂ [8]
1. Cromatograf de gaz Agilent tip SCION 456-GC echipat cu un detector HPID
2. Panou cu elementele de control și de comandă 3. Sistem de vid de tip Varian - Agilent TPS mobile 304 FS; 4. Criostat 5. Coloană de distilare 6. Lichefiator de hidrogen tip PPH 7. Sistem de achiziții date tip SCADA

Dezvoltarea de elemente de contact faze lichid-vapori ale coloanelor de distilare (umpluturi ordonate sau dezordonate) constituie o practică curentă în industria chimică (ex. Sulzer și Koch-Glitsch) cu aplicații în domenii extrem de vaste [118]. Testarea parametrilor funcționali ai acestor umpluturi se determină prin utilizarea apei și aerului ca și fluide tehnologice. Problema este că nici o umplutură ordonată, dintre cele dezvoltate până acum, nu este dedicată în mod special pentru distilarea criogenică a izotopilor hidrogenului [119].

De aceea s-au testat coloane și umpluturi comerciale la distilarea criogenică a izotopilor hidrogenului prin dezvoltarea de instalații experimentale proprii [119].

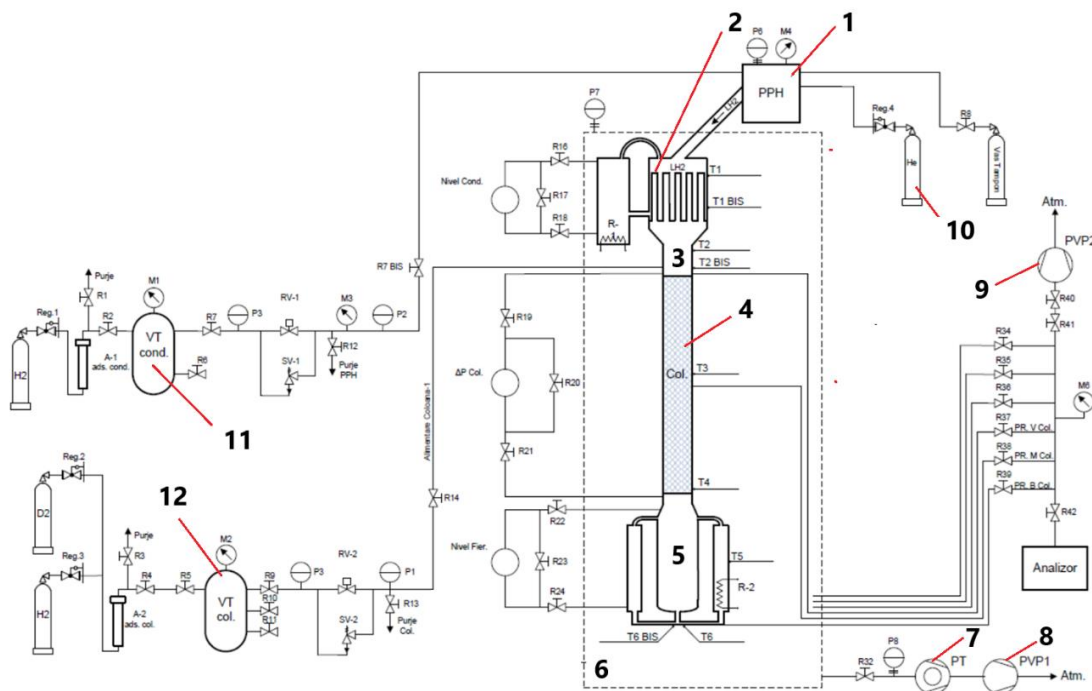


Figura 3.2.2 Schema instalației experimentale operaționale de distilare criogenică [108]

1. Lichefiator de hidrogen 2. Condensator multitubular 3. Coloană de distilare 4. Umplutura coloanei de distilare 5. Fierbător 6. Incintă vidată (criostat) 7,8,9. Pompe de vid. 10. Rezervor de gaz (He), 11. Rezervor de gaz (H_2) 12. Rezervor gaz (H_2+HD); PPH crio-generator hidrogen, VT-vas tampon, VA-vas alimentare, VP-vas probă, PVP-pompă de vid preliminar, PTM-pompă turbomoleculară, BA-butelie amestec, BH butelie hidrogen, HX-schimbător căldură, C-compresor, BN-butelie azot, CD-coloană de distilare criogenică, IE-încălzitor electric, GC-gaz cromatograf, A-absorber, MB-metal bellow pump, EQ-echilibrato, R-robinet manual, RV-robinet, RM-robinet micrometric, RL-robinet de laminare, SS-supapă siguranță, S-disc de rupere, Δp -presiune diferențială, TI-indicație de temperatură, TIR-măsurătoare temperatură cu indicare și înregistrare, PI-indicație de presiune, PIR-măsurătoare de presiune cu indicare și înregistrare, PIRA-măsurătoare de presiune cu indicare, înregistrare și alarmare, F-regulator de debit, FIRC-măsurătoare de debit cu indicare, înregistrare și control

În această direcție, în cadrul ICSI, se efectuează periodic experimente de separare a izotopilor hidrogenului prin distilare criogenică [8] pentru:

- testarea performanțelor de separare a izotopilor hidrogenului pe noi tipuri de umplutură[8].
- colectarea și procesarea datelor de măsură pentru optimizare proces de distilare criogenică,
- elaborarea/crearea metodelor eficiente și echipamente adecvate de extracție a tritiului [107]
- testarea și determinarea proprietăților materialelor la temperaturi criogenice [8].

Pentru susținerea activităților experimentale ale instalației PESTD, necesare execuției proiectării distilării criogenice a izotopilor hidrogenului, pentru instalațiile de separare a

tritiului, a fost dezvoltată în cadrul Laboratorului de Criogenie ICSI instalația operațională: “Standul experimental de separare criogenică H_2-D_2 ” (fig. 3.2.1) în care se realizează teste privind funcționarea și apoi implementarea pe instalația de bază PESTD [7],[8]. Coloana de distilare criogenică proiectată are un diametru interior de 12 mm și este echipată pe o înălțime de 260 mm cu umplutură neordonată realizată din spirale metalice din oțel inoxidabil cu diametru și înălțime de 2 mm. Cu această instalație experimentală (fig. 3.2.2) se testează [121]:

- umpluturile de tip Heli-Pack B5 și B7 combinate cu plăci hidrofiele cu geometrie specială;
- soluții tehnice mai eficiente pentru criostat, schimbătoare de căldură, condensatoare și fierbătoare. Rezultatele testelor realizate până în prezent se regăsesc în [8] și [107].

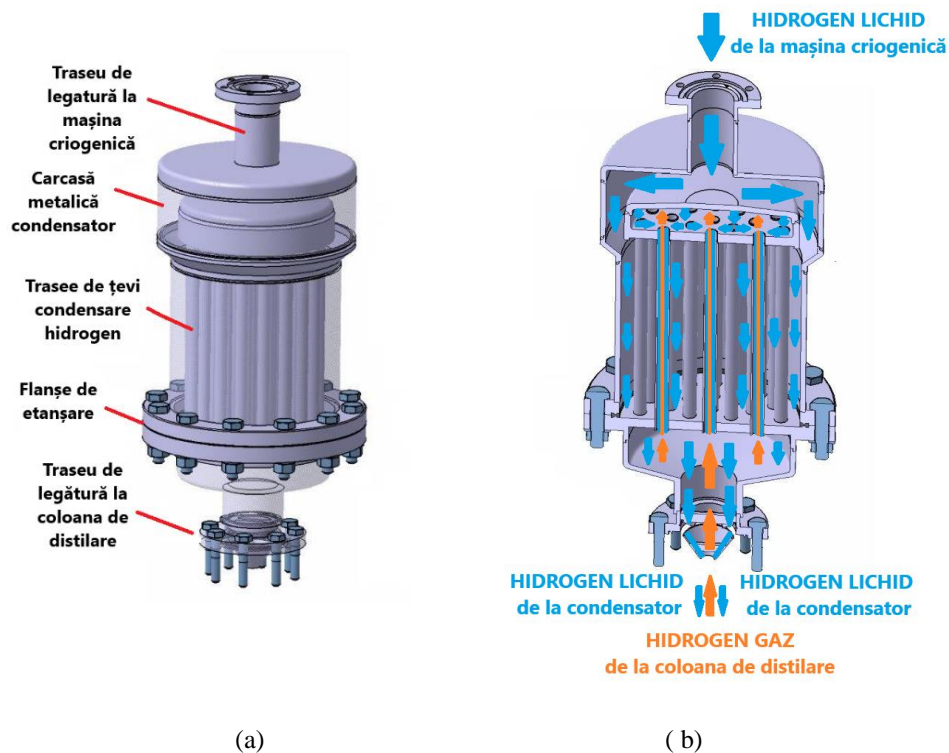


Figura 3.2.3 Condensatorul multitubular utilizat în instalațiile actuale de distilare criogenică ale ICSI
a) poză b) secțiune transversală

Condensatorul actual utilizat în instalația de distilare criogenică din cadrul laboratorului de criogenie (fig 3.2.3) este de tip multitubular. Acesta este format dintr-un sistem de țevi sudate pe o placă de schimb de căldură cu lichidul provenit de la mașina criogenică. Gazele urcă din coloană prin țevile condensatorului iar la partea superioară există o incintă unde are loc condensarea. Schimbul de căldură se realizează prin pereții țevelor iar lichidul curge pe țevi și cade pe suprafața conică a intrării în coloana de distilare (fig 3.2.3), fiind astfel colectat și dirijat în interiorul coloanei de distilare.

3.4 DESFĂȘURAREA TESTELOR CU NOUL TIP DE CONDENSATOR MONTAT PE INSTALAȚIA DE DISTILARE CRIOGENICĂ

Din experimentele anterioare s-a constatat [108] atingerea unui plafon al performanței de separare a umpluturii ordonate, deși s-au utilizat mai multe variante de umpluturi. Așa cum am arătat, există soluția scăderii diametrului coloanei și a diametrului fierbătorului. Cu toate acestea însă, fără o sursă de capacitate mare de frig nu se poate asigura refluxul necesar vaporizării. Pentru transferul acestei capacități frigorifice este nevoie de un condensator care poate transfera cu un randament cât mai mare, fluxul de frig către gazul din coloană [108].

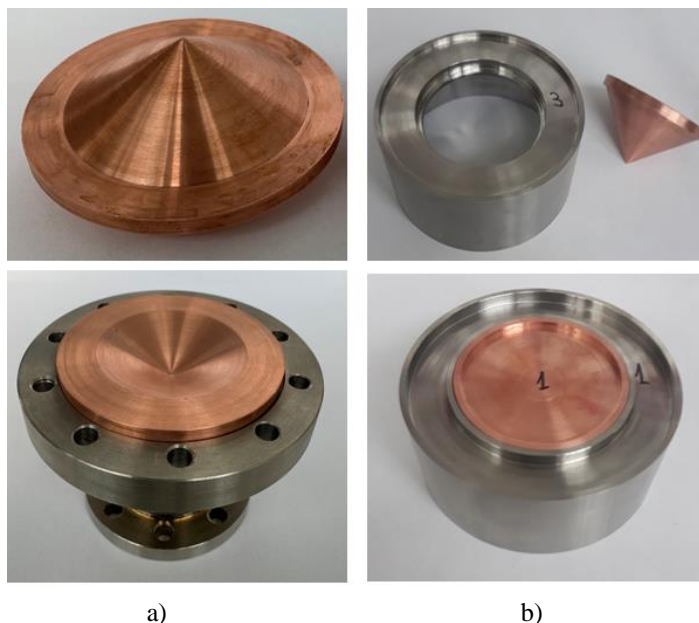


Figura 3.4.1 Variante de montaj: a) demontabilă (flanșe cu șuruburi)
b) nedemontabilă (sudură pe flanșă) pentru noul condensator
în vederea testării pe coloana de distilare criogenică

De aceea a fost proiectat și realizat un model experimental de condensator pentru o coloană de distilare criogenică utilizată pentru concentrații ridicate de tritium. Noul model de condensator al coloanei de distilare are în componență un schimbător de căldură realizat dintr-o piesă de formă conică din cupru OFHC, sudată disimilar de corpul din oțel inoxidabil (316L sau 304L) al rezervorului de lichid criogenic. Noua formă permite evitarea condensării peliculare a lichidului și favorizează condensarea în picături, deosebit de avantajoasă în special pentru coloanele de distilare cu diametre mici. Deoarece sudura este o asamblare nedemontabilă, pentru realizarea de teste multiple în aceleași condiții tehnice și verificarea în acest fel a unui domeniu mai larg al puterii criogenice a unui astfel de condensator, s-a dezvoltat și un model de testare inițială format dintr-un sistem de asamblare demontabilă (fig. 3.4.1).

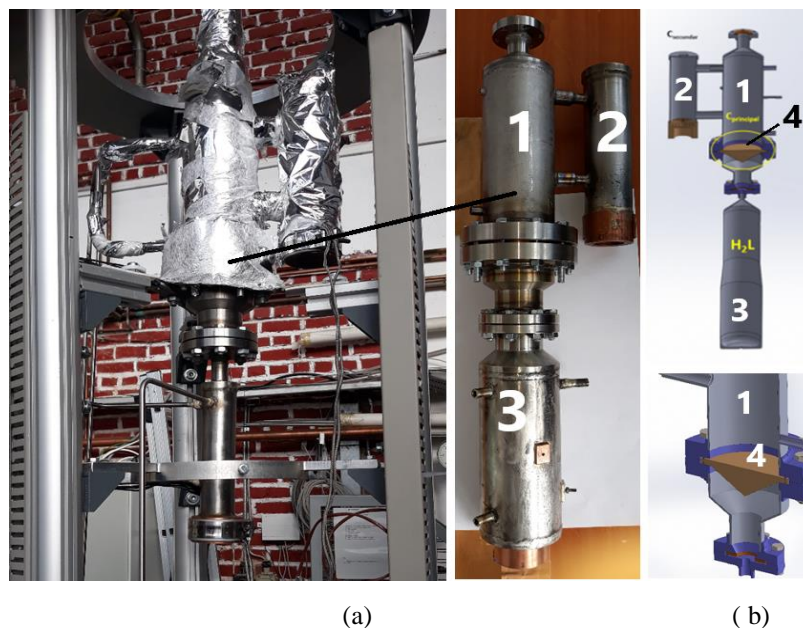


Figura 3.4.2 a) Poze și b) secțiune 3D a instalației utilizată pentru testarea preliminară a noului condensator în varianta de montaj demontabil cu șuruburi și cu rezervor de hidrogen lichid
1. Ansamblu condensator conic de cupru 2. Vas reglare nivel în condensator
3. Rezervor de hidrogen lichid LH₂ 4. Piesă conică de cupru condensator

Testele inițiale au fost realizate prin înlocuirea coloanei cu un rezervor de lichid pentru a se evalua riguros cantitatea de condensat lichiefiată (fig.3.4.2).

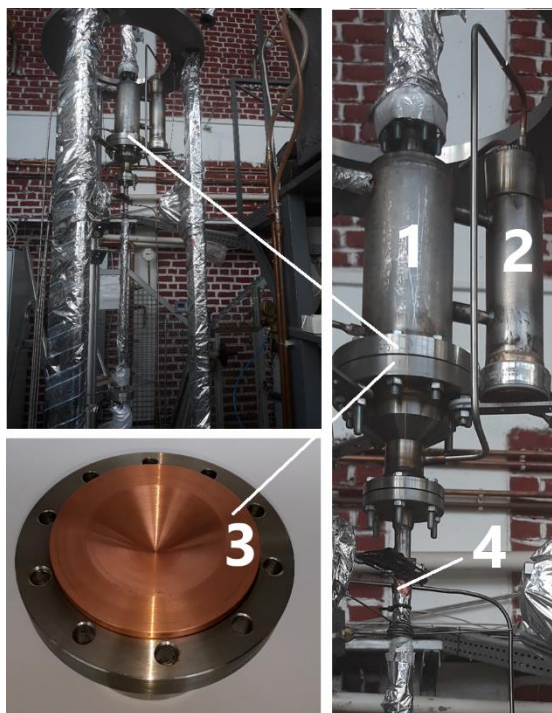


Figura 3.4.3 Poză instalație utilizată pentru testarea noului condensator în varianta de montaj demontabil cu șuruburi și coloană de distilare criogenică H₂ - D₂
1. Ansamblu condensator conic de cupru 2. Vas reglare nivel în condensator
3. Piesă conică de cupru condensator 4. Coloană de distilare H₂ - D₂

În cadrul experimentelor s-a evaluat succesiv, pentru două forme diferite de cupru (fig. 3.4.1), transferul de căldură către coloana de distilare. În testele ulterioare, efectuate pentru o manevrabilitate ușoară, pe un stand special realizat, formelor de cupru li se vor modifica rugozitatea și apoi se va mări suprafața termică, prin practicarea unor nervuri sau pini în zona inferioară de contact cu fluidul.

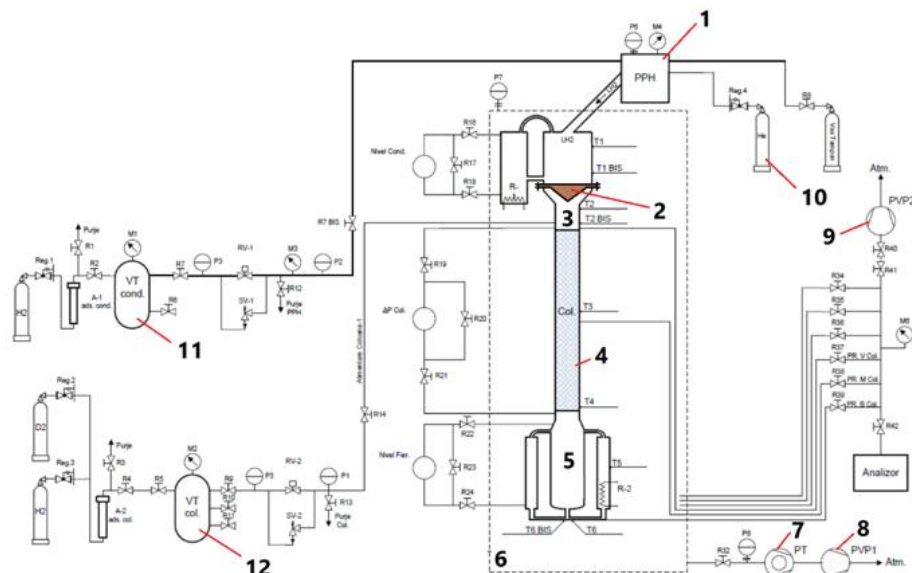


Figura 3.4.5 Schema instalației utilizată pentru testarea noului condensator în varianta de montaj demontabil cu șuruburi și coloană de distilare criogenică amestec H₂-D₂ [108]
1. Lichefiator de hidrogen 2. Condensator multitubular 3. Coloană de distilare 4. Umplutura coloanei de distilare 5. Fierbător 6. Incintă vidată (criostat)
7,8,9 Pompe de vid. 10. Rezervor de gaz (He), 11. Rezervor de gaz (H₂) 12. Rezervor de gaz (H₂+HD); PPH – crio-generator hidrogen, VT-vas tampon, VA-vas alimentare, VP-vas probă, PVP- pompă de vid preliminar, PTM- pompă turbomoleculară, BA - butelie amestec, BH- butelie hidrogen, HX - schimbător căldură, C - compresor, BN - butelie azot, CD - coloană de distilare criogenică, IE - încălzitor electric, GC - gaz cromatograf, A- absorber, MB- metal bellow pump, EQ- echilibrator, R - robinet manual, RV- robinet, RM - robinet micrometric, RL - robinet de laminare, SS - supapă siguranța, S - disc de rupere, Δp -presiune diferențială, TI -indicație de temperatură, TIR -măsurătoare temperatură cu indicare și înregistrare, PI - indicație de presiune, PIR - măsurătoare de presiune cu indicare și înregistrare, PIRA - măsurătoare de presiune cu indicare, înregistrare și alarmare, F - regulator de debit, FIRC - măsurătoare de debit cu indicare, înregistrare și control

Testele experimentale prin montajul condensatorului pe coloana de distilare cu umplutura au fost efectuate cu funcționarea instalației la reflux total, fără extracția produselor (fig.3.4.5). Puterea de condensare/vaporizare are posibilitatea reglajului prin intermediul unei rezistențe electrice, montate la baza acestuia [108]. S-a evaluat astfel modul de comportare și performanța energetică în cadrul instalației de distilare a noului condensator determinându-se în acest scop performanța de separare (HETP) a unor umpluturi dezvoltate de către ICSI, cu diametrul de 50 mm, de tip B5 și combinate cu plăci hidrofile cu geometrie specială [3] [108].

Ca și rezultat al experimentelor a fost obținerea unui regim stabil de temperatură (fig. 3.4.7), la presiune constantă, de-a lungul coloanei de distilare, cu diferențe de temperatură în domeniul $0,5 \div 0,9$ K între partea superioară și cea inferioară a coloanei. În cazul funcționării instalației la presiuni diferite, domeniul de variație al temperaturilor de-a lungul coloanei a fost de $1 \div 17$ K.

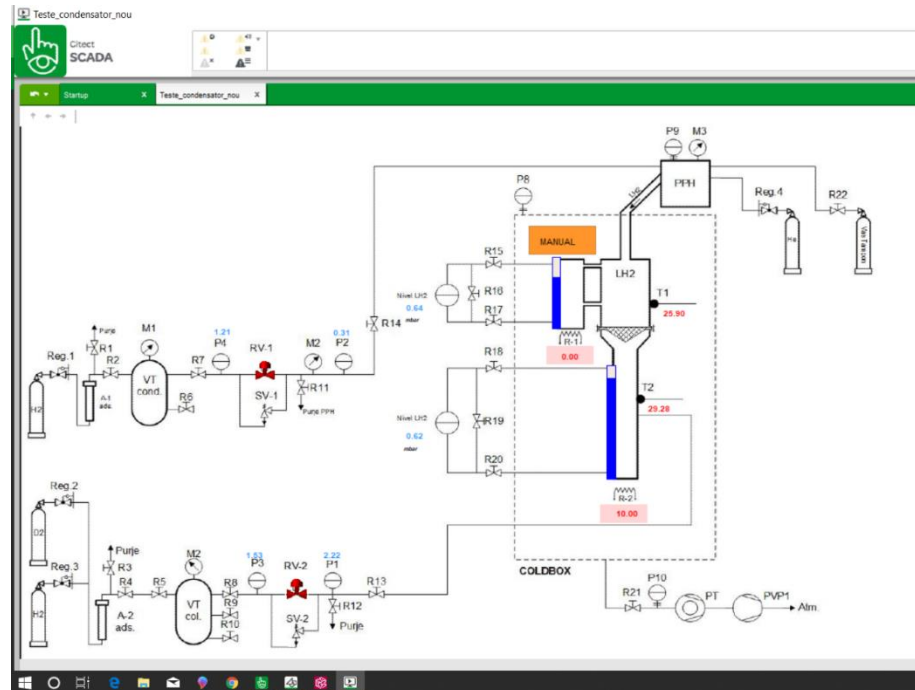


Figura 3.4.7 Nivel de temperaturi obținute în timpul experimentului de testare a noului condensator pe coloana de distilare criogenică amestec H_2 - D_2

Testele experimentale s-au realizat pentru diferite regimuri de amestecuri de H_2 - D_2 , de la presiunea 0.05 MPa pe coloană, cu o cădere de presiune de maximum 0.2-0.4 mbar/m. Prin aceste teste experimentale s-a urmărit și apariția efectului conversiei orto-para a hidrogenului. Randamentul separării deuteriului în umplutura dezvoltată de ICSI se încadrează în domeniul rezultatelor în acest domeniu [8].

3.5.4.2 METODA EXERGETICĂ DE EVALUARE A EFICACITĂȚII PROCESELOR

Pentru a evidenția ireversibilitățile apărute în sistem și posibilitatea de ameliorare a acestora pentru îmbunătățirea performanțelor termodinamice s-a determinat exergia instalației de distilare aflate în funcțiune echipată cu actualul condensator multitubular.

Metoda exergetică de evaluare utilizată presupune compararea capacității de lucru mecanic a fluidului de lucru (sau a căldurii) la intrarea în sistem (în echipamentul de lucru) cu pierderea acestei capacități influențată de ireversibilitățile proceselor din sistem.

În cadrul metodei, capacitatea de producere lucru mecanic este evaluată în raport cu mediul extern, la fel ca la metoda entropică, însă nu se mai raportează la întregul sistem, ceea ce conduce, în final, la simplificarea calculelor. Metoda asociază fiecărui component al sistemului, aflat în lucru, fluxuri exergetice astfel: un flux de exergie resursă (combustibil), flux de exergie produsă și un flux de exergie disipat (ireversibilitate) (fig. 3.5.4.2.1).

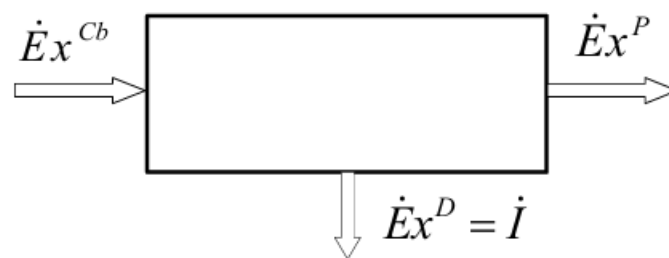


Figura 3.5.4.2.1 Fluxuri exergetice asociate ale componentelor sistemului

Se calculează doi factori calitativi, separat pentru fiecare component:

- randamentul exergetic care reprezintă raportul dintre efectul util și consumul exergetic pentru realizarea acestuia (fig. 3.5.4.2.1):

$$\eta_{EX} = \frac{\dot{E}x^P}{\dot{E}x^{CbI}} \quad (3.5.4.2.1)$$

- factorul de disipație:

$$\zeta = \frac{\dot{E}x^D}{\dot{E}x^{CbI}} \quad (3.5.4.2.2)$$

3.5.4.3.1 Calculul exergetic al crio-generatorului Stirling PPH cu regenerare parțială a căldurii

Specificul ciclului inversat Stirling îl reprezintă stocarea și cedarea căldurii în procese izocore ceea ce face ca să se transfere o cantitate mai mare de căldură pentru aceeași putere de răcire. Efectul acestor particularități de funcționare conduce la creșterea pierderilor în funcționare și implicit la ineficiența proceselor reale [27]. Scopul calculului exergetic este determinarea pierderilor ireversibile corespunzătoare funcționării în ciclu real a mașinii și

identificarea componentelor la care trebuie redus gradul de ireversibilitate al funcționării (fig. 3.5.4.3.1.1). S-au aplicat ecuațiile de bilanț exergetic pentru un sistem deschis pentru fiecare schimbător de căldură cât și pentru ciclul frigorific în ansamblu (fig. 3.5.4.3.1.1):

$$dEx_l + dEx_{reg} + dEx_h = 0 \quad (3.5.4.3.1.4)$$

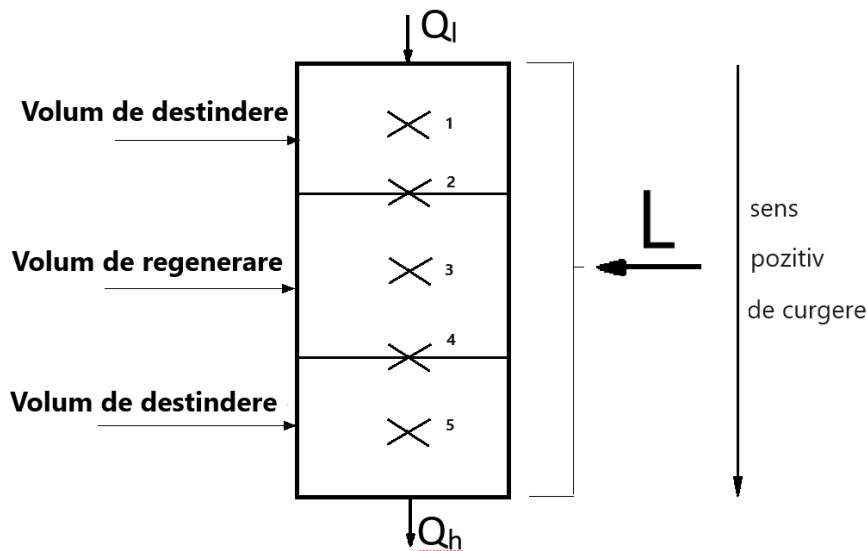


Figura 3.5.4.3.1.1 Metoda de dispunere a volumelor de gaz în interiorul mașinii criogenice

De asemenea, luând în calcul experiența tehnologică, s-a ținut cont de faptul că cea mai mare distrugere de exergie există în zona regeneratoarei, calculele realizându-se pentru ciclul frigorific cu regenerarea parțială a căldurii.

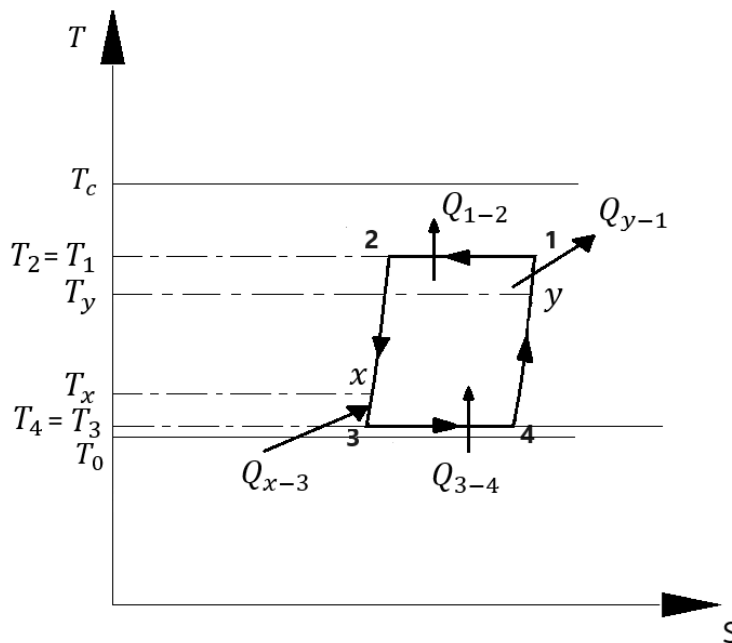


Figura 3.5.4.3.1.2 Reprezentarea ciclului Stirling inversat ireversibil în diagrama T-s

Având în vedere că la o regenerare incompletă a gazului ($\eta_{reg} < 1$) temperatura gazului care iese din regenerator în punctul 3 va fi mai ridicată [27] decât în cazul ideal ($\eta_{reg} = 1$), datorită regenerării parțiale surplusul de căldură la sursa caldă va crește odată cu cantitatea neregenerată.

Randamentul exergetic al ciclului Stirling inversat într-o treaptă [27] cu regenerare parțială (incompletă) pentru parametrii reali de lucru s-a calculat ca fiind fluxul de căldură regenerat efectiv raportat la energia disponibilă teoretic (fig. 3.5.4.3.1.2) astfel:

$$\begin{aligned}\eta_{irreg(X)} &= \frac{|\dot{Q}_{3-4}^{ir}|}{L} = \frac{|Q_{3-4}| - |Q_{x-3}|}{L} = \frac{|Q_{3-4}| - \Delta Q}{L} = \frac{|Q_{3-4}|}{L} \left[1 - \frac{\Delta Q}{|\dot{Q}_{x-3}|} \right] = \\ &= \eta_{reg} \cdot \left[1 - \left(\frac{X}{\gamma-1} \cdot \frac{R(T_1-T_3)}{\mu_{He} \cdot T_3(s_4-s_3)} \right) \right] = 0.36 \cdot (1 - 0.1) = 0.32 \quad (3.5.4.3.1.11)\end{aligned}$$

în care:

$$\dot{Q}_{3-4} = v \cdot m_{He} \cdot T_3 \cdot (s_4 - s_3) \quad (3.5.4.3.1.12)$$

$$C_v = \frac{R}{\gamma-1} \quad (3.5.4.3.1.13)$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1.7 \quad (3.5.4.3.1.14)$$

$$\dot{Q}_{x-3} = X \cdot \dot{Q}_{2-3} = X \cdot \dot{Q}_{1-4} = \Delta Q \quad (3.5.4.3.1.6)$$

unde :

\dot{Q}_{x-3} = reprezintă fluxul de căldură neregenerată

ΔQ = reprezintă pierderile termice cauzate de această ineficiență a regeneratoarei

\dot{Q}_{3-4} = reprezintă fluxul de căldură absorbit, în [W]

C_p și C_v = reprezintă căldurile specifice ale gazului, în [J/mol K], la temperatura și presiunea de lucru (în faza de regenerare)

$R (= 8314)$ = reprezintă constanta universală a gazelor, în [J/mol K]

$v = \frac{\mu_{He}}{\rho_{He}}$ - reprezintă vâscozitatea cinematică a heliului gazos, în [J/kg s]

ρ_{He} = reprezintă densitatea heliului gazos, în [m³/kg]

$m_{He} = 4$ - reprezintă masa molară a heliului gazos, în [kg/ kmol]

$\eta_{reg} = 0.97$ - randamentul regeneratoarei (conform date tehnice după 1000 h) [109]

X = reprezintă fracția de căldură neregenerată conform ecuație:

$$X = 1 - \eta_{reg} = 1 - 0.97 = 0.1 \text{ (10\% pierderi prin neregenerare)} \quad (3.5.4.3.1.15)$$

$T_1 = 293K$ - reprezintă temperatura de intrare în mașină a gazului de lucru heliu, în [K]

$T_4 = 77K$ - reprezintă temperatura de ieșire a gazului de lucru heliu, în [K]

s_1 și s_2 = entropiile specifice de proces (conform Tabel 3.5.3.1), în [kJ/(kg K)]

$\eta_{reg} = 0.36$ - randamentul regeneratoarelor în condiții ideale (teoretice)

Parametrii de lucru inițiali în punctele 2 și 4 în diagrama T-s a ciclului de refrigerare Stirling inversat corespund datelor determinate din funcționarea crio-generatorului de hidrogen. Pentru determinarea tuturor parametrilor aferenți temperaturilor cunoscute se utilizează [NIST] [73] iar pentru presiunile în punctele 1 și 3 se utilizează ecuația de stare a gazului perfect și ecuațiile transformărilor izoterme și izocore. S-a considerat uzura regeneratoarelor că fiind de 10 %, rezultând un randamentul de regenerare $\eta_{reg} = 97\%$. (ec 3.5.4.3.1.15). Randamentul exergetic al ciclului Stirling inversat într-o treaptă cu regenerare parțială a rezultat în aceste condiții (ec 3.5.4.3.1.11) ca fiind :

$$\eta_{irreg(x)} = 0.32 \quad (3.5.4.3.1.16)$$

mai mic decât randamentul calculat al ciclului ideal:

$$\eta_{proces} = 0.36 \quad (3.5.4.3.1.17)$$

3.5.4.4.4 Calculul exergetic al coloanei de distilare criogenică a hidrogenului în condiții adiabatică

În diagrama temperatură-entropie (fig. 3.5.4.4.1) se poate evidenția cantitatea de exergie ca fiind aria Ciclului Carnot inversat (ciclu frigorific) necesară să acopere un schimb de exergie termică la temperatura dată prin raportare la condițiile mediului ambiant.

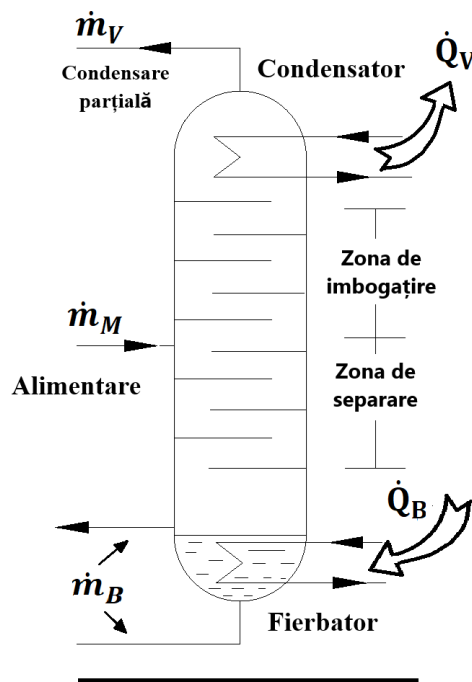


Figura 3.5.4.4.3.1 Schema principală a coloanei de distilare

Temperatura de proces este considerată stabilă la 0.1 Mpa. În condiții adiabaticice ($\dot{Q}_{IZ} = 0$) și neglijând modificările energiei cinetice și potențiale, se consideră că amestecul de hidrogen și deuteriu H_2-D_2 este separat în cele două produse hidrogen și deuteriu în stare uscată de vapori saturați (fig. 3.5.4.4.3.1) astfel că suma entalpiilor produselor este practic egală cu entalpia amestecului rezultând:

$$\dot{Q}_B = \dot{Q}_V \quad (3.5.4.4.3.4)$$

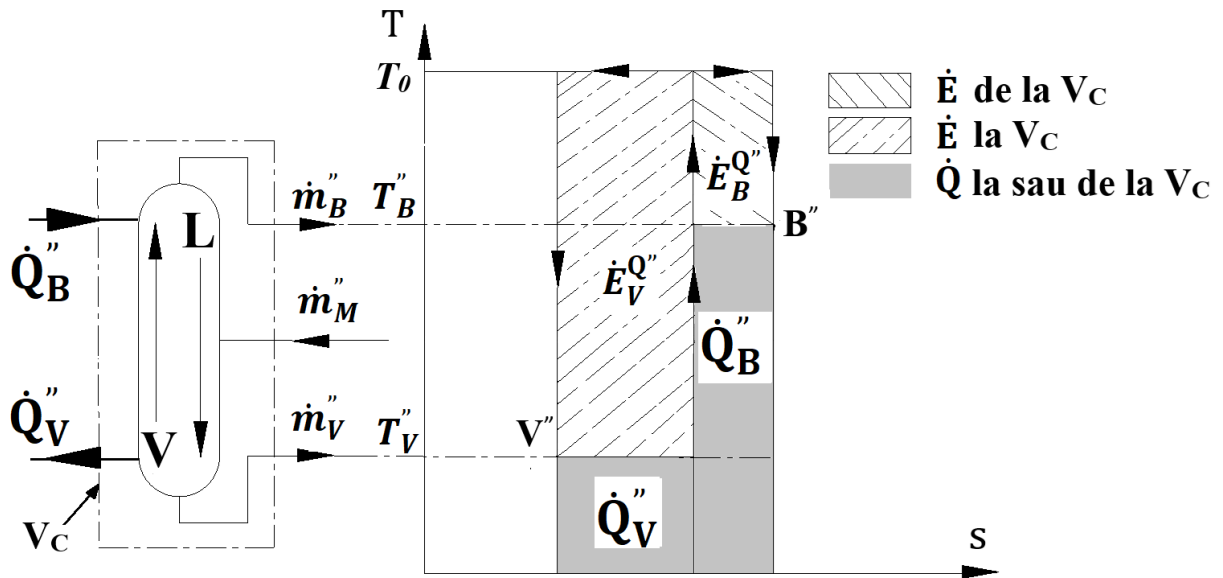


Figura 3.5.4.4.4.1 Diagrama T-s transferuri de căldură și exergie evidențiată pentru coloana de distilare criogenică adiabatică și volumul de control V_C

Ireversibilitățile strict pentru procesele de distilare din coloană se pot evalua din bilanțul exergetic astfel:

$$I = \Delta Ex_{NET}^Q - \Delta Ex_{MIN} \quad (3.5.4.4.4.1)$$

în care:

- Subscrierile reprezintă:

B = zona inferioară a coloanei (fierbătorul),

V = zona superioară a coloanei (condensatorul),

M = zona de amestec a coloanei

$$\Delta Ex_{MIN} = Ex_V + Ex_B - Ex_A = 755 \text{ [kJ/kmol]} \quad (3.5.4.4.4.2)$$

= reprezintă cantitatea minimă de exergie (determinată din diagrama concentrație-exergie)

$$\Delta Ex_{NET}^Q = \dot{E}x_V^Q + \dot{E}x_B^Q = Q_C \cdot \tau_C + Q_F \cdot \tau_F = Q_C \frac{T_C - T_0}{T_C} + Q_F \frac{T_F - T_0}{T_F} \quad (3.5.4.4.4.3)$$

$$= -741.66 \left[\frac{20.32 - 293.15}{20.32} + \frac{23.12 - 293.15}{23.12} \right] = 741.66 (13.42531 - 11.678602) = 1295.46 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right]$$

Rezultă că :

$$I = 1295 - 755 = \mathbf{540 \text{ [kJ /kmol]}} \quad (3.5.4.4.3')$$

unde:

$$\dot{Q}_B = \dot{Q}_V = 741.66 \text{ [kJ /kmol]} \quad (3.5.4.4.3.5)$$

= reprezintă valoarea determinată din diagrama entalpie-concentrație la temperaturile corespunzătoare pentru această stare:

$$T_F = 23.12 \text{ K} = \text{temperatura corespunzătoare entalpie fierbător} \quad (3.5.4.4.3.6)$$

$$T_C = 20.3 \text{ K} = \text{temperatura corespunzătoare entalpie condensator} \quad (3.5.4.4.3.7)$$

$$T_0 = 293.15 \text{ K} = \text{temperatura mediu ambiant} \quad (3.5.4.4.3.8)$$

\dot{Q}_B = reprezintă transferul de căldură spre coloană (din fierbător)

\dot{Q}_V = reprezintă transferul de căldură din coloană (din condensator)

$Ex_V + Ex_B - Ex_A$ = reprezintă diferența dintre exergia produselor și exergia amestecului

$\dot{Ex}_V^Q + \dot{Ex}_B^Q$ = reprezintă intrarea netă de exergie în coloana de distilare la care:

- sursa criogenică funcționează după un ciclu Carnot inversat (*frigorific*)
- exergia în condensator \dot{Ex}_V^Q este mai mare decât exergia în fierbător \dot{Ex}_B^Q (pentru coloanele care funcționează la temperatură mai mare decât a mediului ambiant acest raport dintre exergii este inversat - ciclu Carnot normal)

Considerând exergia necesară ΔEx_{NET}^Q și respectiv, conform (ec. 3.5.4.4.4.2), exergia de ieșire ΔEx_{MIN} , rezultă randamentul exergetic al coloanei ca fiind:

$$\psi' = \frac{\Delta Ex_{MIN}}{\Delta Ex_{NET}^Q} = \frac{755}{1295} = \mathbf{0.58} \quad (3.5.4.4.4.4)$$

Această valoare a randamentului este considerată maxim posibilă pentru parametrii existenți ai instalației. Pentru coloana de distilare care funcționează cu un număr limitat de talere și are reflux, cu raportul de reflux de aproximativ 20% se calculează:

$$\dot{Q}_B = -\dot{Q}_V = 755 \cdot 1.21 = 890 \text{ [kJ /kmol]} \quad (3.5.4.4.4.5)$$

- exergia termică de intrare:

$$\Delta Ex_{NET}^Q = 890 (13.42531 - 11.678602) = \mathbf{1554.56 \left[\frac{kJ}{kmol} \right]} \quad (3.5.4.4.4.6)$$

- ireversibilitatea care crește cu:

$$I = 1555 - 755 = 800 \text{ [kJ /kmol]} \quad (3.5.4.4.4.7)$$

Randamentul exergetic al coloanei cu reflux devine:

$$\psi' = \frac{\Delta Ex_{MIN}}{\Delta Ex_{NET}^Q} = \frac{755}{1555} = \mathbf{0.48} \quad (3.5.4.4.4.8)$$

3.5.4.4.5 Calculul exergetic al coloanei de distilare criogenică a hidrogenului în condiții ne-adiabatică

Idealizarea reprezentată de existența condițiilor neadiabatică (aport termic exterior) poate fi abordată într-o coloană practică de distilare prin prevederea de condensatoare și boilere intermediare și în care, fluxurile de intrare în regiunea de amestec trebuie preîncalzite. Prin presupunerea unui număr mare de trepte, curba VMB, reprezentând procesul de transfer de căldură, devine aplatizată (fig. 3.5.4.4.5.1) față de cea în trepte (fig. 3.5.4.4.4.1), de la funcționarea adiabatică.

Reprezentarea în diagrama T-s a transferurilor de căldură și de exergie în condiții neadiabatică (fig. 3.5.4.4.5.1) scoate în evidență faptul că, prin comparație cu coloanele adiabatică (diagrama fig. 3.5.4.4.4.1), pentru aceleași rate de transfer termic Q_V și Q_B , creșterea (adăugarea) de exergie termică $\dot{E}x_V^Q, \dot{E}x_B^Q$ este mai mare pentru coloanele neadiabatică. Această situație se explică prin faptul că funcționarea coloanelor reversibile neadiabatică operează cu intrări de exergie minime nete care, conform (ec.3.5.4.4.3.3), trebuie să fie egale (pentru $I=0$) cu exergia minimă de separare: $Ex_V + Ex_B - Ex_A$.

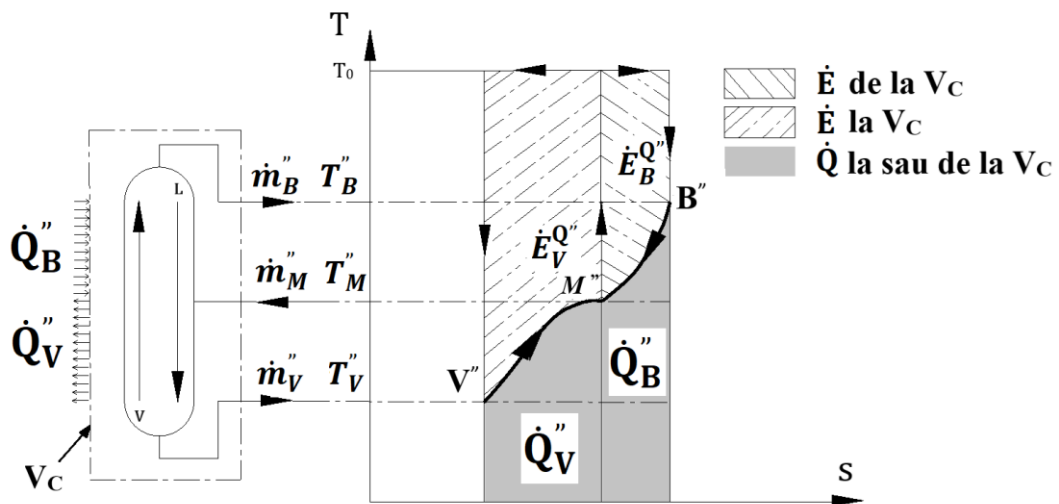


Figura 3.5.4.4.5.1 Diagrama T-s transferuri de căldură și exergie evidențiată pentru coloane de distilare criogenică ideală, neadiabatică pentru volumul de control V_c

3.5.4.4.6 Ireversibilități în condensator și fierbător

În funcționarea reală transferurile de căldură din condensator și fierbător se realizează la o diferență de temperatură care reiese din testările repetate, respectiv de 3K, agentul de

încălzire trebuie să aibă o temperatură mai ridicată respectiv mediul de răcire o temperatură mai scăzută. Astfel, temperaturile *reale* necesare vor fi :

$$T_{condensator} = T_v = (20.32 + 3)K = 23.32 K \quad (3.5.4.4.6.1)$$

și

$$T_{fierbator} = T_B = (23.12 + 3)K = 26.12 K \quad (3.5.4.4.6.2)$$

Calculul ireversibilităților apărute datorită unei diferențe finite de temperatură (3 K) este:

$$a) \text{ Pentru fierbător: } I_B^{\Delta T} = Q_B T_0 \left[\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_B^x} \right] \quad (3.5.4.4.6.3)$$

$$= 890 \times 293.15 \left[\frac{1}{23.12} - \frac{1}{26.12} \right] = 1295.8 \text{ [kJ/ Kmol]}$$

$$b) \text{ Pentru condensator: } I_V^{\Delta T} = Q_V T_0 \left[\frac{1}{T_V} - \frac{1}{T_V^x} \right] \quad (3.5.4.4.6.4)$$

$$= 890 \times 293.15 \left[\frac{1}{20.32} - \frac{1}{23.32} \right] = 1651.31 \text{ [kJ/ Kmol]}$$

Creșterea totală a ireversibilității va fi:

$$I^{\Delta T} = 1296 + 1651 = \mathbf{2947 [kJ/ Kmol]} \quad (3.5.4.4.6.5)$$

Conducând la creșterea exergiei termice nete intrate în coloană astfel (ec. 3.5.4.4.4.6) :

$$\Delta Ex_{NET}^Q = 2947 + 1555 = 4502 \text{ [kJ/ Kmol]} \quad (3.5.4.4.6.6)$$

Cu un randament exergetic (4.111) a coloanei de distilare:

$$\psi' = \frac{\Delta Ex_{MIN}}{\Delta Ex_{NET}^Q} = \frac{755}{4502} = \mathbf{0.16} \quad (3.5.4.4.6.7)$$

3.5.4.4.7 Metode de minimizare a ireversibilităților și de creștere a eficienței în funcționare a condensatorului instalației de distilare criogenică

Funcționarea în condiții ideale (neadiabatică) a coloanei de distilare (*Diagrama T-s, fig. 3.5.4.4.5.1*) implică creșterea exergiei termice. Astfel, pentru aceleași rate de transfer termic ca la funcționarea adiabatică, aria Ciclului Carnot de schimb exergetic termic se majorează la funcționarea neadiabatică. În (*fig. 3.5.4.4.5.1*) curba exergetică în diagrama T-s apare aplatizată însă, în mod real aceasta este în trepte. O metodă de aplatizare a acestei curbe (și stabilizarea procesului de distilare) se poate realiza prin mărirea numărului de trepte (platane) de distilare, condiție însă ideală și dificil de realizat datorită necesității numărului foarte mare de astfel de trepte. O metodă practică este introducerea de fierbătoare și condensatoare intermediare în sistem.

Condensatorul coloanei de distilare (*fig. 3.2.3*) utilizează ca agent de răcire hidrogenul lichid produs de mașina frigorifică Philips PPH-A20. Reglarea temperaturii din interiorul coloanei de distilare se realizează prin reglajul nivelului de lichid în condensator, cu indicație de nivel și o supapă de siguranță (un nivel mai ridicat de hidrogen lichid în condensator înseamnă o putere criogenică mai mare în interiorul coloanei de distilare). O problemă majoră a instalației de

distilare criogenică o reprezintă funcționarea în condiții nestaționare și stabilizarea parametrilor de lucru datorate exact acestui flux de lichid de la condensator care este variabil.

Condensatorul actual utilizat în instalația de distilare criogenică din cadrul laboratorului de criogenie (*fig. 3.2.3*) este un schimbător de căldură de tip multitubular. Acesta este format dintr-un sistem de țevi sudate pe o placă de schimb de căldură cu lichidul de la mașina criogenică. Gazele urcă din coloană prin țevile condensatorului iar la partea superioară există o incintă unde are loc condensarea. Schimbul de căldură se realizează prin pereții țevelor iar curgerea lichidului înapoi în coloana de distilare întâmpină greutăți datorită restricționării acestuia de către gazul care urcă producând obturarea țevei. Astfel funcționarea unui număr de țevi este anulată producându-se blocaje (colmatări), zone de acumulare termică și în final scăderea exergiei termice. De asemenea lichidul care a părăsit țevile cade nedirijat pe o suprafață de formă conică unde, datorită temperaturii pereților are loc o a doua vaporizare ceea ce conduce la pierderi termice. Deci, o cauză a apariției acestor instabilități în funcționare o reprezintă metoda de condensare mai precis nivelul de lichid din condensator care nu se stabilizează și în consecință furnizarea de flux de lichid variabil. O a doua cauză a instabilității în funcționare o reprezintă modul de transfer a lichidului la coloană care se scurge și pe pereții coloanei conducând la schimb de căldură intern defectuos sau extern prin pereți (cu mediul ambiant) care conduce la creșterea ireversibilităților procesului și scăderea exergiei.

În acest context, în urma testelor realizate cu actualul condensator pe coloane de distilare la diferite presiuni (*fig. 3.4.3*) s-a constatat scăderea diferenței medii de temperatură între vârful coloanei și baza coloanei. Acest fapt conduce la o intensificare a conducției termice longitudinale de-a lungul coloanei astfel: temperaturile substanțial diferite ale capetelor coloanei și gradientii de temperatură în structura coloanei măresc transferul de căldură prin conducție termică locală care este în mod cert un fenomen ireversibil și care conduce la scăderea energiei utile respectiv la distrugerea exergiei termice. Deci scăderea aportului de exergie (de intrare) în coloanele de distilare (ec. 3.5.4.4.6.6) se poate realiza numai prin îmbunătățirea eficienței distilării realizabilă prin creșterea eficienței procesului de fierbere și condensare.

În prezenta lucrare am continuat cercetările în această direcție cu următoarele scopuri :

- stabilizarea nivelului de lichid în condensatorul instalației de lichefiere prin minimizarea oscilațiilor în funcționare
- creșterea eficienței procesului de lichefiere prin mărirea debitului de lichid la nivelul suprafeței reci a condensatorului instalației de lichefiere.

Având în vedere toate aceste dificultăți tehnice privind funcționarea coloanei de distilare, și pornind de la experimentele conduse de Alekseev [9], am dezvoltat un concept de

condensator de tip conic ca o nouă soluție constructivă care minimizează posibilitatea hazardului în procesul de condensare conducând la stabilizarea acesteia. Acest condensator are o construcție relativ simplă de tip flanșă de conducție termică (fig. 3.4.1) cu o față plată pe partea mașinii criogenice și cealaltă față prelucrată de formă conică sau cu nervuri respectiv pini, pentru mărirea suprafeței de transfer de căldură și orientate vertical pentru a asigura alunecarea ușoară a picăturilor de hidrogen condensat [10]. Forma înclinată a feței de contact cu lichidul creează astfel două avantaje :

- facilitarea unei curgeri preponderent pe centrul coloanei, conducând astfel la un contact minim cu pereții coloanei și
- (s)curgerea pe suprafața înclinată se realizează sub formă de picături și se elimină astfel dezavantajul formării peliculei pe suprafața de contact care conduce la pierderi termice respectiv transfer de căldură minim.

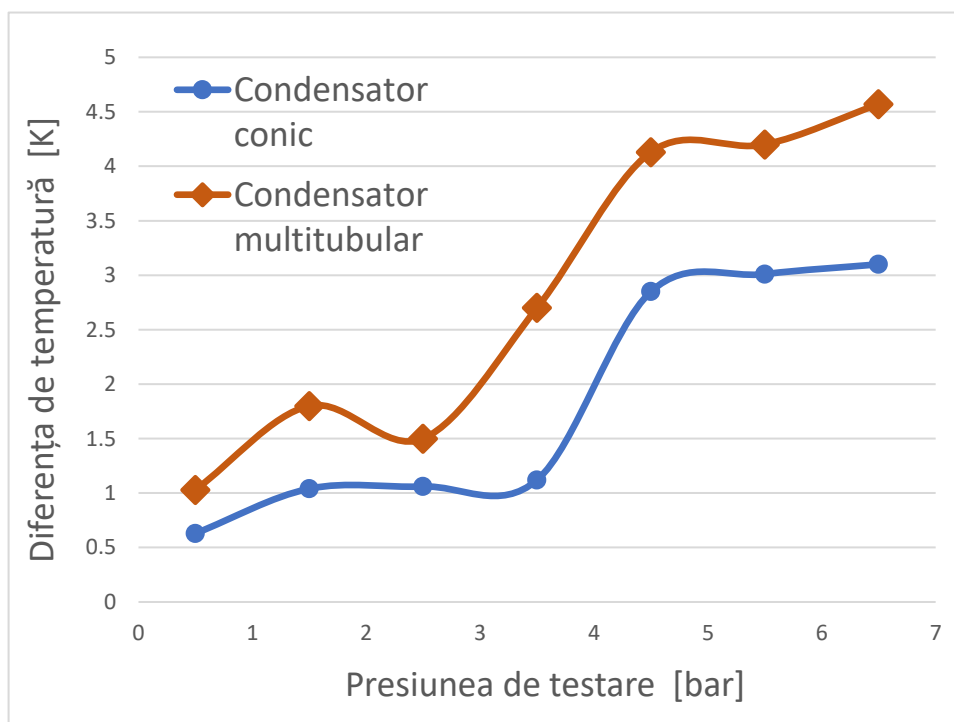


Figura 3.5.4.4.7.1 Diferențele de temperaturi între condensator și fierbător obținute pentru cazul utilizării condensatorului multitubular și respectiv conic

Pentru confirmarea funcționării noului tip de condensator au fost realizate o serie de teste prin montarea condensatorului de tip conic pe coloana de distilare criogenică de lungime de 1 m și diametru de 12 mm (fig. 3.4.3). În urma testelor efectuate s-a constatat o diferență medie de temperatură de 1.8 K între vârful coloanei și baza coloanei, la presiune constantă. În cazul utilizării noului model de condensator se constată micșorarea în medie cu 1K a diferenței de temperatură dintre vârful și baza coloanei (fig. 3.5.4.4.7.1), față de actualul condensator. Randamentul exergetic general al coloanei de distilare, calculat cu

ec. 3.5.4.4.6.7, va crește în cazul utilizării condensatorului conic la 18 % față de 16 % în cazul condensatorului tubular.

Pentru testarea însă a coeficientului de transfer termic pentru diferite configurații constructive a acestui condensator nou (cu nervuri sau cu pini) este nevoie de realizarea de teste multiple. O coloană de distilare criogenică având ca agent de lucru hidrogenul este masivă, complicat de etanșat (hidrogenul este extrem de exploziv) și nu se justifică timpul și resursele pentru asamblarea și dezamblarea acesteia foarte des [7]. În acest sens, lucrarea prezintă o instalație experimentală de lichefiere a hidrogenului pe care s-a testat din punct de vedere al modului de transfer termic această nouă formă constructivă de condensator în diferite versiuni de configurații geometrice.

4. DESCRIEREA TEHNICĂ ȘI FUNCȚIONALĂ A STANDULUI EXPERIMENTAL

4.2 METODA DE TESTARE A CONDENSATORULUI

Funcționarea eficientă a coloanelor de distilare este determinată în mare măsură de eficiența frigorifică a condensatorului.

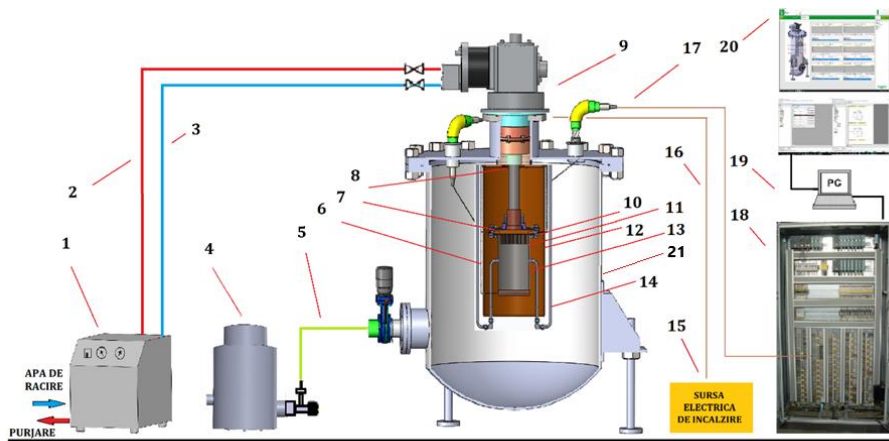


Figura 4.2.1.1 Schema standului experimental criogenic de testare a condensatorului de hidrogen
1) compresor heliu 2) traseu He retur 3) traseu He tur 4) pompă de vid 5) traseu vid
6) rezistență electrică pentru încălzire 7) treapta a două de răcire a crio-refrigeratorului GM
8) prima treaptă de răcire a crio-refrigeratorului GM 9) capul rece al crio-refrigeratorului GM
10) senzor de temperatură rece T_r 11) condensator din CuOFHC 12) ecran protecție împotriva radiației termice
13) cameră de lichefiere 14) traseu gaz 15) sursă electrică pentru încălzire 16) traseu cabluri pentru încălzire electrică
17) traseu cabluri semnale electrice către tablou PLC 18) tablou PLC 19) calculator de proces program SCADA Vijeo Citect Schneider Electric
20) vizualizare date de proces 21) criostat

Metoda de testare a diferitelor componente separat de coloana de distilare are o utilizare largă [14] tocmai pentru a permite verificarea unui domeniu mai larg de temperaturi și, pe termen lung, pentru a ajunge la starea de echilibru. Deci, noul condensator experimental va fi testat pe un stand separat față de coloana de distilare căreia îi este dedicat. De aceea condensatorul trebuie să fie testat la regimuri variate de funcționare specifice separării diferitelor compoziții ale amestecurilor. Un astfel de tip de teste este necesar în procesul de selectare a formei și dimensiunilor celui mai eficient posibil condensator din mai multe opțiuni.

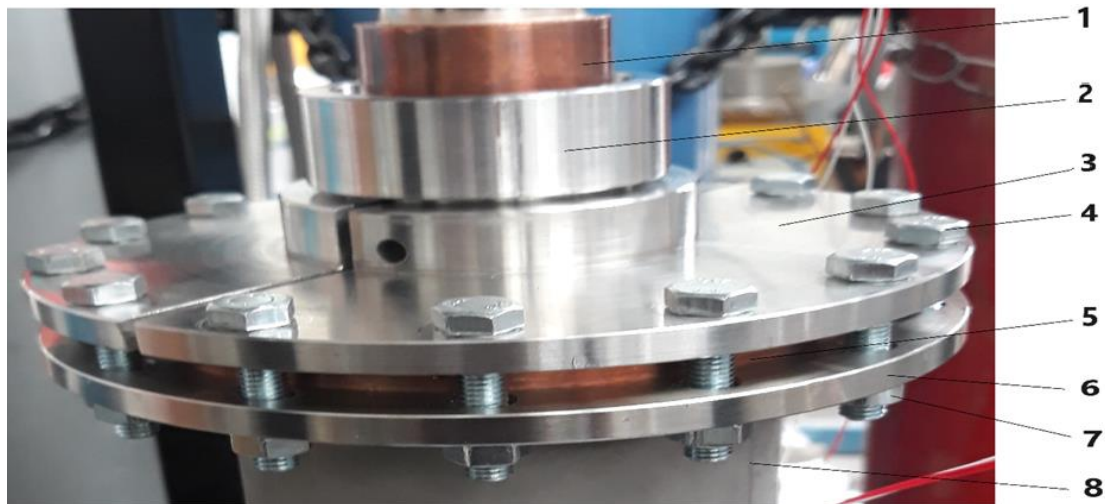


Figura 4.2.1.2 Asamblarea condensatorului cu strângere în șuruburi pe flanșa camerei de lichefiere

1. treapta de răcire; 2. piuliță de montaj; 3. flanșa superioară condensator;
4. șurub de montaj; 5. condensator; 6. flanșa inferioară; 7. piuliță de montaj;
8. camera de lichefiere

Condensatorul (11) este răcit la o temperatură stabilă minimă de 20 K (fig. 4.2.1.1) în interiorul unei camere de testare (13) (rezervorul de hidrogen lichid) aflată într-o incintă vidată ($10e-6$ mbar) și anume criostatul (21). Incinta criostatului este vidată prin intermediul pompei turbomoleculare PT (4) cu indicație nivel vid. Crio-refrigeratorul GM, amplasat în partea superioară a criostatului (21), realizează temperatura minimă de lichefiere prin intermediul capului rece (9) (engl. *coldhead*) cu două trepte de răcire (7) și respectiv (8). Acesta funcționează cu gazul de lucru heliu care este vehiculat și furnizat de un compresor de tip F-50 (1) prin intermediul traseelor de heliu de tur (3) și retur (2).

Reglajul temperaturii atinsă se realizează prin inducerea unei temperaturi exterioare produsă de o rezistență electrică (6) atașată la camera de testare (13) (figura 4.2.1.1). Controlul puterii de încălzire la etapele de răcire se realizează prin intermediul unui regulator de temperatură criogenică monitorizat și controlat de către modulul PLC (18). Datele de măsură sunt prelucrate de către un calculator de proces cu program SCADA Vijeo Citect Schneider Electric (19) și vizualizate (20).

Realizarea condensării vaporilor de hidrogen este obținută, în cadrul instalației experimentale criogenice de testare, cu ajutorul unei configurații răcite prin conducție termică, care constă dintr-un cuplaj mecanic (fig. 4.2.1.2) între baza condensatorului și treapta a 2-a de răcire a crio-refrigeratorului. Pentru asigurarea flexibilității în manevrabilitate, în cadrul standului criogenic de testare piesa condensatorului este montată pe capul rece printr-o asamblare demontabilă în șuruburi (fig. 4.2.1.2).

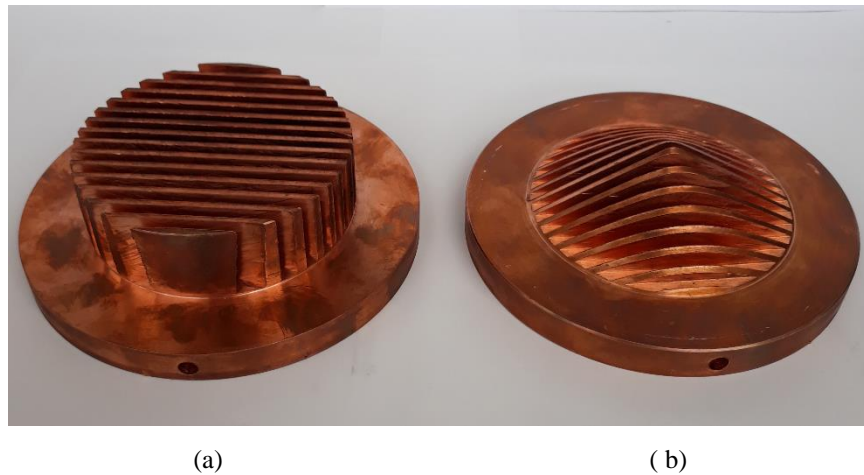


Figura 4.2.1.3 Poză configurație geometrică a condensatoarelor de hidrogen cu nervuri
a) rectangular și b) conic

Scopul final al proiectării condensatorului este să configureze tipul de condensator care să se apropie de un transfer termic ideal în cazul temperaturilor medii scăzute, adică să se reducă cât mai mult rezistența termică a acestuia [40]. Astfel, o soluție de proiectare pentru creșterea cantității de condensat al vaporilor de hidrogen pe condensator este extinderea suprafeței de transfer termic a acestuia. De aceea, modelele experimentale ale condensatorului de cupru OFHC sunt prevăzute cu diferite configurații de nervuri și pini pentru curgerea neobstrucționată a lichidului (fig. 4.2.1.3 și fig. 4.2.1.6).

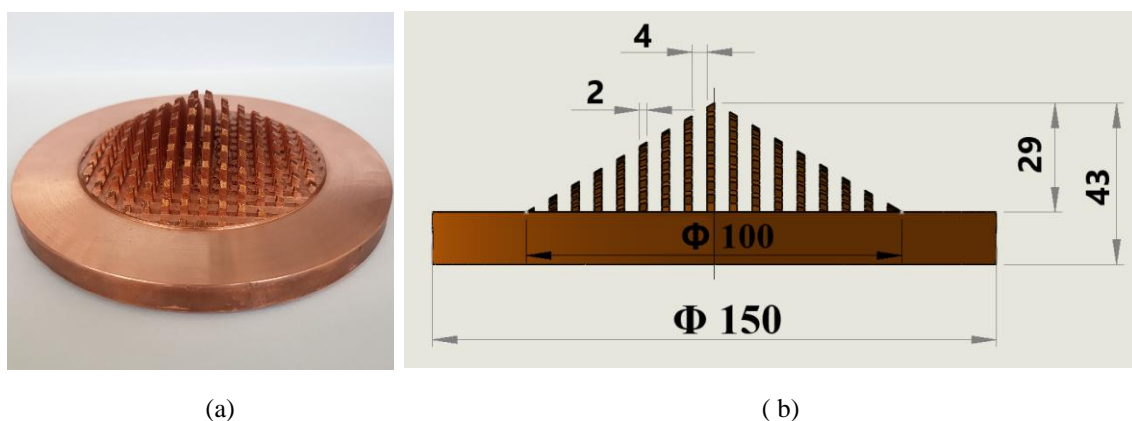


Figura 4.2.1.6 a) Poza b) Schema dimensională pentru configurația geometrică a condensatorului conic cu pini testat pe standul experimental

Orientarea verticală a nervurilor respectiv pinilor asigură că picăturile de hidrogen condensat alunecă cu ușurință în jos. Problema condensării prin picurare nu este de a o realiza, ci mai degrabă de a o susține pentru perioade lungi de timp. Astfel, într-o funcționare constantă, transferul de căldură dintre suprafețe depinde de suma rezistențelor termice pe direcția debitului de căldură, iar o rezistență termică mare rămasă în sistem va domina procesul de transfer de căldură [50], chiar dacă au fost anulate (diminuate) alte rezistențe mai mici.

4.2.2 Metoda experimentală de determinare a coeficientului de transfer termic al condensatorului instalației de lichefiere hidrogen

Procesul de testare a condensatoarelor de hidrogen constă în crearea de condiții similare coloanelor de distilare a amestecurilor izotopilor de hidrogen din punct de vedere al parametrilor de lucru, temperatură și presiune, și experimentarea condițiilor de creștere a eficienței frigorifice a diferitelor tipuri constructive de condensatoare de hidrogen.

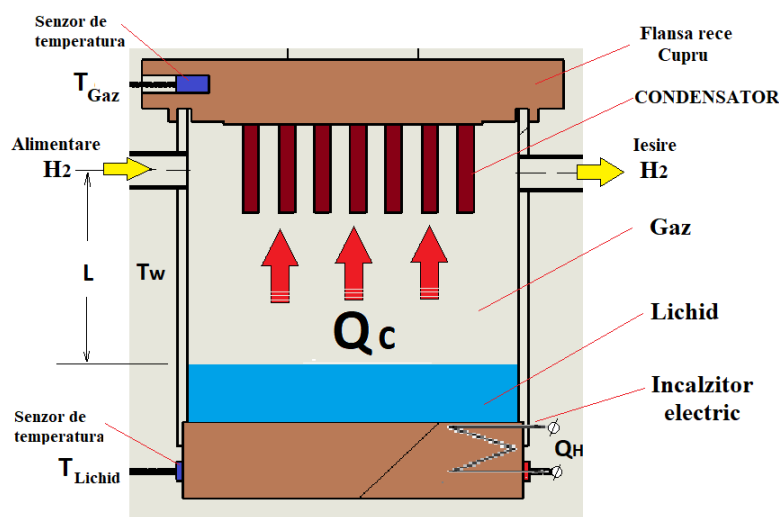


Figura 4.2.2.1 Metoda experimentală de determinare a coeficientului de transfer termic al condensatorului de hidrogen pentru capacități termice diferite

În interiorul camerei de testare, transferul de căldură se realizează în cea mai mare parte prin conducție termică, prin intermediul suprafeței condensatorului, de la flansa treptei a doua de răcire a crio-refrigeratorului. Există de asemenea un transfer de căldură convectiv între gaze și suprafața peliculei de condens. Randamentul termic al condensatorului depinde de valoarea coeficientului total de transfer termic la suprafața de contact a condensatorului, în $W/(m^2K)$. La condensarea a gazelor pe suprafețele verticale condensul apărut formează pe perete o peliculă [47] care este continuă pentru o suprafață plană (fig. 4.2.2.3).

Datorită formării acestei pelicule condensul rezultat reprezintă principala rezistență la transferul de căldură prin condensare [50]. În acest sens, am dezvoltat o configurație PI&D și o metodă de testare cât mai precisă a modelelor experimentale de condensatoare (fig. 4.2.2.1). Considerând procesul stabilizat (condiții staționare) și un flux de căldură unidirecțional, cantitatea de căldură transferată între:

- suprafața condensatorului și lichidul în fierbere este:

$$\dot{Q}_f = h_f \cdot A_f \cdot \Delta t_f \quad (4.2.2.3)$$

și

- suprafața condensatorului și vaporii în condensare este:

$$\dot{Q}_c = h_c \cdot A_c \cdot \Delta t_c \quad (4.2.2.4)$$

în care:

h_f și h_c = reprezintă coeficienții medii de transfer termic, în $[W/(m^2K)]$ deoarece, în realitate, grosimea filmului de fierbere și de condensare (a peliculei) variază
 A_f și A_c = reprezintă aria suprafețelor de transfer de căldură ale condensatorului care se testează, în $[m^2]$, în funcție de geometria expusă fluxului de gaz

Fluxul de căldură transferat depinde în principal de: căldura latentă de condensare și debitul vaporilor condensați.

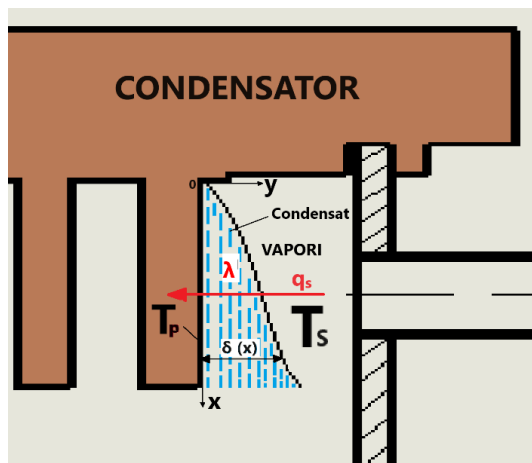


Figura 4.2.2.3 Reprezentarea condensării peliculare a vaporilor puri pe suprafața verticală a condensatorului

Corespondența dintre gazele reale și gazul perfect este valabilă numai pentru anumite domenii de presiune, volum și temperatură sau altfel spus, comportamentul gazelor reale nu este foarte corect modelat de ecuația gazului perfect, ceea ce conduce la erori importante [47]. Luând în considerare aceste considerații pentru cazul real (experimental) actual s-a calculat densitatea vaporilor saturați cu ajutorul ecuației de stare Redlich-Kwong [126] :

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{\sqrt{T} v(v+b)} \quad (4.2.2.7)$$

în care:

$R = 8314$ reprezintă constanta universală a gazelor în [kJ/kmol K]

a și b = reprezintă valori constante [126] specifice pentru hidrogenul în stare normală n-H₂:

$$a = 0.4275 \frac{R^2 T_k^{2.5}}{p_k} \quad (4.2.2.8)$$

$$b = 0.0867 \frac{R T_k}{p_k} \quad (4.2.2.9)$$

$P_k, T_k, v =$ parametrii stării critice a gazului, conform NIST [73]

Ecuția Redlich-Kwong prezintă avantajul utilizării în calcul a doar două constante pentru a estima corect comportarea gazelor reale [126] la presiuni ridicate și temperaturi mai mari decât cea critică. Căldura de vaporizare se calculează prin intermediul ecuației Clapeyron-Clausius [47]:

$$\frac{dp_{vap}}{dT} = \frac{\Delta h_v}{T \Delta v_v} \quad (4.2.2.10)$$

Conform Mittelhauser [126], pe curba de saturație a hidrogenului și a izotopilor săi presiunea variază în funcție de temperatură după relația:

$$\log p_{vap} = A + \frac{B}{T} + C \cdot \log T + D \cdot \frac{p}{T^2} \quad (4.2.2.11)$$

Înlocuind ec. (4.2.2.11) în ec. (4.2.2.10) se obține ecuația entalpiei de vaporizare:

$$h_{fg} = \Delta v_v \left[\frac{C \cdot T^2 - B \cdot T - 2 \cdot D \cdot p}{\frac{T^2}{p} - D} \right] \quad (4.2.2.12)$$

în care:

$\Delta v_v =$ reprezintă diferența calculată dintre volumul specific al gazului în stare de vapori respectiv volumul specific al fazei lichide, în [m³/kg]

p, T = reprezintă parametrii mășurați pe durata procesului

A, B, C, D = reprezintă valori constante specifice pentru hidrogenul în stare normală n-H₂

Metoda experimentală presupune compararea coeficienților de transfer de căldură la condensare, obținuți experimental, pentru a determina performanțele diferitelor tipuri de condensatoare testate.

4.4 DESFĂȘURAREA TESTELOR PRELIMINARE DE PERFORMANȚĂ PENTRU DETERMINARE CAPACITATE CRIO-REFRIGERATOR GM RDK-415D ÎN DOMENIUL DE TESTARE CONDENSATOARE

Din diagrama capacității frigorifice a crio-refrigeratorului GM SRDK-415D [49], capacitatea de răcire a treptei a 2-a se poate vizualiza până la 25 K. Pentru a atinge aceste temperaturi speciale până la 35K, mai mari decât cele cuprinse în diagrama sa de încărcare, a fost determinat intervalul de temperatură de funcționare pentru crio-refrigeratorul GM montat

pe actualul stand experimental criogenic prin realizarea preliminară de teste de performanță suplimentare în cadrul Laboratorului de Criogenie (fig. 4.4.1).

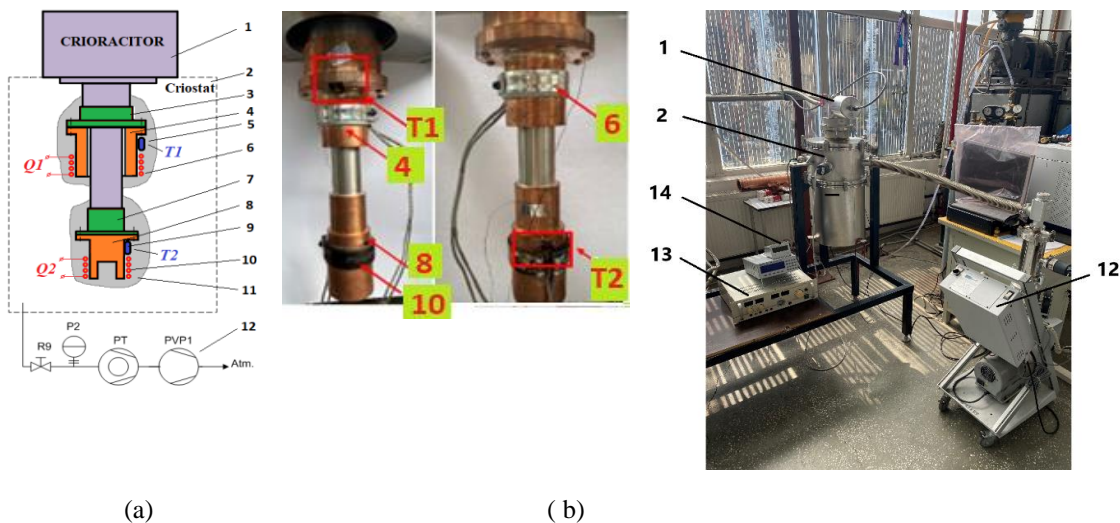


Figura 4.4.1 a) Schema montajului pentru testul de performanță al crio-refrigeratorului SRDK-415D b) Poze ale configurației experimentale ale testului de performanță
 1. Cap rece crio-refrigerator GM; 2. Criostat 3. Cap rece treapta I; 4. Adaptor treapta I (piese intermediare din cupru pentru încălzitor); 5, 9. Senzori de temperatură; 6,10. Încălzitoare electrice; 7. Cap rece treapta II; 8. Adaptor treapta II (piese intermediare din cupru pentru încălzitor); 11. Zona de izolare termică în vid 12. Sistem de pompe de vid (pompă de vid turbomoleculară); 13. Regulator de temperatură, model 54 Cryo-Con; 14. Indicator nivel de vid pentru criostat; T_1 - Senzor de temperatură pe treapta I; T_2 - Senzor de temperatură treapta II

Testele de performanță folosesc metoda de inducere a sarcinilor termice variate la cele două trepte de răcire ale crio-refrigeratorului până la atingerea temperaturilor planificate (fig.4.4.4).

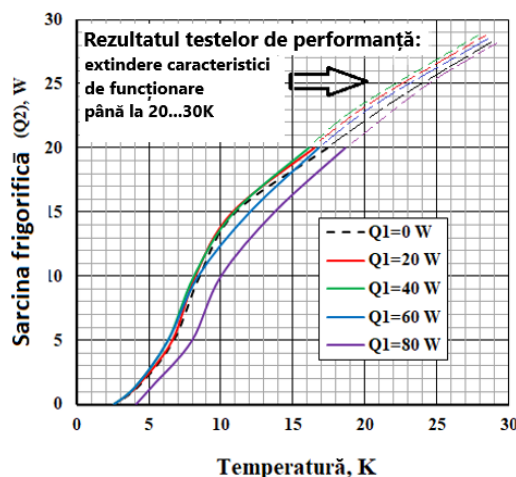


Figura 4.4.4 Capacitatea frigorifică extinsă a crio-refrigeratorului SHI GM RDK-415D [49] și domeniul rezultatelor experimentale.
 Q_1 și Q_2 reprezintă capacitățile pentru treapta I respectiv treapta a 2-a de răcire

4.4.1 Metodă alternativă de estimare a capacității și ratei de condensare a mașinii frigorifice crio-refrigeratorului GM RDK-415D

Tabel 4.4.1.1 Calcul pentru determinarea puterii frigorifice a crio-refrigeratorului GM SRDK 415D

	Capacitate de răcire la treapta a 2-a	Capacitate de răcire la treapta 1	Eficiența teoretică Carnot	Capacitatea de răcire echivalentă la treapta a 2-a	Capacitatea de răcire echivalentă la treapta 1
T[K]	$Q_{c(tr.2)}$ [W]	$Q_{c(tr.1)}$ [W]	η [%]	$Q_{echiv(tr.2)}$ [W]	$Q_{echiv(tr.1)}$ [W]
4.2	1.5		0.0142	55.6	
20	22 ^{a)}		0.0714	162	
22.4	26 ^{b)}		0.0807	169.5	
50		35	0.2000		92
96		80 ^{b)}	0.4706		89.4
103.4 ^{c)}			0.5259		

a) date experimentale

b) date extrapolate din diagrama de putere a producătorului crio-refrigeratorului [49]

c) temperatura medie logaritmică calculată conform ec. 4.4.1.8

Rezultatele din testele de performanță ale crio-refrigeratorului (fig. 4.4.4) arată valori apropiate față de rezultatele estimate. Astfel la temperatura de 20K din testele de performanță a rezultat o capacitate frigorifică (fig. 4.4.4) cu o rată de condensare de 0.0116 g/s (0.60 L/h) față de cea estimată prin această metodă (tab. 4.4.1.2) de 0.0165 g/s (0.83 L/h). De asemenea, calculul termic realizat după predimensionare (cap. 5.5.3) a condus la o rată de condensare 0.0124 g/s (0.61 L/h).

Tabel 4.4.1.2 Valori obținute pentru rata de condensare a crio-refrigeratorului GM SRDK 415D

Mod de calcul	Rata de condensare	
	(g/s)	(L/h)
Metodă alternativă de calcul	0.0165	0.83
Metodă de calcul termic	0.0124	0.61
Metodă experimentală	0.0116	0.60

Metoda de estimare explică în limite rezonabile atât rezultatele experimentale cât și cele teoretice de verificare, deci poate fi utilizată ca metodă alternativă pentru predimensionarea instalației de lichefiere în funcție de rata de condensare.

5. MODELUL TEORETIC AL CONDENSATORULUI

5.4 SARCINA TOTALĂ A INSTALAȚIEI CRIOGENICE

Sarcina termică totală a instalației criogenice (tabelul 5.4.1) se calculează prin luarea în considerare a tuturor încărcărilor (sarcinilor) termice [57] (în structura solidă, conductorii electrici, gazul rezidual și pereții radianți exteriori ai criostatului), transferul de căldură realizându-se în trei moduri:

- conducție termică (prin structurile solide, conductorii electrici - efectul Joule),
- radiație termică (prin spațiul aflat între echipamente și pereții radianți),
- convecție (prin lichide și gazul rezidual)

Tabelul 5.4.1 Sarcina termică estimată a criostatului instalației criogenice

Componența	Sarcina Termică / Putere [W]	Temperatura [K]
Radiație pereți criostat la 300K	5.22	
Gât trecere 300K in camera probelor	11.92	
Instrumentația de măsură	0.6	
Linia de gaz 300K in camera probelor	0.013	
TOTAL (Sarcina termică la 20K)	17.71	
Puterea crio-refrigeratorului GM obținută la 20K	22	~20

Astfel bilanțul termic total al criostatului este:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_c + \dot{Q}_r + \dot{Q}_g + \dot{Q}_l = 11.92 + 5.18 + 0.013 + 0.6 \quad (5.4.1)$$

$$\dot{Q}_H = 17.71 \text{ W} \quad (5.4.1')$$

unde:

\dot{Q}_H = sarcina termică a criostatului, în [W]

\dot{Q}_c = fluxul de căldură datorat conducției termice a suprafețelor de sprijin, în [W]

\dot{Q}_r = fluxul de căldură datorat radiației termice, în [W]

\dot{Q}_g = căldura datorată conducției termice prin gazele reziduale, în [W] și

\dot{Q}_l = fluxul de căldură generat la efectul Joule, în [W]

În calculul pentru rezultatul final s-a ținut cont de specificul instalației criogenice [42] și nu s-au luat în considerare reducerile de sarcină datorate metodelor de îmbunătățire

prezentate. Există în acest sens două metode care aplicate au redus sarcina termică cu aproximativ 3.61 W prin:

- realizarea unui vid ridicat prin reducerea presiunii gazului în criostat și implicit reducerea semnificativă a transferului de căldură prin convecție de gaz;
- introducerea de ecrane de radiație care reduce la jumătate schimbul de căldură din radiație termică.

Sarcina termică a componentelor majore ale criostatului răcit prin conducție termică de 17.71 W poate fi susținută de capacitatea de 22 W la 20 K a crio-refrigeratorului Gifford - McMahon utilizat (*tab. 4.5.1*), rezultată din testele suplimentare realizate pentru determinarea capacității frigorifice extinse a crio-refrigeratorului GM SHI GM RDK-415D [49] (*fig. 4.4.4*).

5.5.3.1 Determinarea ratei de evaporare maximă a hidrogenului lichid în camera de lichefiere

În condițiile realizării unei etanșări corespunzătoare și a unui nivel de vid ridicat (mai mare de 10^{-3} Pa) se consideră transferul conductiv (*tabelul 5.4.1*) prin gâtul criostatului ca fiind principalul factor de evaporare a lichidului din rezervor (*ec. 5.2.17*):

$$\dot{Q}_c = 11.92 \text{ W} \quad (5.6.3.1.1)$$

Rata de evaporare a hidrogenului datorat sarcinii termice de conducție este:

$$\dot{m}_{ev.cond} = \frac{\dot{Q}_c}{\lambda_{lat_{H_2}}} = \frac{11.92 \left(\frac{J}{s}\right)}{448.710 \left(\frac{J}{g}\right)} = 0.026 \left[\frac{g}{s}\right] \quad (5.6.3.1.2)$$

$$= 1.35 \left[\frac{L}{h}\right] \quad (5.6.3.1.4)$$

în care:

$$\lambda_{lat_{H_2}} = 448.71 \text{ [J/g]} \quad (5.6.3.1.6)$$

= reprezintă căldura latentă de vaporizare a hidrogenului [73], (*rel. 5.2.4*)

$$\rho_{H_2} = 70.922 \text{ [g/L]} \quad (5.6.3.1.7)$$

= reprezintă densitatea hidrogenului la temperatura medie de lichefiere $T_{Lm}=20.307$ K [73],

în condițiile de funcționare (*rel. 5.2.4*)

5.6.3 Calculul înălțimii condensatorului în funcție de rata de condensare pe capul condensatorului

În prima etapă a calculului de dimensionare a condensatorului instalației de lichefiere hidrogen se alege din experiența practică dimensiunile diametrului flanșei (placa de bază) (D_c)

și înălțimea condensatorului (L_c). Se realizează calculele prezentate în capitolele anterioare de evaluare a sarcinii termice (*cap 5.1*), de determinare a pierderilor termice (*cap 5.5*), a ratelor de evaporare și de condensare (*cap.5.5.3*).

În urma calculelor se determină:

- capacitatea instalației de a susține sarcina termică în condiții de eficiență frigorifică (*cap 5.1* și *cap 5.5*)
- un coeficient mediu de transfer de căldură teoretic al vaporilor care condensează la suprafața condensatorului și formează stratul pelicular laminar (*cap.5.6*) după cum urmează.

La finalul primei etape de proiectare se calculează:

- fluxul de căldură al vaporilor care condensează la suprafața condensatorului (stratului pelicular) conform relației Newton (5.6.2.2):

$$\dot{Q} = h_{vert} \cdot A \cdot (T_{sat} - T_s) \quad (5.6.3.1)$$

$$\dot{Q} = 4463.1 \cdot 0.0098 \cdot (20.368 - 20.245)$$

$$Q = \mathbf{5.38 W} \quad (5.6.3.2)$$

- rata de condensare pe capul condensatorului:

$$\dot{m}_{th} = \frac{\dot{Q}}{h'_{fg}} = \frac{5.38}{449.524}$$

$$\dot{m} = \mathbf{0.012} \left[\frac{g}{s} \right] \quad (5.6.3.3)$$

în condițiile dimensionale impuse inițial: diametrul plăcii de bază (D_c) și înălțimea condensatorului (L_c) considerate stabilite prin proiectare.

în care:

A_c = reprezintă aria suprafeței condensatorului, în [m^2]

$$A_c = \pi \cdot D_c \cdot L_c = 3.14 \cdot 0.010 \cdot 0.029 = 0.0098 m^2 \quad (5.6.3.4)$$

$D_c = 0.0108 m$ reprezintă diametrul plăcii de bază a condensatorului considerată stabilită ca cerință de proiectare a coloanei de distilare, în [m] (*fig. 4.1.2.5.2 și 4.1.2.5.3*)

$L_c = 0.029 m$ reprezintă înălțimea condensatorului, în [m] (*fig. 4.2.1.6*)

$T_{sat} = 20.368 K$ reprezintă temperatura de saturație H_2 la presiunea 0.1013Mpa (*cf.rel.5.2.4*)

$T_s = 20.245 K$ reprezintă temperatura medie de lichefiere la suprafața condensatorului (*cf.ec.5.2.4*)

$h'_{fg} = 449.524 \left[\frac{J}{g} \right]$ reprezintă căldura latentă de vaporizare h_{fg} modificată, (*cf. ec. 5.6.2.12*), în [kJ/kg]

În a doua etapă a proiectării se alege o rată de condensare reală rezultată din experimente efectuate în aceleași condiții de presiune și temperatură (cf. rel. 5.2.4).

Din datele experimentale a rezultat rata de condensare de $\dot{m}_{re} = 0.009$ g/s iar căldura transferată termic pentru condensarea hidrogenului gazos se calculează ca fiind:

$$\dot{Q}_{re} = \dot{m}_{re} \cdot h'_{fg} = 0.009 \cdot 10^{-3} \cdot 449.524 \quad (5.6.3.5)$$

$$\dot{Q}_{re} = 4.05 \text{ W} \quad (5.6.3.6)$$

Din expresia fluxului de căldură (ec. 5.6.3.1) se calculează astfel aria suprafeței necesare pentru ca vaporii să condenseze la suprafața condensatorului (stratului pelicular) cu o rată de condensare rezultată experimental: $\dot{m}_{re} = 0.009$ g/s:

$$A_{cond} = \frac{\dot{Q}_{re}}{h_{vert} \cdot (T_{sat} - T_s)} = \frac{4.05}{4463.1 \cdot (20.368 - 20.245)} \quad (5.6.3.7)$$

$$A_{cond} = 0.0074 \text{ m}^2 \quad (5.6.3.8)$$

Din care rezultă,

pentru un diametru stabilit prin proiectare al plăcii de bază a condensatorului (fig. 4.2.1.6):

$$D_c = 0.0108 \text{ m} \quad (5.6.3.9)$$

înălțimea reală a condensatorului L_c :

$$L_{cond} = \frac{A}{\pi \cdot D_{cond}} = \frac{0.0074}{3.14 \cdot 0.0108}$$

$$L_{cond} = 21.8 \text{ mm} \quad (5.6.3.10)$$

Se observă că, pentru nivelul de schimb de căldură calculat, lungimea efectivă (reală) a condensatorului este mai mică decât cea proiectată inițial.

Acest fapt se poate explica în două moduri:

- Există un flux de căldură mai mare însă partea inferioară și partea periferică a condensatorului au rol de prerăcire a fluxului termic.
- Calculul teoretic nu ia în considerare toate datele de proces.

6. OPTIMIZAREA GEOMETRICĂ A CONDENSATORULUI PRIN MINIMIZAREA PRODUCȚIEI DE ENTROPIE

Creșterea performanței frigorifice a condensatorului se realizează prin două modalități: intensificarea transferul termic la suprafața condensatorului (creșterea vitezei de condensare a vaporilor) în primă fază și apoi stabilizarea parametrilor pe un palier în sensul asigurării unei rate constante de condensare. Cele două modalități de eficientizare termică a procesului se pot realiza prin soluțiile tehnice [128]:

- scăderea rezistenței suprafeței de transfer termic
- extinderea suprafeței de transfer termic a condensatorului

c) utilizarea pentru condensator a unui material foarte bun conducător termic la temperaturi joase (criogenice).

De aceea aplicarea soluțiilor tehnice de la *lit. b) și c)*, de mai sus, este condiționată de rezolvarea cerinței de la *lit. a)*: *scăderea rezistenței suprafeței de transfer termic*.

Respectând acest concept, proiectarea condensatorului cu suprafață extinsă de transfer termic sub formă de nervuri sau pini, care răcește la temperatura de proces, nu garantează randamentul termic bun al acestuia, chiar dacă se realizează un coeficient de convecție de peste 10 ori mai mare [50] datorat procesului de condensare prin picurare, adică de rupere a peliculei de condensat lichid continuu și formarea doar de picături de diametre diferite. Poate fi nevoie de o ajustare a parametrilor dimensionali, de material și funcționali ai acestui schimbător termic pentru obținerea unei variante optimizate de condensator care să determine creșterea eficienței frigorifice a sistemului în ansamblu (prin luarea în calcul și *a punctelor b) și c)* de mai sus), deoarece problema condensării prin picurare nu este de a o realiza, ci mai degrabă de a o susține pentru perioade lungi de timp [50]. Astfel, pentru a îmbunătăți performanța condensatorului, referitor la criteriile de proiectare, se pot modifica mai multe variabile independente, cum ar fi proprietățile de material (conductivitatea termică), proprietățile gazului de lucru (vâscozitate, densitate conductivitate termică), dimensiunile flanșei de bază precum și dimensiunile și numărul pinilor. Îmbunătățirile realizate trebuie însă să fie intercorelate între ele pentru a obține un efect optim. Căderea de presiune ΔP pe condensator în cadrul procesului de schimb termic reprezintă domeniul care trebuie cercetat cu atenție. Aceasta datorită faptului că, pentru o cădere de presiune care este prea mare, există posibilitatea ca vaporii de gaz să ocolească suprafața de condensare sau contactul termic să se realizeze cu un volum mai redus de vapori (*fig. 6.2.1*).

Condensarea vaporilor la suprafața condensatorului conduce la formarea unei pelicule de condensat care acoperă toată zona de transfer termic și se acumulează în timp. Acest fenomen conduce la scăderea ratei de transfer termic prin creșterea rezistenței termice a condensatorului.

Pe de altă parte, dacă se optimizează un singur parametru iar ceilalți parametri de proiectare se impun se poate identifica o soluție de proiectare optimizată dar care nu este robustă și nu este eficientă întotdeauna atunci când și alți parametri de proiectare variază. Astfel, într-o funcționare constantă, transferul de căldură dintre suprafețe depinde de *suma rezistențelor termice pe direcția debitului de căldură*, iar o rezistență termică mare rămasă în sistem le poate acoperi pe toate celelalte și domină procesul de transfer de căldură [50]. În astfel de cazuri, îmbunătățirea nivelului unei rezistențe termice mai mici (cum ar fi cea datorată condensului sau a fierberii) dar nu și a altor tipuri de rezistențe termice din sistem face ca îmbunătățirea coeficientului general de transfer de căldură să fie nesemnificativă.

Performanța unui schimbător de căldură în condensare depinde [130] de rezistența totală a condensatorului și de căderea de presiune pe capul de răcire.

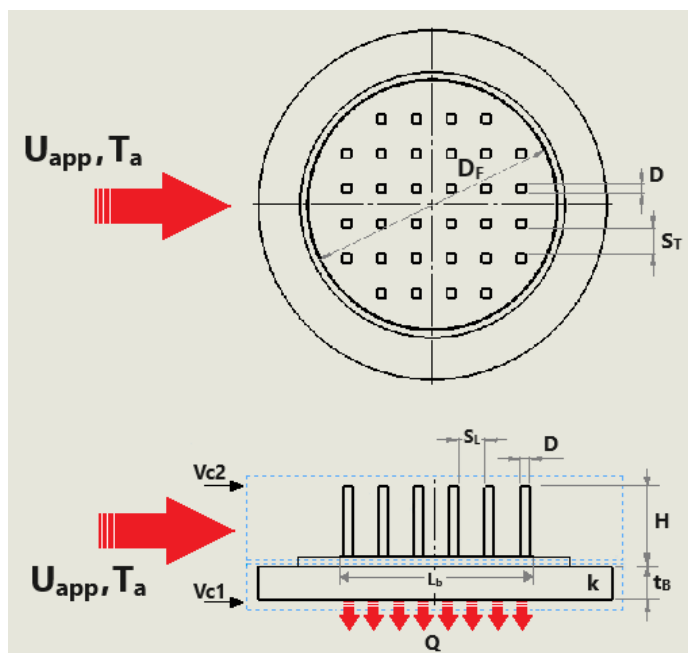


Figura 6.2.1 Schema condensatorului cu pini în linie în contact cu fluxul de gaz
 Q - sarcina termică a condensatorului; U_A și T_a - viteza și temperatura de intrare gaz; S_T și S_L - pasul transversal și longitudinal al pînilor; D și H - latura secțiunii pătrate și înălțimea pînii; t_b - lățimea placă de bază; D_f - diametru flanșă susținere placă de bază; V_{c1} și V_{c2} - volum de calcul pini și placă de bază pentru bilanțul energetic

Obiectivul acestui capitol este de a identifica punctul în care prin optimizarea unui număr minim de parametri să conducă la optimizarea concomitent a ambelor proprietăți de mai sus, în scopul realizării performanței termice a condensatorului. De aceea, având în vedere cumulum de factori care influențează coeficientului general de transfer de căldură (formă geometrică, caracteristici suprafață de transfer termic, material), este nevoie de o optimizare exergetică a condensatorului prin minimizarea producției de entropie și maximizarea efectului util al procesului de transfer termic la nivelul condensatorului.

6.6 MODELUL MATEMATIC MPE PENTRU OPTIMIZAREA GEOMETRIEI CONDENSATORULUI CU REȚEA DE PINI

Spre deosebire de metoda exergetică, metoda de *minimizare a producției de entropie* (MPE), utilizată în acest capitol, constă [78] în combinarea principiilor și metodelor termodinamice cu cele de transfer termic, mecanica fluidelor și alte procese de transport.

În domeniul criogenic, al răcirii la temperaturi joase, se utilizează des metode de minimizare a ireversibilităților [78] ca și procedee de optimizare și proiectare, datorită generării mari de entropie ca urmare în principal a acestei diferențe mari de temperatură față de mediul ambiant.

Prin aplicarea legilor conservării masei și energiei cu ecuația de echilibru a entropiei (fig. 6.6.1), expresia ratei de generare a entropiei [78] pentru un fluid care curge peste un condensator (fig. 6.6.1) are expresia:

$$\dot{S}_{gen} = \left(\frac{Q^2}{T_a T_b} \right) R_{hs} + \frac{\dot{m} \cdot \Delta p}{\rho \cdot T_a} \quad (6.6.1)$$

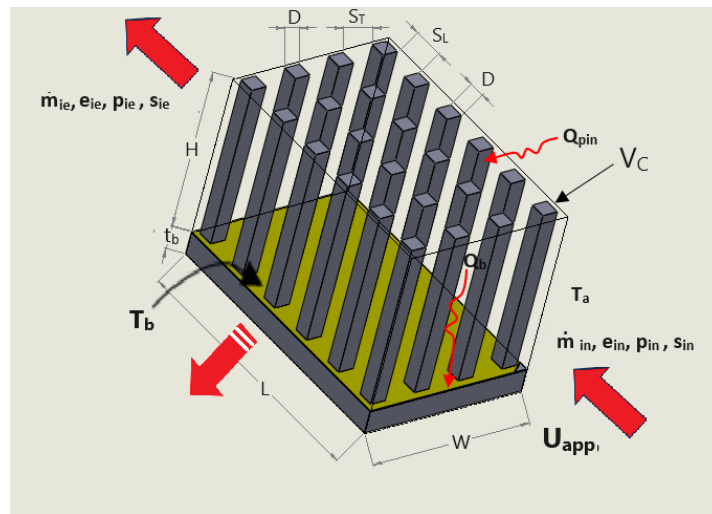


Figura 6.6.1 Volum de control pentru calculul ratei de generare a entropiei în cazul unei rețele de pini de secțiune rectangulară în contact cu fluxul de hidrogen gazos

în care: se observă că rata generării de entropie depinde numai de:

- rezistența condensatorului și
- de căderea de presiune pe pini,

cu condițiile simplificatoare:

- geometrie stabilită a pinului,
- sarcina termică cunoscută și
- anumite proprietăți termofizice constante ale fluidului

și în care:

R_{hs} = reprezintă rezistența termică totală a condensatorului, în [K/W] determinată de ecuația:

$$R_{hs} = R_m + R_{fins} \quad (6.6.2)$$

R_m = reprezintă rezistența materialului, în [K/W]

\dot{m} = reprezintă debitul masic unitar de gaz peste rețeaua de pini, în [m³/s]

Δp = reprezintă căderea totală de presiune pe suprafața condensatorului (rezistența hidraulică)

T_a = reprezintă temperatura ambiantă în [K]

T_b = reprezintă temperatura plăcii de bază, în [K]

R_{hs} = reprezintă rezistența totală a pinilor și plăcii de bază expusă transferului de căldură, în [K/W] și se calculează cu *ec. (6.5.4)*

ρ = reprezintă densitatea fluidului la temperatura medie, în [kg/m³]

Forma *ec. (6.5.46)* se poate simplifica pentru a se obține varianta finală a ratei de generare a entropiei adimensională astfel:

$$N_s = \frac{\dot{S}_{gen}}{Q^2 \cdot U_{app} / k \cdot v \cdot T_a^2} = \frac{C_8}{Re_D} + \frac{1}{2} C_{10} \cdot B \cdot \gamma \cdot Re_D^2 \quad (6.6.17)$$

unde:

C_8, C_9 și C_{10} = reprezintă constante determinate cu ecuațiile:

$$C_8 = \frac{T_a}{T_b} \left[\frac{\psi}{\sqrt{\epsilon_2 \cdot N \cdot S_L \cdot S_T}} + \frac{1}{C_9 \left(\frac{k_f}{k} \right) Re_d^{1/2} Pr^{1/3}} \right] \quad (6.6.18)$$

$$C_{10} = N_T \frac{S_T^3}{(S_T - 1)^2} (f \cdot N_L + k_c + k_e) \quad (6.6.19)$$

în care:

C_9 = reprezintă constantă determinată cu ecuația:

$$C_9 = N \left[\pi \cdot C_1 \cdot \gamma \cdot \eta_{fin} + \frac{0.75}{\sqrt{N_L \cdot S_L}} \left(S_T \cdot S_L - \frac{\pi}{4} \right) \right] \quad (6.6.20)$$

ψ = reprezintă constantă determinată cu ecuația:

$$\psi = \frac{\epsilon \cdot \tau}{\sqrt{\pi}} + \frac{1}{2} \cdot (1 - \epsilon)^{\frac{1}{2}} \quad (6.6.21)$$

unde:

ϵ = reprezintă constantă determinată de relația:

$$\epsilon = \frac{a}{b} \quad (6.6.22)$$

în care:

$$a = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}} \quad (6.6.23)$$

$$b = \sqrt{\frac{A_b}{\pi}} \quad (6.6.24)$$

A_s = aria secțiunii plăcii de bază, în [m²]

A_b = aria secțiunii plăcii de bază excluzând suprafața de bază a pinilor, în [m²]

ε_2 = reprezintă fracția din suprafața acoperită de sursa de frig pe placa de bază

C_1 = reprezintă constanta determinată cu ec. (6.5.45)

S_L = distanța interpini pe direcție longitudinală (pas longitudinal), în [m]

S_T = distanța interpini pe direcție transversală (pas transversal), în [m]

γ = reprezintă raportul adimensional conform ec. 6.3.6:

$$\gamma = \frac{H}{D} \quad (6.6.25)$$

D = reprezintă latura pinului, în [mm]

H = reprezintă înălțimea pinului, în [m]

6.7 FORMULAREA PROBLEMEI DE OPTIMIZARE

Considerăm funcția $f(x_i, P_i)$ care reprezintă *rata de generare a entropiei* și al cărei minim trebuie determinat ținând cont de limitări:

- de egalitate: $g_j(x_i, P_i) = 0$ și (6.7.1)

- de inegalitate: $l_k(x_i, P_i) \geq 0$ (6.7.2)

Se stabilesc ca și valori constante valorile următorilor termeni ai ecuației după cum urmează:

- $L = 0.108$ m (lungimea plăcii de bază) (6.7.3)
- $W = 0.108$ m (lățimea plăcii de bază)
- $l \times w = 0.050 \times 0.050$ m (dimensiunile sursei termice)
- $Q = 22$ W (sarcina termică)
- $T_a = 300$ K (temperatura mediului ambiant)

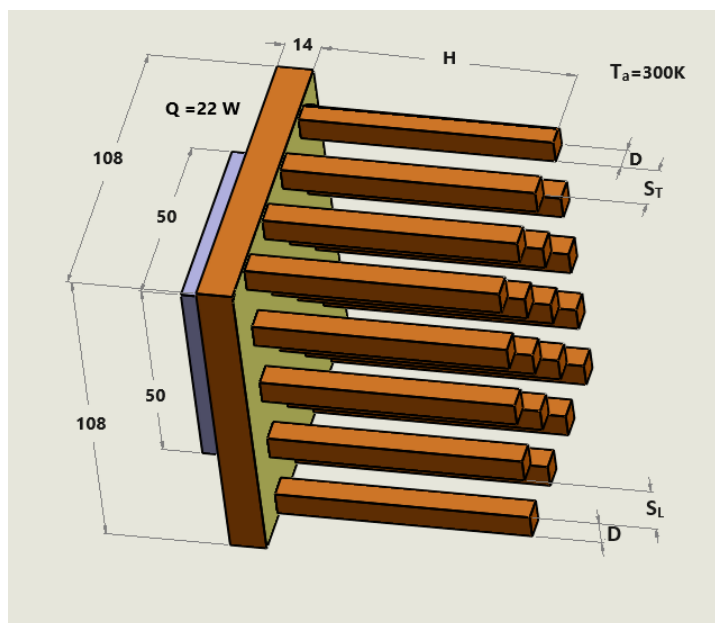


Figura 6.7.1 Dimensiunile constante și dimensiunile optimizate ale condensatorului de tip rețea de pini de secțiune rectangulară

În funcție de aceste valori în acest studiu se optimizează celelalte variabile geometrice (dimensionale) sau hidraulice ale condensatorului astfel:

- latura secțiunii pinului (D) (6.7.4)
- înălțimea pinului (H)
- densitatea pinilor pe placa de bază (N) sau distanțele interpini (S_T și S_L)
- viteza locală (U_{app}) (rezultată ca urmare a configurației geometrice optime)

Forma generală detaliată a problemei de optimizare este următoarea:

$$\text{minim } f(x_i, P_i) = \dot{S}_{gen}(x_i, P_i) \quad (6.7.5)$$

cu limitările de egalitate:

$$g_j(x_i, P_i) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (6.7.6)$$

și limitările de inegalitate:

$$l_j(x_i, P_i) \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, p \quad (6.7.7)$$

unde:

g_j și l_j - sunt constrângerile impuse de egalitate și inegalitate

x_i - reprezintă vectorul variabilelor de proiectare (x₁, x₂, x₃, ..., x_n)^T și care sunt:

$$x_i = [D, H, N, U_{app}] \quad (6.7.8)$$

P_i - reprezintă vectorul parametrilor (P₁, P₂, P₃, ..., P_n)^T. Parametrul P_i este considerat ca fiind conductivitatea termică k [W/(m·K)] a materialului condensatorului.

Limitările de egalitate includ toate ecuațiile modelului de optimizare astfel:

$$C_8 = \frac{T_a}{T_b} \left[\frac{\psi}{\sqrt{\epsilon_2 \cdot N \cdot S_L \cdot S_T}} + \frac{1}{C_9 \left(\frac{k_f}{k} \right) Re_d^{1/2} Pr^{1/3}} \right] \quad (6.7.9)$$

$$C_{10} = N_T \frac{S_T^3}{(S_T - 1)^2} (f \cdot N_L + k_c + k_e) \quad (6.7.10)$$

$$C_9 = N \left[\pi \cdot C_1 \cdot \gamma \cdot \eta_{fin} + \frac{0.75}{\sqrt{N_L \cdot S_L}} \left(S_T \cdot S_L - \frac{\pi}{4} \right) \right] \quad (6.7.11)$$

iar limitările de inegalitate sunt definite astfel:

$$\begin{aligned} \eta_{fin} - 0.75 &\geq 0 \\ Re_D - 1000 &\leq 0 \\ H - 0.03 \text{ (m)} &\leq 0 \\ 0.5 \leq U_{app} \text{ (m/s)} &\leq 6 \\ 1 \leq D \text{ (mm)} &\leq 3 \\ 1.25 \leq S_L &\leq 3 \\ 1.25 \leq S_T &\leq 3 \\ 3 \leq \gamma &\leq 8 \end{aligned} \quad (6.7.12)$$

unde:

η_{fin} = reprezintă randamentul unui pin care se determină [74] cu (ec. 6.5.38)

Re_D = reprezintă criteriul adimensional Reynolds

D = reprezintă latura pinului, în [mm]

H = reprezintă înălțimea pinului, în [m]

U_{app} = reprezintă viteza locală în vecinătatea pinului, în [m/s]

S_T = reprezintă pasul între pini, transversal pe direcția de curgere, în [m]

S_L = reprezintă pasul între pini, longitudinal pe direcția de curgere, în [m]

$\gamma = \frac{H}{D}$ = reprezintă raportul adimensional, conform ec. 6.3.6

Pentru ecuația neliniară, prezentată mai sus, s-a stabilit funcția obiectiv ca fiind:

$$L(x_1, \dots, x_n, \lambda_1, \dots, \lambda_p, \sigma_1, \dots, \sigma_{p-m}) = f(x_i) + \sum_{j=1}^m \lambda_j g_j(x_i) + \sum_{k=m+1}^p \lambda_k [l_k(x_i) - \delta_k] \quad (6.7.13)$$

unde:

x_i = reprezintă vectorul variabilelor $(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)^T$: $x_i = [D, H, N, U_{app}]$ (ec. 6.7.8)

$g_j(x_i)$ = reprezintă vectorul limitărilor de egalitate (cf. ec. 6.7.9 ÷ 6.7.11)

$l_k(x_i)$ = reprezintă vectorul limitărilor de inegalitate (cf. ec. 6.7.12)

$\lambda_{j,k}$ = reprezintă multiplicatorii Lagrange și

$l_k(x_i) - \delta_k$ = reprezintă exprimarea constrângerilor de inegalitate $l_k(x_i) \geq \delta_k$ (ec. 6.7.12)

în forma $l_k(x_i) - \delta_k \geq 0$ (introducerea condițiilor Karush-Kuhn-Tucker de generalizare a metodei Lagrange)

Având în vedere faptul că există și constrângeri generale de inegalitate pentru definirea funcției obiectiv de mai sus a fost utilizată forma generalizată a metodei Lagrange prin utilizarea condițiilor Karush-Kuhn-Tucker (KKT), pentru identificarea extremelor acestei funcții (supusă ambelor tipuri de constrângeri). Explicația este dată de faptul că multiplicatorii Lagrange iau în considerare doar constrângerile de egalitate în timp ce condițiile KKT permit constrângeri generale de inegalitate.

6.8 TEHNICA DE OPTIMIZARE

Problema de optimizare (Ec. 6.7.13) se reduce la rezolvarea următorului sistem de ecuații:

$$\frac{\partial L}{\partial x_i} = 0 \quad i = 1, \dots, n \quad (6.8.1)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_j} = 0 \quad j = 1, \dots, m \quad (6.8.2)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \sigma_k} = 0 \quad k = 1, \dots, p - m \quad (6.8.3)$$

Sistemul de ecuații de mai sus se rezolvă prin metode numerice, respectiv metoda multivariabilă Newton Raphson. Această metodă a fost prezentată de Stoeker [89] și aplicată optimizării limitate a ratei de generare a entropiei [130]. A fost realizată o procedură în software-ul matematic Mathcad 9 care rezolvă sistemul de N ecuații neliniare folosind metoda multivariabilă Newton-Raphson. Având în vedere funcția Lagrange L , un vector al soluției $[x]$, o estimare inițială $[x_0]$ și un numărul maxim N_{\max} de 218 iterații, procedura aplică metoda Newton-Raphson în mod sistematic în limita numărului maxim de iterații până când se ating criteriile de convergență stabilite. Metoda este destul de robustă, cu condiția se facă o presupunere inițială adecvată.

6.9 SOLUȚIA OPTIMĂ SI SENSIBILITATEA SOLUȚIEI REZULTATĂ

Următoarea etapă este de a verifica dacă x^* este un punct minim și nu un punct staționar sau chiar un maxim, deoarece funcția Lagrange poate prezenta un punct de *șa* în raport cu x , λ^* și σ^* la nivelul de optim. Condiția necesară aplicată pentru ca x^* să fie un minim local al problemei, este ca matricea *hessiană* a lui L să fie pozitivă, adică:

$$v^T \Delta^2 [L(x^*, \lambda^*, \sigma^*)] v \geq 0 \quad (6.9.1)$$

Condiția pentru ca minimul local identificat să fie un minim global este ca toate valorile proprii (*eigen-values*) ale matricei *hessiene* să fie pozitive [89]. Metoda Lagrange este eficace în sensul analizei sensibilităților parametrilor în probleme în care apar constrângeri multiple. Indicația sensibilității funcției obiectiv L este: $\partial L / \partial p_0$, în care sensibilitatea locației optimului este exprimată ca: $\partial x_i / \partial p_0$, unde p_0 este parametrul modelului.

Valoarea:

$$\partial L / \partial p_0 = 0 \quad (6.9.2)$$

indică în majoritatea cazurilor, faptul că pe măsură ce se modifică parametrii, valoarea funcției obiectiv se schimbă, dar valoarea:

$$\partial x_i / \partial p_0 = 0 \quad (6.9.3)$$

ceea ce demonstrează faptul că locația optimului *nu este o funcție a parametrilor*.

6.10 REZULTATE SI CONCLUZII

Obiectivul optimizării este de a identifica condensatorul corespunzător pentru placa de bază de dimensiuni 108 x108 mm care să aibă o înălțime optimă raportată la dimensiunea laturii pinilor. Condițiile la limita externă sunt stabilite ca fiind temperatura ambiantă de 27°C și sursa de frig de putere frigorifică de 22 W. Se consideră, pentru comparare, conductivități termice diferite ale materialelor aluminiu: 237 W/(m·K), respectiv cupru: 401 W/(m·K).

Problema este analizată ca o optimizare multivariabilă în care există trei variabile de proiectare:

- Dimensiunea D a laturii pinului, în [mm],
- Înălțimea H a pinului, în [mm] și
- Viteza locală a gazului hidrogen (la nivelul pinilor) U_{app} , în [m/s].

În primă fază a procesului de optimizare, una dintre variabilele de proiectare este menținută constantă, în timp ce ceilalți doi parametri variază pe domeniul impus de condițiile limitative.

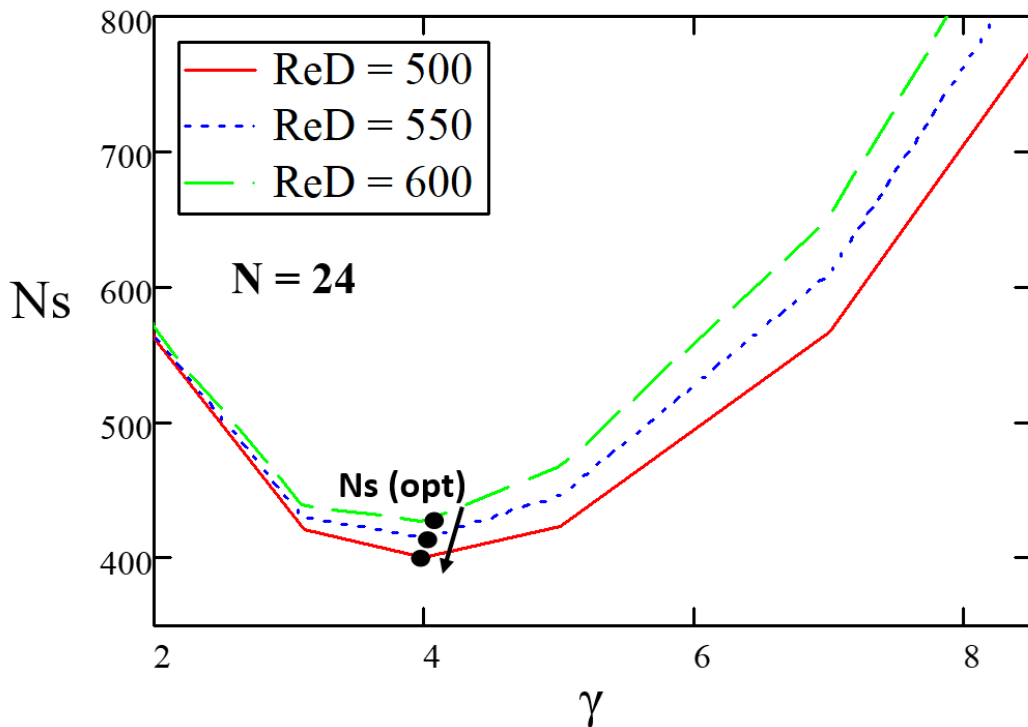


Figura 6.10.1 Rata adimensională de generare a entropiei în funcție de raportul geometric γ și numărul Reynolds

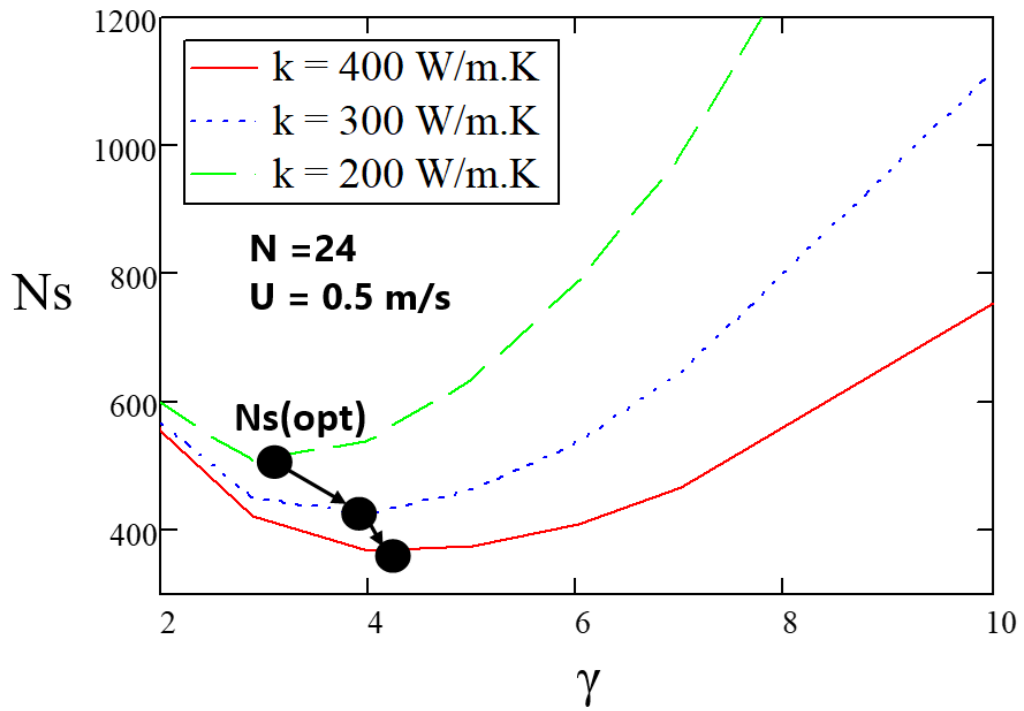


Figura 6.10.2 Rata adimensională de generare a entropiei în funcție de raportul geometric γ și conductivitate termică material

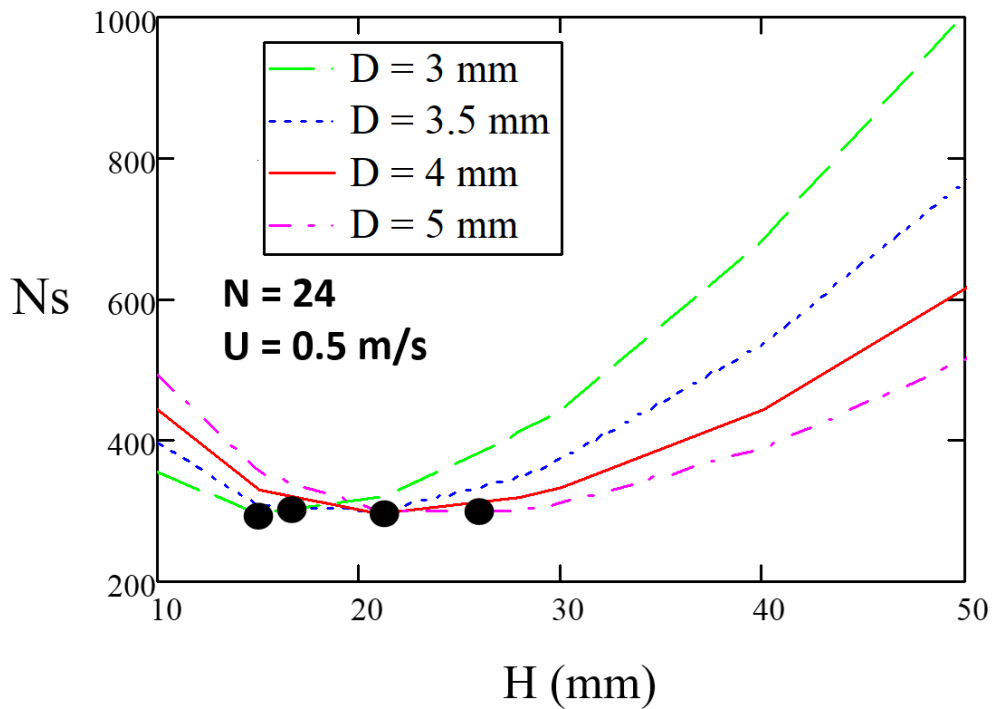


Figura 6.10.3 Efectul înălțimii și diametrului pinului asupra ratei adimensionale de generare a entropiei

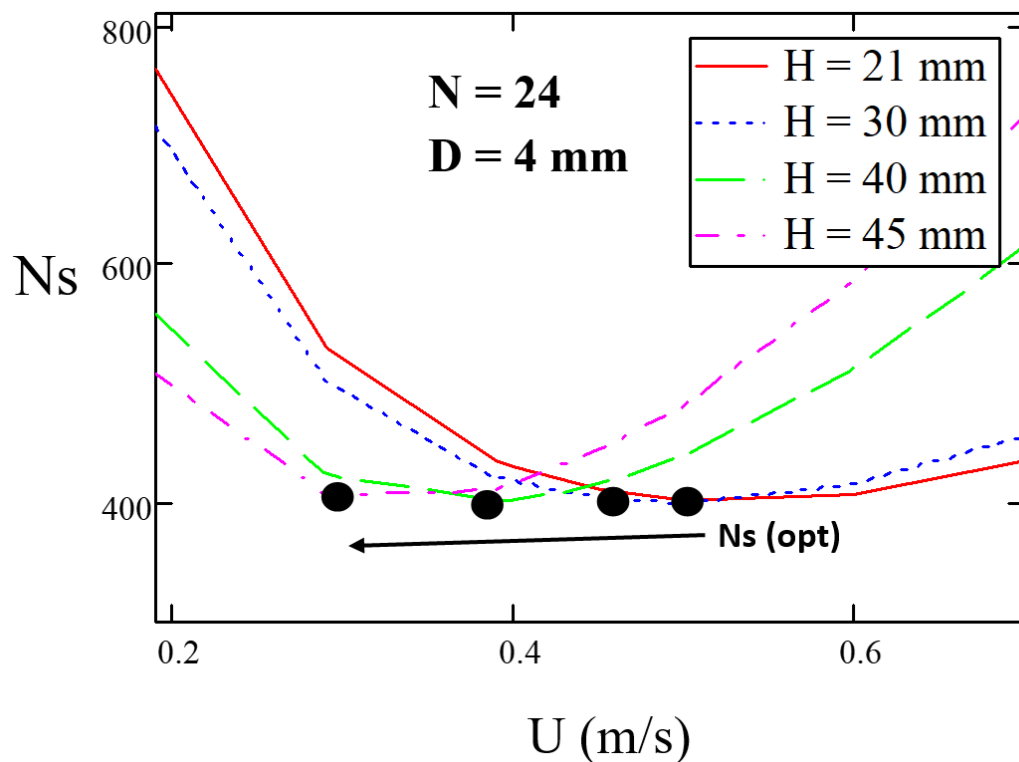


Figura 6.10.4 Efectul vitezei locale și al înălțimii pinului asupra ratei adimensionale de generare a entropiei

S-au determinat astfel următoarele:

- Raportul geometric al pinului $\gamma = \frac{H}{D}$ (conform ec. 6.3.6) scade odată cu creșterea numărului Reynolds (fig.6.10.1), conducând la scăderea ratei de generare a entropiei. Aceasta arată că, la o înălțime stabilită, este necesar un pin mai lat pentru un număr mai mare Reynolds.
- Pe măsură ce conductivitatea termică a materialului crește, raportul geometric al pinului γ crește (fig.6.10.2), ceea ce arată că, la aceeași înălțime dată, va fi necesar un pin mai subțire din material cupru decât unul realizat din plastic sau oțel.
- Înălțimea optimă a pinului corespunde unui diametru optim al acestuia care generează o rată minimă de entropie (fig.6.10.3), pentru condițiile date.
- Viteza optimă în jurul pinului scade odată cu creșterea înălțimii pinului, pentru o rată de generare a entropiei minimă (fig.6.10.4).

Procesul se reia apoi ca o optimizare multivariabilă cu trei variabile de proiectare: latură pin (D), viteză locală (U_{app}) și înălțime pin (H). Rezultatele programului de optimizare sunt prezentate în tab. 6.10.1.

Tabelul 6.10.1 Rezultatele obținute pentru optimizarea a trei parametri ai condensatorului

Conductivitate termică material de bază	Configurație pini	Variabile geometrice			Criterii de performanță		
		Latură pin	Viteză gaz	Înălțime pin	Rata de generare entropie	Rezistența termică	Diferența de presiune
k [W/(m K)]	N [N _T x N _L]	D [mm]	U _L [m/s]	H [mm]	N _s x 10 ⁻²	R _{hs} [K / W]	Δp [Pa]
237	6 x 4	4.0	3	21	5.07	4.02	11.13
	6 x 6	3.0	3	15	4.08	2.58	4.80
401	6 x 4	4.0	3	21	3.07	2.51	10.58
	6 x 6	3.0	3	16	3.54	2.57	4.70

Din centralizarea datelor rezultă că pentru o conductivitate termică a materialului mai ridicată, rezistența termică R_{hs} și rata de generare a entropiei N_s sunt mai mici, în ambele cazuri de densități a pinilor. De asemenea se constată faptul că, pentru același material, în ambele cazuri, există o anumită diferență privind căderea de presiune în funcție de densitatea pinilor.

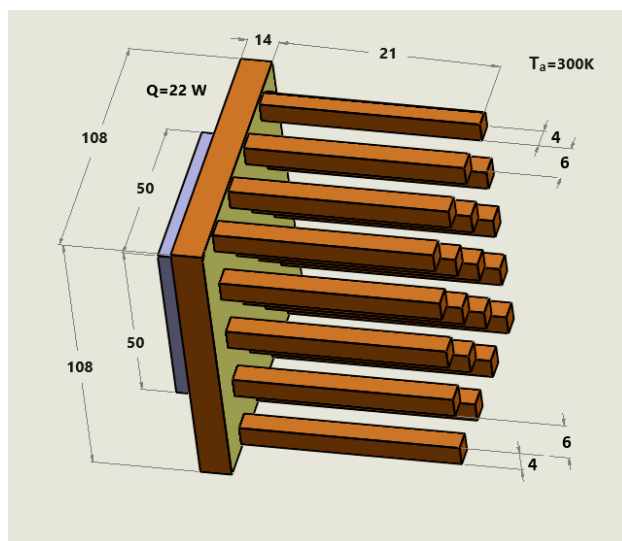


Figura 6.10.5 Dimensiunile finale optimizate ale condensatorului cu 24 pini de secțiune rectangulară și din material cupru

Explicația constă în faptul că acest tip de schimbătoare de căldură nervurate sunt de obicei proiectate pe baza determinării rezistenței termice la fluxul dintre sursa termică și mediul de răcire din vecinătate, fiind cunoscut debitul volumic și în unele cazuri viteza la limita schimbătorului. Nu se ia în considerare căderea locală de presiune care apare la contactul cu fluxul de gaz și care are ca rezultat o reducere a debitului de fluid și o scădere a coeficientului de convecție pe suprafețele de transfer de căldură.

De aceea, efectele vâscozității fluidului trebuie considerate parte integrantă a evaluării termice a unui condensator pentru a determina integral performanța generală a canalelor de disipare a căldurii. Studiile parametrice pot fi folosite pentru a obține relații între performanța termică și parametrii de proiectare, dar aceste metode sunt în general consumatoare de timp și nu garantează obținerea unui proiectări optime, ci doar că a fost aleasă o configurație preferată din configurațiile deja testate. Însă rata de generare a entropiei asociată cu transferul de căldură (ec. 6.6.1) determină o măsură convenabilă a performanței termice a schimbătorului de căldură disipator. Dimensiunile optimizate ale condensatorului de hidrogen sunt prezentate în *fig. 6.10.5*.

7. CONFIRMAREA PRIN SIMULARE NUMERICĂ A MODELULUI DE CONDENSATOR OPTIMIZAT

S-au creat modele separate (*fig. 7.2.1.2*) pentru simulare calcul computerizat în domeniul dinamicii fluidelor CFD, prin utilizarea programului Ansys Fluent 2022 R2, care folosește pentru calculul numeric metoda elementelor finite (FE).

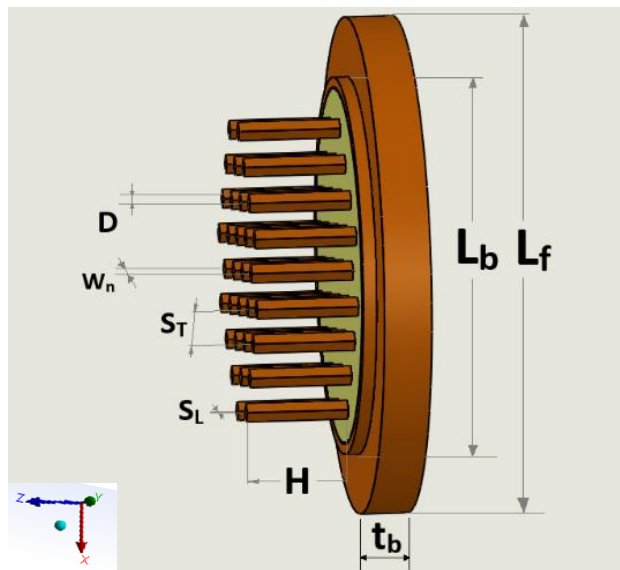


Figura 7.2.1.1 Parametrii geometrici ai condensatorului simulat

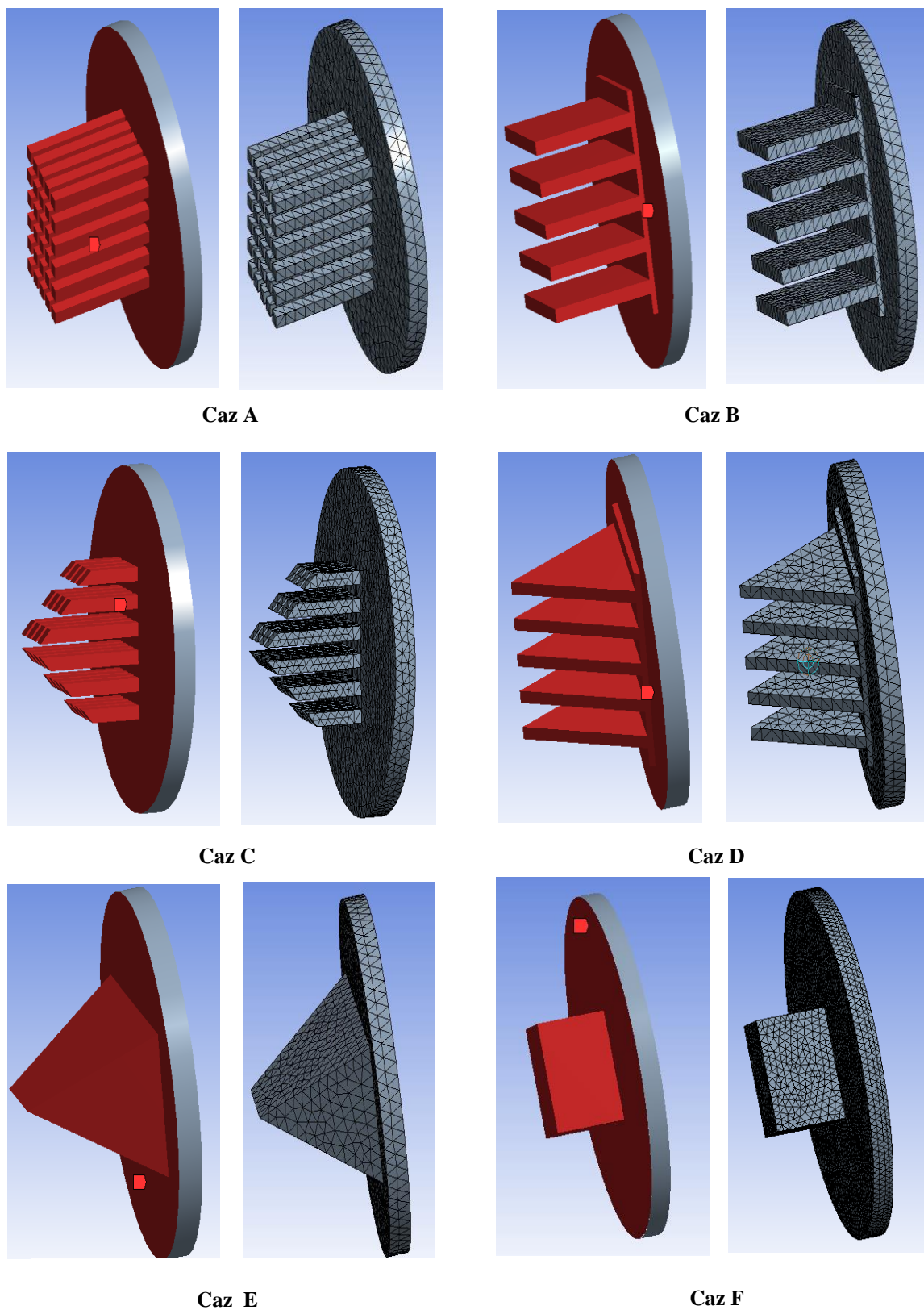


Figura 7.2.1.2 Structurile geometrice și discretizate ale condensatoarelor simulate

Se realizează 4 simulări numerice pentru viteze de: 0, 0.5, 1, 1.5 (m/s). Pe baza vitezelor se calculează numărul Reynolds și debitul masic pentru fiecare simulare iar rezultatele coeficienților medii de transfer termic pentru condensatoarele simulate se compară cu modelul calculat teoretic și experimental. Geometria simulată și sistemul de coordonate sunt prezentate în *fig. 7.2.1.3*. Astfel domeniul soluției constă în domeniul solid și domeniul fluid.

Domeniul solid constă în incinta camerei de lichefiere (1) de dimensiuni (H x D): 0.174 x 0.130 (mm) pe al cărei perete superior este fixat condensatorul (3). Domeniul fluid constă în gazul hidrogen introdus printr-un racord de intrare (2) în interiorul incintei pe care o umple și care este răcit și lichefiat de către condensator. Structura geometrică a condensatoarelor simulate se regăsește grafic în (*fig. 7.2.1.1*) și (*fig. 7.2.1.2*). Rețeaua nervurată și pinii reprezintă același corp cu placa de bază. Frația gazoasă necondensată este evacuată printr-un racord de ieșire (6). Condensatorul se stabilește că este răcit prin peretele superior (5), considerat izoterm, la o temperatură constantă de 20 K și presiune atmosferică ($p = 0,013\text{MPa}$). Peretele inferior (8) este considerat de asemenea izoterm iar pereții laterali (7) adiabatici la o temperatură constantă la 68 K.

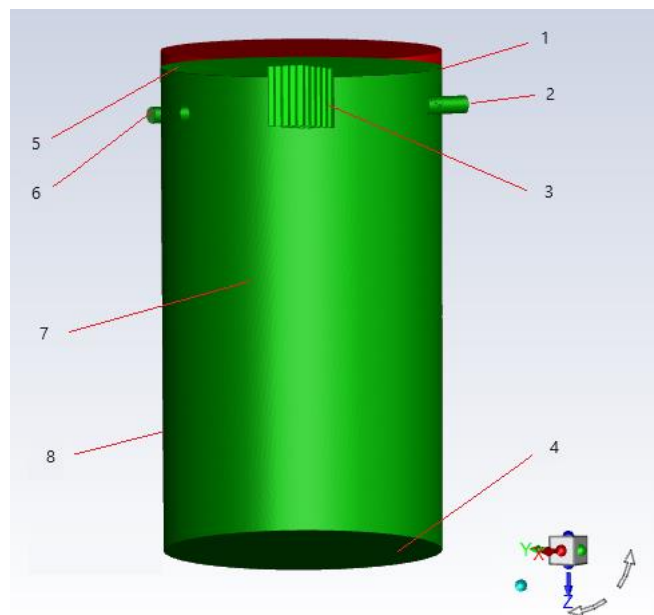


Figura 7.2.1.3 Structura geometrică a domeniului soluției

- 1. camera de lichefiere hidrogen
- 2. racord intrare gaz
- 3. condensator
- 4. perete inferior camera lichefiere
- 5. perete superior camera lichefiere
- 6. racord ieșire gaz
- 7. domeniul fluid
- 8. perete lateral camera lichefiere

7.3.1 Definirea sarcinilor și condițiilor la limită

În această analiză s-a realizat o simulare numerică a transferului de căldură convectiv (natural și forțat) datorat curgerii peste suprafața extinsă a unei suprafețe de bază (de formă nervurată respectiv, pini). Prin intermediul fiecărei extinderi de suprafață de transfer termic (pin, nervură) s-a extras căldură de la vârful acesteia (cedată de gazul în curgere) la temperatura T_c și a fost transferată, prin convecție, mașinii frigorifice la temperatura T_r .

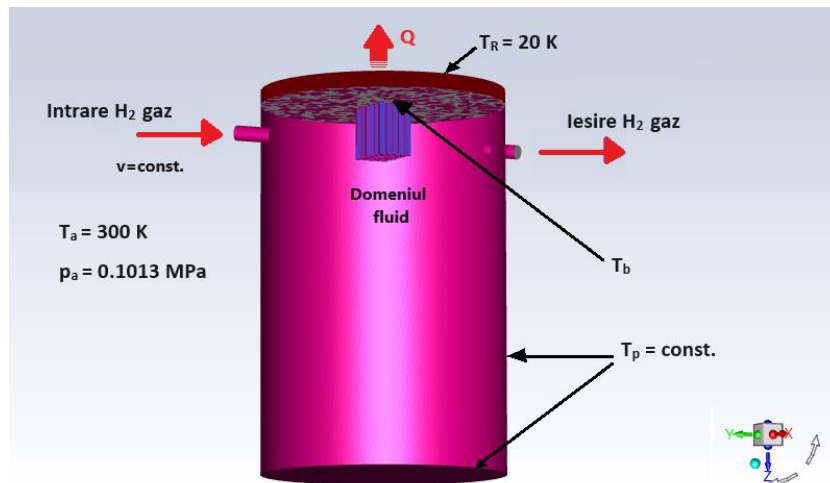


Figura 7.3.1.1 Condițiile la limită ale modelului soluției

- Analiza numerică se efectuează în următoarele ipoteze (fig. 7.3.1.1):
- Fluxul este staționar, gaz perfect compresibil și tridimensional și are valorile în: 0, 0.5, 1 și respectiv 1.5 [m/s], la presiune constantă $p = 0.1013$ MPa;
 - Fluidul este hidrogen gazos iar materialul solidului este cupru;
 - Proprietățile fluidului (densitatea ρ , căldura specifică la presiune constantă c_p , conductivitatea termică k și vâscozitatea dinamică μ) sunt dependente de temperatură;
 - Proprietățile solidului (densitatea ρ , căldura specifică la presiune constantă c_p și conductivitatea termică k) sunt dependente de temperatură (fig. 7.3.1.2);
 - La diferență de densitate a fluidului se consideră direcția gravitației (aproximare Boussinesq) pe axa OZ, cu valoarea $g = -9.81$ [m/s²];
 - Transferul de căldură este considerat fenomen staționar;
 - Se consideră temperatura exterioară $T_{amb} = 300$ K și presiunea exterioară $p_{amb} = 0.1013$ MPa;
 - Temperatura sursei reci este considerată constantă: $T_R = 20$ K;
 - Transferul de căldură prin radiație este neglijabil, temperatura peretelui exterior este considerată constantă: $T_p = 68$ K;
 - Nu există curgere de lichid pe pereții vasului (comandă în program: *no slip*).

7.3.2 Stabilirea ecuațiilor de rezolvare a modelului matematic de simulare a curgerii

Ecuțiile de bază în cazul convecției naturale sunt aceleași cu cele ale convecției forțate și suplimentate cu alte două ecuații. Diferența între cele două moduri de transfer termic constă în faptul că, în convecția naturală fluxul este acționat de diferența de densitate a fluidului apărută ca urmare a modificării temperaturii, de care densitatea este dependentă în mod direct.

Pentru cazul unui flux de fluid constant aflat în regim de curgere laminar al unui gaz perfect compresibil forma ecuațiilor de bază (de continuitate, de conservare impuls și energie) utilizate în acest studiu și pe care trebuie să le respecte fluidul în curgere este următoarea:

I. Ecuația continuității

Forma generală a *ecuației de conservare a masei* determinată din ecuația de continuitate sub formă diferențială care se poate aplica pentru flux constant sau tranzitoriu, flux comprimabil sau incompresibil de fluid este:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{w}) = 0 \quad (7.3.2.1)$$

II. Ecuația conservării impulsului

Forma generală a *ecuației conservării impulsului* (momentului), cunoscută și ca ecuația Navier-Stokes, pentru un fluid compresibil este:

$$\bar{w}_j \frac{\partial(\rho \bar{w}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}_i}{\partial x_i} + \mu_{ef} \cdot (\nabla^2 \bar{w}_i) - (\rho - \rho_\alpha) \cdot g \quad (7.3.2.3)$$

III. Ecuația conservării energiei

Forma utilizată în această simulare numerică *pentru ecuația conservării energiei* în cazul unui flux de fluid compresibil, este:

$$\frac{\partial(\rho w_x T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z T)}{\partial z} = \rho \left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_{turb}} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \right] \quad (7.3.2.7)$$

IV. Ecuația de transport în regim turbulent

În plus, față de ecuațiile de bază prezentate anterior, a fost stabilit modelul matematic de curgere, care a stat la baza calculului numeric computerizat, și anume modelul standard de turbulență k-omega SST, pressure-based, cu două ecuații care are capacitatea să ia în considerare cele două fluxuri, laminar la intrare în incintă și turbulent la schimbarea de fază a fluidului. Acest model este programat să facă diferența între cele două regimuri de curgere și

să calculeze diferențiat parametrii termodinamici. Energia cinetică în regim turbulent k și rata specifică de disipare ω se obțin din următoarea ecuație de transport [115]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k w_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\tau_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + Y_k + S_k \quad (7.3.2.8)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega w_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\tau_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega + Y_\omega + S_\omega \quad (7.3.2.9)$$

V. Numărul Nusselt

Determinarea inițial a ratei de transfer termic reală de la nivel local facilitează modul de calcul al evaluării temperaturii fluidului care, pentru întregul volum, este destul de dificil de realizat practic. Astfel se evaluează coeficientul Nusselt total pentru baza condensatorului determinat din diferența de temperatură dintre placa de bază T_b (fig. 7.2.1.1) și temperatura capului de răcire al crio-refrigeratorului GM, T_R astfel:

$$Nu_{tot} = \frac{\int_0^L \left(\int_0^H \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=S_T+0.5D} dy - \int_{0.5D}^{S_T+0.5D} \left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=0} dx \right) dz}{L(2H+S_L+D)(T_b-T_R)} \quad (7.3.2.11)$$

în care:

S_L = distanța interpini pe direcție longitudinală (pas longitudinal), în [m]

S_T = distanță interpini pe direcție transversală (pas transversal), în [m]

D = dimensiunea laturii pinului/nervurii de secțiune pătrată, în [m]

H = înălțimea pinului/nervurii, în [m]

L = lungimea suprafeței nervurată, în [m]

T_p = temperatura vasului de lichefiere, în [K]

T_b = temperatura la baza pinului/nervurii, în [K]

T_R = temperatura capului de răcire al crio-refrigeratorului GM, în [K]

7.4 REZOLVAREA MODELULUI MATEMATIC.

DESFĂȘURAREA CALCULELOR NUMERICE SI DETERMINAREA SOLUȚIILOR MODELULUI MATEMATIC

Deși reziduul de *continuitate* nu converge total (fig. 7.4.2), faptul că panta curbei se nivelează în apropierea criteriului admis de $1 \times e^{-3}$, iar celelalte reziduri (viteză-x, viteză-y, viteză-z, energie, k, omega) sunt cu mult sub toleranța de convergență admisă, se poate considera că soluția converge efectiv (erorile sunt neglijabile).

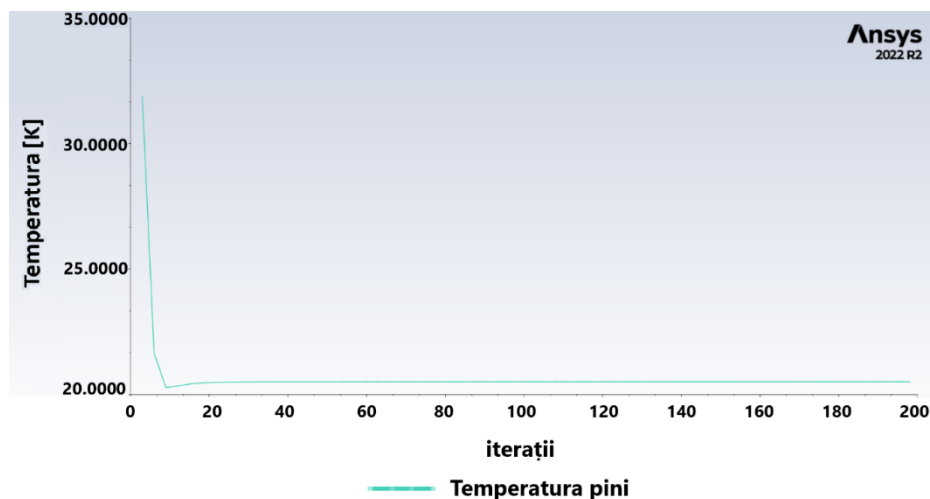


Figura 7.4.1. Variația temperaturii suprafeței nervurate a condensatorului rezultată din calculul prin simulare numerică cu Ansys Fluent

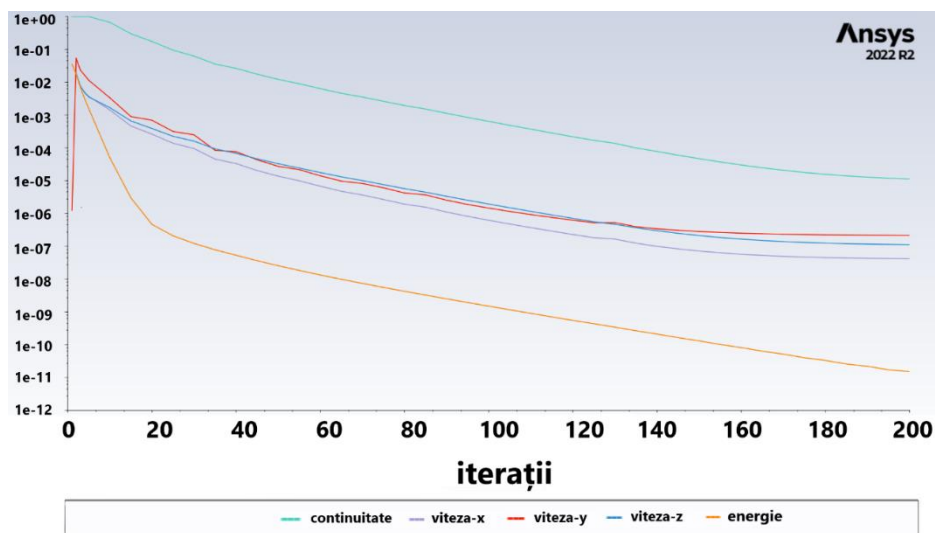


Figura 7.4.2 Istoricul reziduurilor pentru ecuația de continuitate, conservarea impulsului și modelul de vâscozitate rezultat din calculul prin simulare numerică cu Ansys Fluent a transferului termic în condensator

7.5 POST-CALCUL

Din simulări au rezultat conturul temperaturilor în interiorul incintei de lichefiere (fig. 7.5.1), viteza gazului hidrogen și conturul temperaturilor suprafețelor nervurate sau cu pini pentru variantele constructive ale condensatorului (fig. 7.2.1.2). Rezultatele obținute reprezintă criteriile de comparare (fig. 7.5.1) a performanțelor termice ale acestor modele de condensatoare.

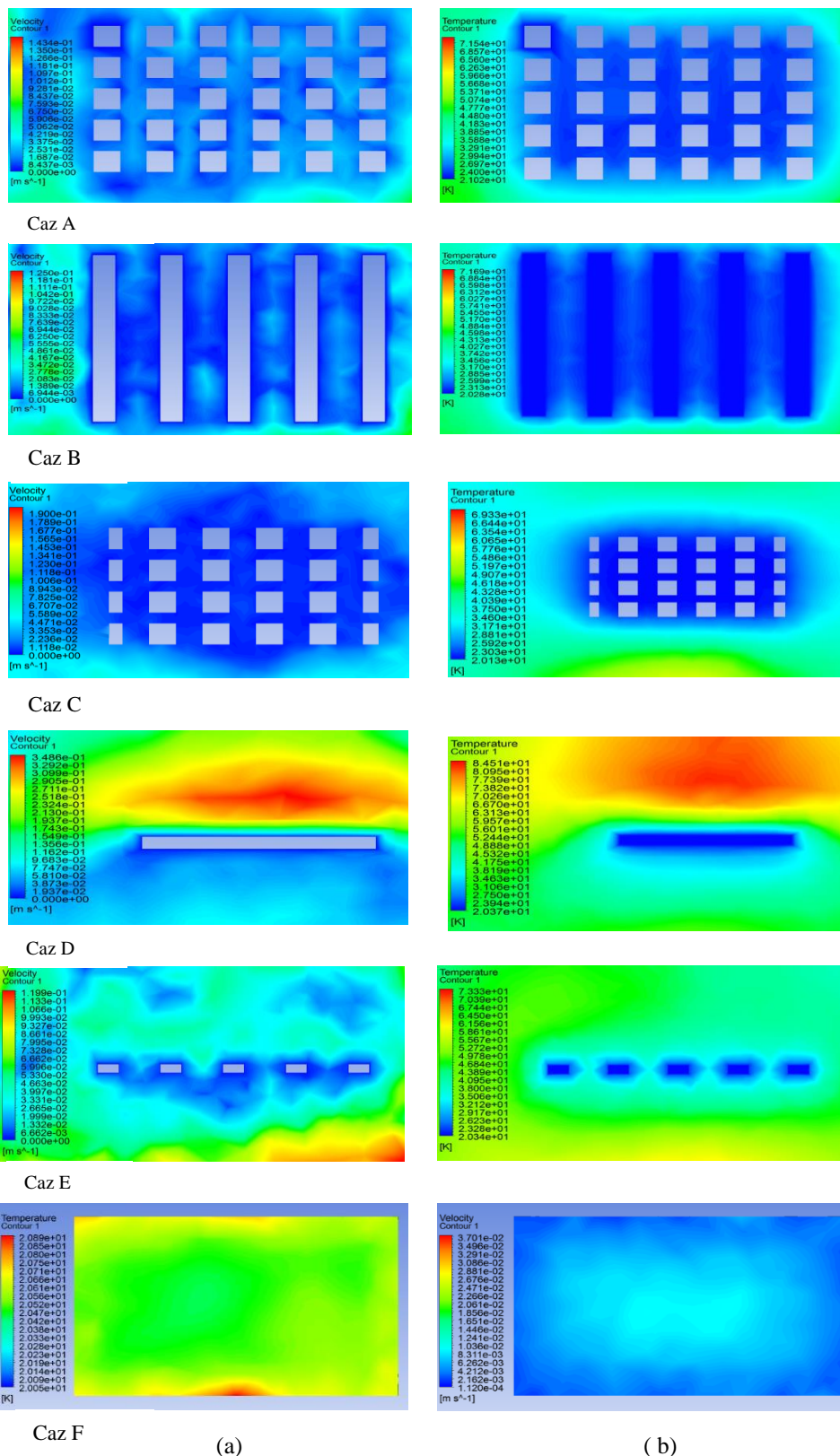


Figura 7.5.1 Distribuția: a) vitezei și b) temperaturii la distanța de 20 mm față de baza condensatorului

Așa cum am arătat în capitolul de optimizare a condensatorului (*Cap. 6.3 Criteriul de performanță*), cel mai performant transfer de căldură de la gaz la suprafața condensatorului se realizează de către gazul cu cea mai mare viteză locală (în apropierea suprafeței nervurate). Această considerație se verifică în simulări prin faptul că cea mai mică temperatură locală apare în zonele unde gazul are cea mai mare viteză (*fig. 7.5.1 Caz B*). Planul probei este la o distanță de 20 mm față de baza condensatorului pe axa XY. Această distanță reprezintă jumătatea superioară a înălțimii nervurilor respectiv a pinilor.

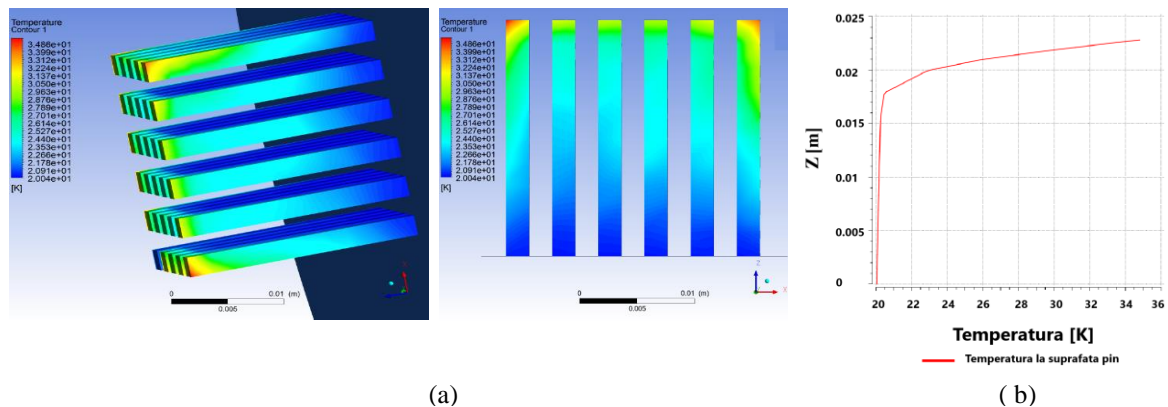


Figura 7.5.2 Variația temperaturii la suprafața pinilor

a) Distribuția temperaturii pe înălțimea pinilor

b) Graficul de variație al temperaturii pentru rândul central de pini

Din simulări reiese că în cazul A gazul se deplasează cel mai rapid iar în cazul F gazul are cea mai lentă deplasare (*fig. 7.5.1*). Zonele colorate în roșu sunt zone cu cea mai mare viteză în timp ce zonele cu albastru închis au viteză nulă. Pentru a fi un factor de convecție gazul trebuie să se deplaseze. Cu cât această deplasare este mai rapidă (crește viteza gazului) cu atât transferul de căldură se îmbunătățește. Acest fenomen se observă acolo unde are loc creșterea temperaturii condensatorului (în mijlocul suprafeței nervurate) (*fig. 7.5.2*), explicația fiind de intensificare a schimbului termic gaz cald și pini datorat creșterii vitezei fluxului de gaz. În această privință, cea mai bună performanță de răcire a gazului, raportată la ansamblul complet nervurat sau cu pini, o are condensatorul din cazul A iar cea mai slabă în cazul F. Din rezultatele simulărilor reiese faptul că structura de pini permite o circulație a gazului mai bună și confirmă în același timp modelul optimizat de condensator. Pe baza vitezelor s-a calculat numărul Reynolds și debitul masic pentru fiecare simulare. Se determină coeficienții medii de transfer termic pentru fiecare simulare (*tab. 7.5.3*) iar rezultatele se compară (*fig. 7.2.1.2*) cu modelul calculat teoretic pentru fiecare tip de condensator. Se poate observa că rezultatele sunt apropiate ca valori (*fig. 7.5.3 și fig. 7.5.4*).

Tabel 7.5.3 Rezultatele coeficienților de transfer de căldură pentru condensatoarele de secțiune pătrată și compararea cu rezultatele calculate teoretic

Numărul Reynolds	Coeficientul mediu de transfer termic	Numărul Nusselt				
		Rezultate calcul numeric			Rezultate calcul analitic	Abatere
Re	h_m	Caz	Secțiune nervuri/pini	Nu_{num}	Nu_{an}	ϵ
[-]	[W/(m ² K)]			[-]	[-]	[%]
500	318.83	A	pătrată	2.40	2.19	-8.84
		B		1.97		9.96
		C		2.33		-6.10
		D	rectangulată	17.49	16.09	-8.02
		F		17.10		-5.92
		E	triunghiulară	16.50	15.87	-3.80
800	329.87	A	pătrată	2.64	2.55	-3.26
		B		2.31		9.55
		C		2.41		5.64
		D	rectangulată	20.70	18.78	-9.28
		F		20.10		-6.57
		E	triunghiulară	20.40	18.53	-9.17
1000	340.46	A	pătrată	2.73	2.84	3.97
		B		2.57		9.60
		C		2.61		8.19
		D	rectangulată	19.14	20.90	8.44
		F		19.27		7.81
		E	triunghiulară	20.96	20.62	-1.60

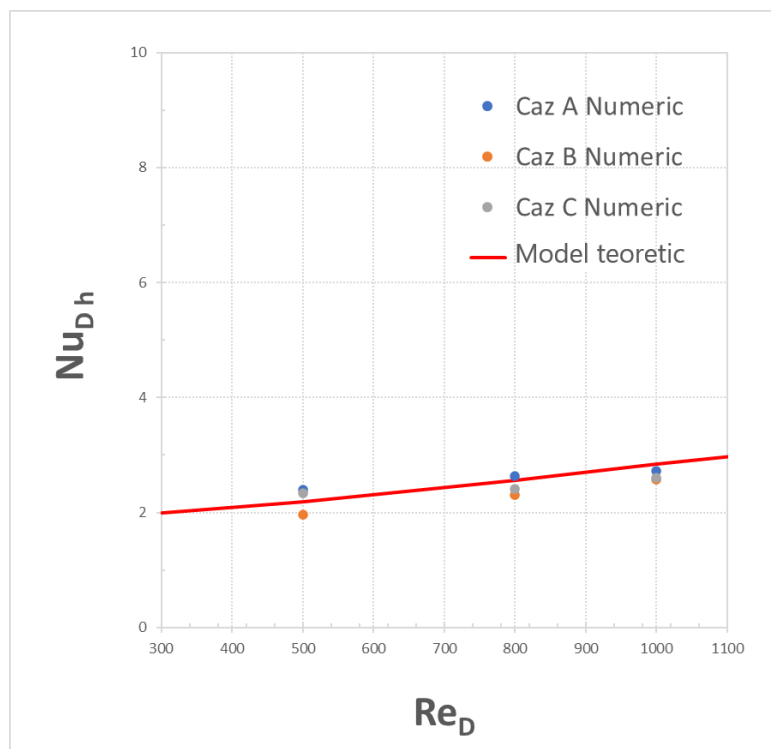


Figura 7.5.3 Compararea coeficienților de transfer de căldură pentru condensatoarele de secțiune pătrată

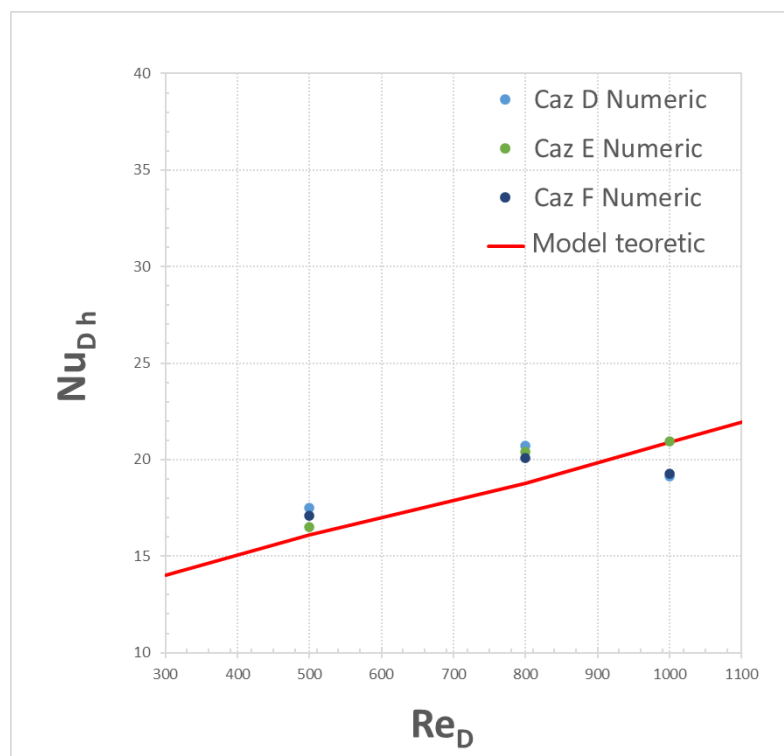


Figura 7.5.4 Compararea coeficienților de transfer de căldură pentru condensatoarele de secțiune triunghiulară (caz E) și rectangulară (caz D și F)

8. ANALIZA FUNCȚIONALĂ A CONDENSATORULUI ȘI EVALUAREA PERFORMANȚELOR

8.1 PLANIFICARE EXPERIMENTE CONDENSATOR HIDROGEN

Obiectivul cercetărilor experimentale este ca pe standul experimental să se determine comparativ:

- i. Coeficientul de transfer termic pentru două modele principale de condensatoare: rectangular R_1 și conic C_1 și a variantelor acestora: $R_{1.1}$, $R_{1.2}$, $C_{1.2}$ și $C_{1.3}$ (*fig. 8.1.1 și fig 8.1.2*)
- ii. Coeficientul de transfer termic pentru varianta de condensator cu 6x4 pini (*fig. 8.1.3*) la parametrii diferiți de funcționare: presiune, temperatură și debit

Au fost realizate două tipuri de teste pentru condensatorul de hidrogen.

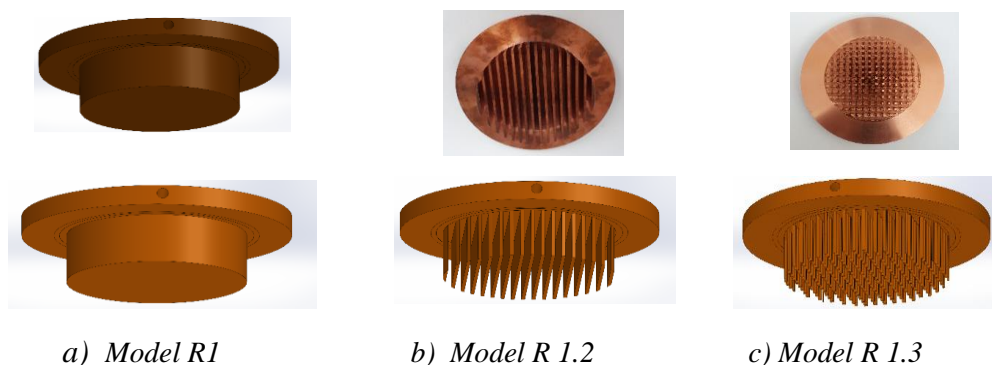


Figura 8.1.1 Configurațiile geometrice de condensatoare rectangulare testate inițial.
Poza și modelul 3D pentru: a) Tip R1 b) Tip R1.2 c) Tip R1.3

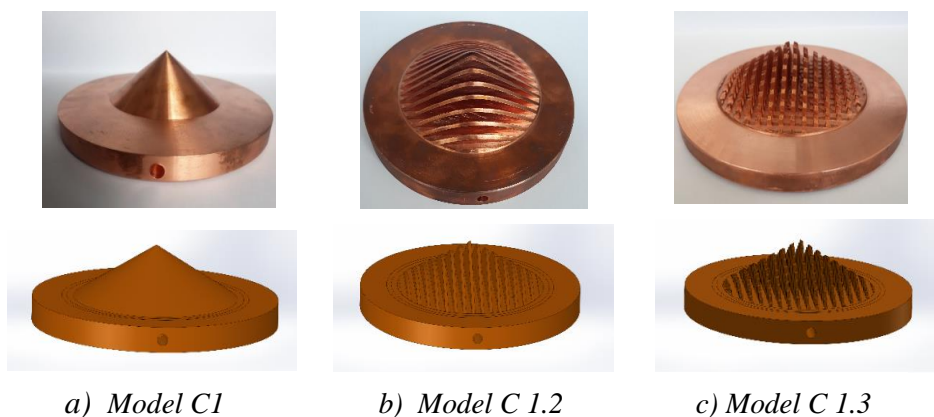


Figura 8.1.2 Configurațiile geometrice de condensatoare conice testate inițial.
Poza și modelul 3D pentru: a) Tip C1 b) Tip C1.2 c) Tip C1.3

Al doilea set de teste s-a efectuat pentru condensatorul optimizat C_{1.4} (fig. 8.1.3) prin determinarea experimentală a coeficientului de transfer termic la condensare pentru presiuni, temperaturi și debite diferite de hidrogen gaz.

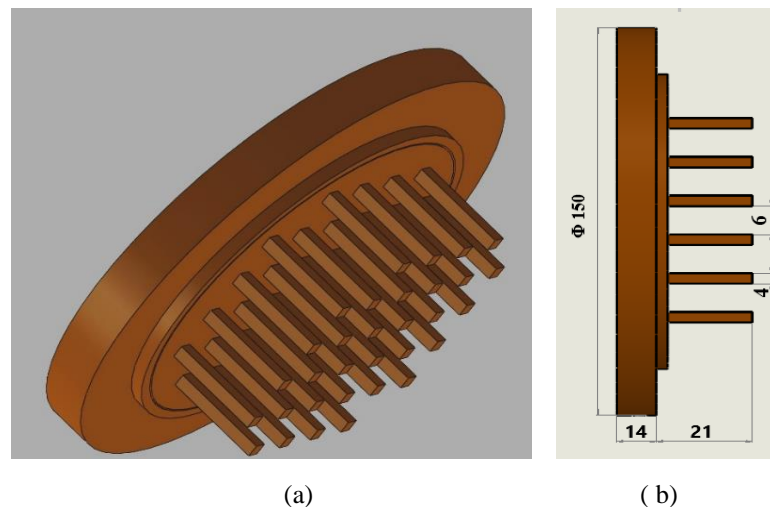


Figura 8.1.3 Configurația geometrică a condensatorului cu pini model C_{1.4} testat pe standul experimental
a) Model 3D b) Schema dimensională

Scopul efectuării acestui prim set de teste a fost de a confirma experimental care configurație geometrică aplicată pentru noul model de condensator evită condensarea sub formă peliculară și favorizează obținerea unui condens prin picurare.

8.2 METODA DE EVALUARE A COEFICIENTULUI DE TRANSFER TERMIC AL CONDENSATORULUI

Coeficientul de transfer termic al condensatorului se determină în mod experimental prin evaluarea fluxului termic și a variației temperaturii condensatului la suprafața condensatorului.

8.3.5 Configurarea instalației experimentale pentru determinarea datelor

Procesul de bază pentru evaluarea performanței instalației (fig. 8.3.5.3) îl reprezintă răcirea condensatorului (CC₁) și lichefierea vaporilor de hidrogen în camera de testare CT₂. Configurația instalației experimentale este proiectată pentru determinarea coeficientului de transfer termic la condensarea hidrogenului gazos peste suprafața condensatorului.

Modul de calcul a coeficientului de transfer termic la condensare conține, ca variabile ce necesită măsurare, următorii parametri:

- a) diferența de temperatură dintre vapori și peretele condensatorului în cazul unei valori constante a temperaturii lichidului și
- b) presiunea vaporilor pentru diferite valori ale diferenței de temperatură dintre vapori și peretele condensatorului, care este mai rece.

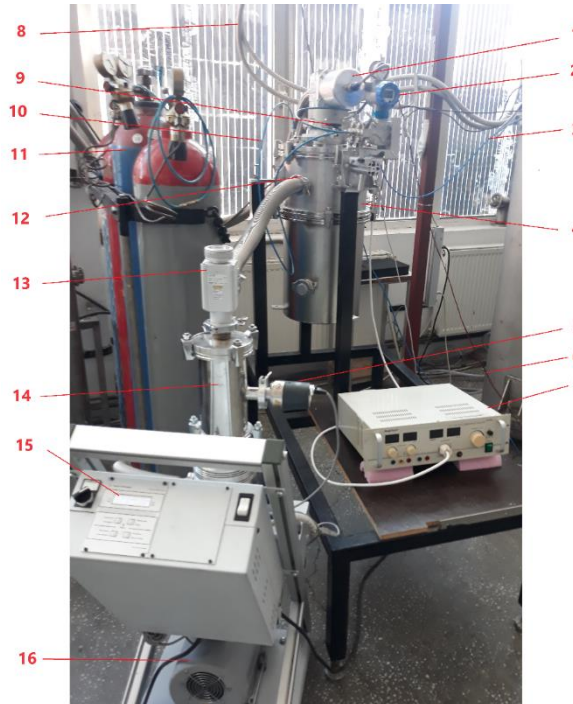


Figura 8.3.2.1 Poză stand experimental de testare a condensatorului de lichefiere hidrogen

1. Crio-refrigerator GM RDK 4K cu două trepte de răcire
2. Indicator nivel lichid
3. Traseu alimentare hidrogen gaz
4. Criostat
5. Joja de nivel vid
6. Cablu de date către tablou PLC
7. Sursă și regulator tensiune rezistențe electrice
8. Trasee heliu tur-retur
9. Robinet purjare vas interior de lichefiere
10. Traseu comunicație priză de nivel
11. Butelie de hidrogen gaz
12. Conector și trecere de vid criostat
13. Robinet de reglaj traseu vid
14. Pompă turbomoleculară vid înalt
15. Indicație nivel vid
16. Pompă de vid intermediar

Experimentele se realizează respectând următoarea configurație a instalației. Pentru prima etapă a experimentului conform pct. (a), lichidul acumulat la baza camerei de lichefiere este încălzit cu ajutorul unei rezistențe electrice (7) (fig. 8.3.2.1). Are loc procesul de vaporizare până când se ajunge la starea de echilibru termodinamic (aproximativ 60 min.) Se determină datele experimentale pentru această stare staționară caracterizată de o anumită valoare a presiunii băii de lichid și a presiunii în camera de lichefiere. Deci pentru acest mod

de funcționare stabilizat se obține o valoare maximă a diferenței de temperatură ΔT_o între vapori T_V și peretele rece al condensatorului T_{PL} :

$$\Delta T_o = T_V - T_{PL} \quad (8.3.5.1)$$

pentru care se calculează coeficientul de transfer termic la condensare. În acest caz puterea crio-generatorului este egală cu puterea de condensare.

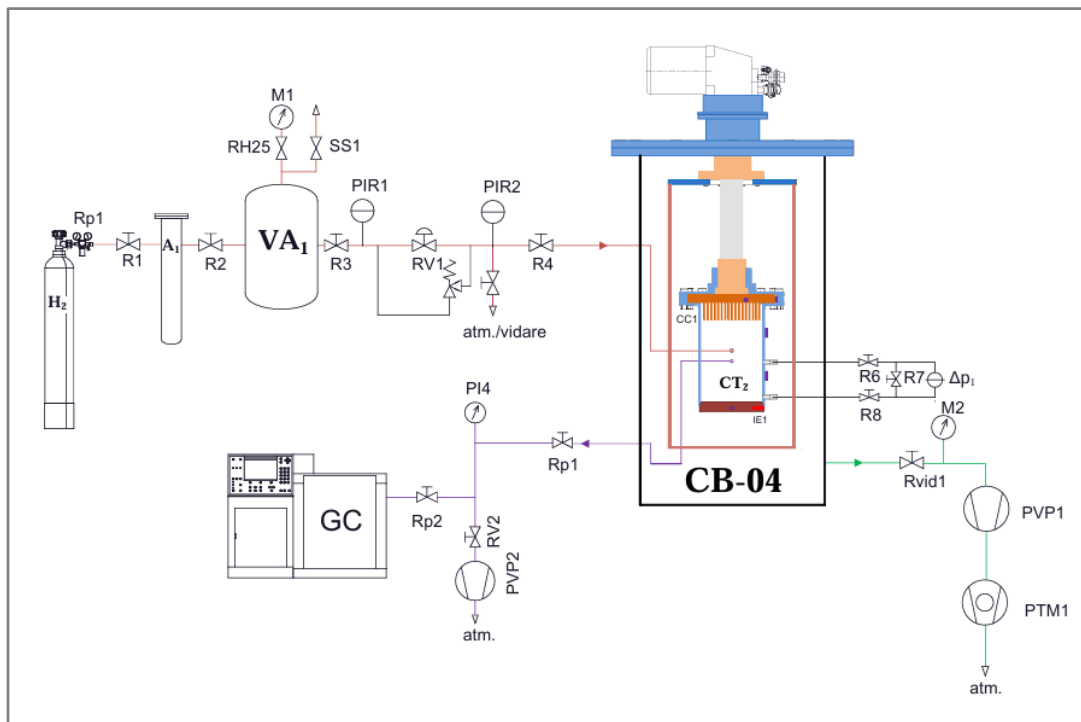


Figura 8.3.5.3 Schema de măsură și control a standului experimental de testare condensator pentru hidrogen de tip rectangular cu nervuri

CT_2 - cameră de testare; VA - vas de alimentare; A - absorber; $CC1$ - cap condensator
 CHI – crio-refrigerator; $IE1$ - încălzitor electric; $CB04$ - criostat; GC - cromatograf de gaze; PVP – pompe de vid preliminar; $PTM1$ – pompă turbomoleculară;
 Δp – presiune diferențială; M – manometru; RV - Robinet ventil; R - robinet manual;
 PIR - măsurătoare de presiune cu indicare și înregistrare

Faza următoare în această prima etapă este de reducere graduală și lentă a aportului de căldură în baia de hidrogen lichid (cu diferențe mici de temperatură), prin intermediul rezistenței electrice. Ca urmare a scăderii temperaturii în vas, se menține presiunea constantă în lichidul de răcire al condensatorului prin procesul invers de creștere graduală și lentă a aportului de căldură în condensator cu ajutorul rezistenței electrice. Efectul realizat este de reducere a puterii de condensare însă cu menținerea unei valori constante a temperaturii în baia de hidrogen lichid. În acest caz, puterea crio-generatorului este egală cu puterea de condensare la care se adaugă fluxul de căldură introdus în condensator. Se obține astfel o altă valoare a diferenței de temperatură între vapori și peretele rece al condensatorului (o altă stare staționară) pentru care se calculează coeficientul de transfer termic în funcție de aportul de căldură introdus în sistem.

În a doua etapă a experimentului, conform pct. (b), pentru o anumită valoare a diferenței de temperatură dintre vapori și peretele condensatorului, la o stare staționară, se realizează o creștere graduală și lentă a aportului de căldură în baia de hidrogen lichid, cu ajutorul rezistenței electrice, care determină schimbarea valorii presiunii în vasul de lichefiere.

În faza următoare a etapei a doua, se procedează la reglarea prin intermediul rezistenței electrice a puterii frigorifice a crio-generatorului cu scopul menținerii unei diferențe stabile de temperatură dintre vaporii condensați și peretele rece al condensatorului. Valoarea presiunii vaporilor, obținută la starea de echilibru, este caracteristică unei anumite diferențe de temperatură dintre vaporii condensați și peretele rece al condensatorului pentru care se calculează valorile coeficientul de transfer termic. Pentru această stare staționară, puterea de lichefiere este egală cu fluxul de căldură introdus în sistem de cele două încălzitoare la care se adaugă pierderile de căldură prin pereți. Se obțin astfel stări termodinamice stabile pentru care se calculează valorile coeficientul de transfer termic.

8.3.6 Modul de determinare a datelor experimentale

După atingerea stării de echilibru în proces se măsoară următorii parametri:

- i. Presiunea vaporilor din incinta camerei de testare, în [bar] care este utilizată pentru determinarea temperaturii vaporilor T_v care condensează pe suprafața condensatorului astfel:

$$\log p_{vap} = A + \frac{B}{T} + C \cdot \log T + D \cdot \frac{p}{T^2} \quad (8.3.6.1)$$

- ii. Temperatura hidrogenului lichid: T_{LH}
- iii. Diferența de temperatură ΔT_f dintre temperatura peretelui condensatorului $T_{p.pl.cd}$ și temperatura hidrogenului lichid T_{LH} , în [K]:

$$\Delta T_f = T_{p.pl.cd} - T_{LH} \quad (8.3.6.2)$$

Metoda de determinare a datelor experimentale a fost aplicată pentru fiecare model geometric de condensator, conform configurațiilor din (fig. 8.1.1, fig. 8.1.2 și fig. 8.1.3).

8.5.1 Determinarea experimentală a coeficientului de transfer termic a condensatoarelor cu diferite geometrii de schimb de căldură

Coeficientul de transfer termic la condensatie s-a determinat în funcție de variația temperaturii peliculei de condens și a fluxului termic aplicat plăcii de bază a condensatorului,

determinate din datele experimentale precum și a ariei suprafeței de contact specifică fiecărui tip de condensator după cum urmează.

După realizarea măsurătorilor parametrilor, datele de măsură, monitorizare și control se transmit la distanță prin cablu de date (6) (fig. 8.3.2.1), se centralizează și se calculează următorii parametri:

I) variația temperaturii peliculei de condens cu expresia (4.2.2.14):

$$\Delta T_c = \Delta T_0 - \Delta T_f \quad (8.4.6.3)$$

în care:

ΔT_f = reprezintă diferența de temperatură care se calculează cu valorile măsurate conform cap. 8.3.6 lit. c)

ΔT_0 = reprezintă diferența de temperatură, în [K]:

$$\Delta T_0 = T_V - T_{LH} \quad (8.4.6.4)$$

unde:

T_V = reprezintă temperatura vaporilor care condensează pe suprafața condensatorului, în [K], calculată conform ec. 8.3.6.1:

$$\log p_{vap} = A + \frac{B}{T} + C \cdot \log T + D \cdot \frac{p}{T^2} \quad (8.4.6.5)$$

în care:

p_{vap} = reprezintă presiunea vaporilor din incinta camerei de testare, în [bar], măsurată conform cap. 8.3.6 lit. c)

T_{LH} = temperatura peliculei de lichid T_L , în [K], măsurată conform cap 8.3.6 lit. c)

II) coeficientul de transfer termic la condensarea vaporilor:

$$h_c = \frac{\dot{Q}_c}{\Delta t_c \cdot A_c} \quad (8.4.6.6)$$

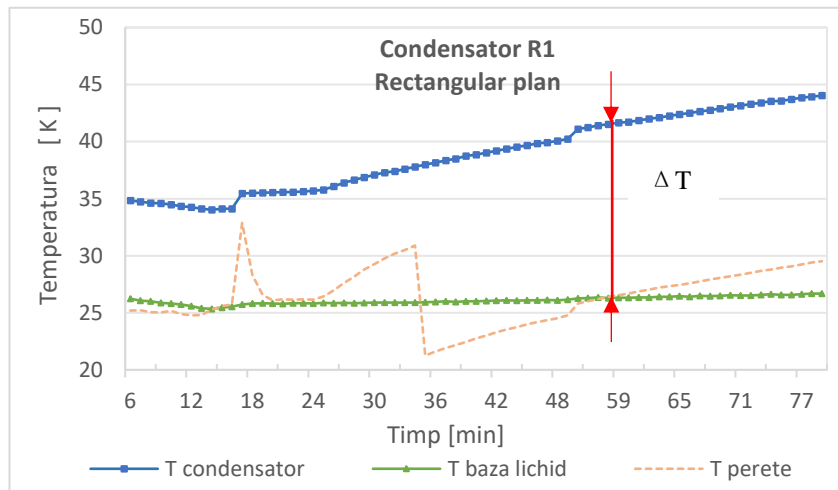
în care:

\dot{Q}_c = reprezintă cantitatea de căldură transferată între suprafața condensatorului și vaporii în condensare, în [W], care se calculează ca fiind entalpia de vaporizare a gazelor la suprafața condensatorului: h_{fg} ,

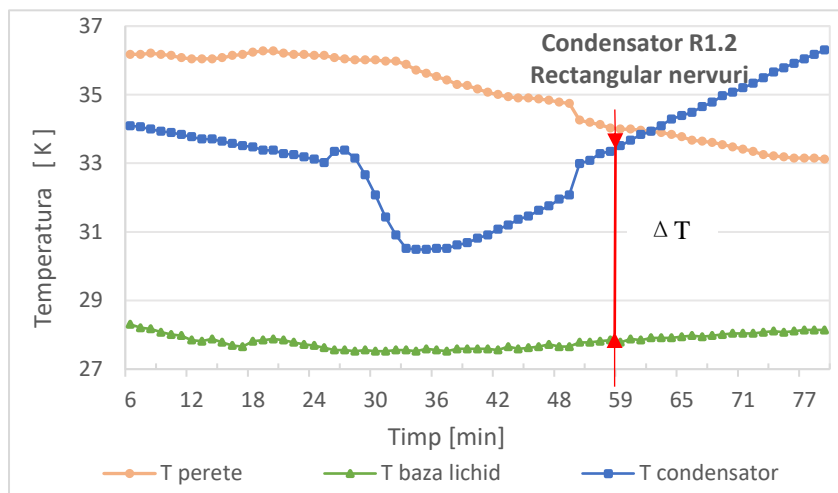
$$h_{fg} = \Delta v_v \left[\frac{C \cdot T^2 - B \cdot T - 2 \cdot D \cdot p}{T^2 - D} \right] \quad (8.4.6.7)$$

ΔT_c = reprezintă variația temperaturii peliculei de condens calculată cf. ec. 8.4.6.3, în [K]

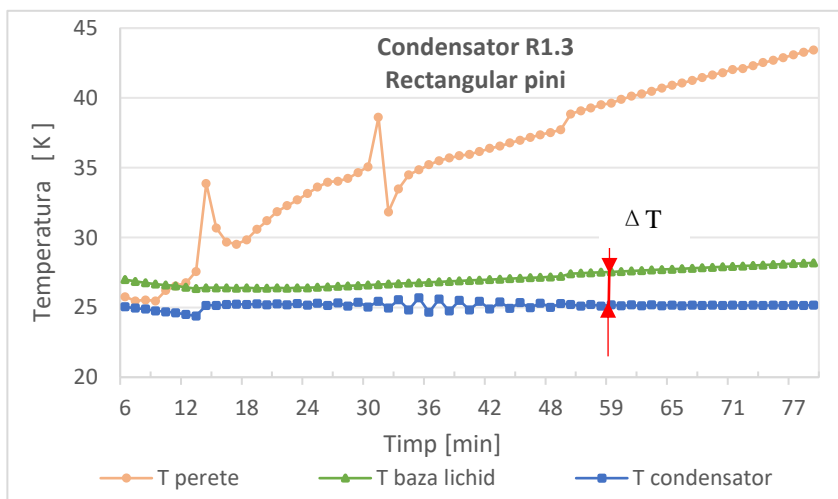
A_c = reprezintă aria suprafeței de transfer termic, în [m²], care se calculează în funcție de geometria expusă fluxului de gaz a condensatorului care se testează.



a)



b)



c)

Figura 8.5.1.2 Variația temperaturilor de la suprafața de schimb de căldură prin convecție: $T_{condensator}$, temperatura lichidului condensat, $T_{bază\ lichid}$ și temperatura peretelui vasului T_{perete} , pentru condensatoarele rectangulare de tip: a) suprafață plană b) suprafață nervurată și c) suprafață cu pini

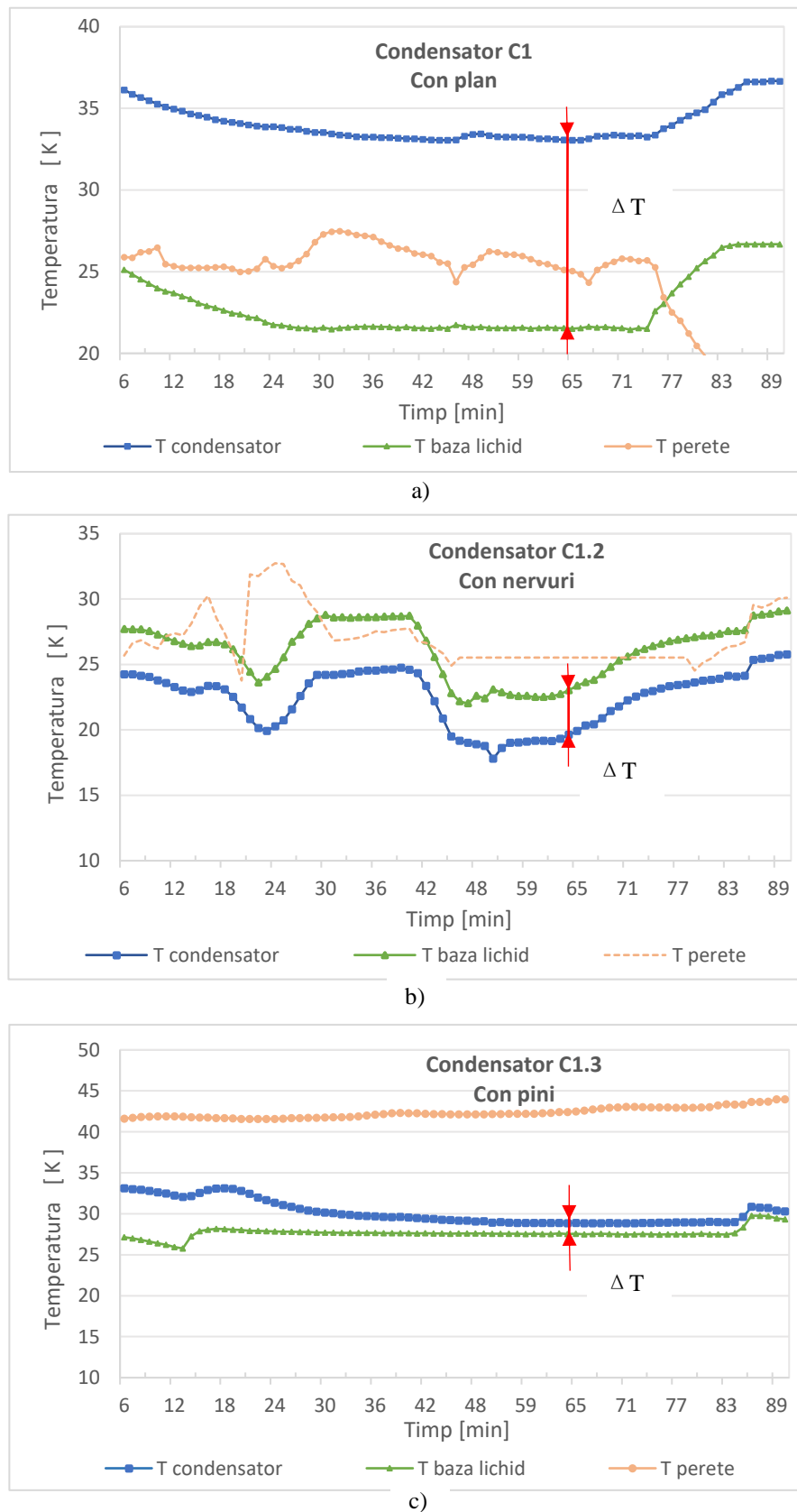


Figura 8.5.1.3 Variația temperaturilor suprafeței de schimb termic convectiv: $T_{\text{condensator}}$, a lichidului condensat, $T_{\text{bază lichid}}$ și a peretelui vasului T_{perete} , pentru condensatoarele conice de tip: a) suprafață plană b) suprafață nervurată și c) suprafață cu pini

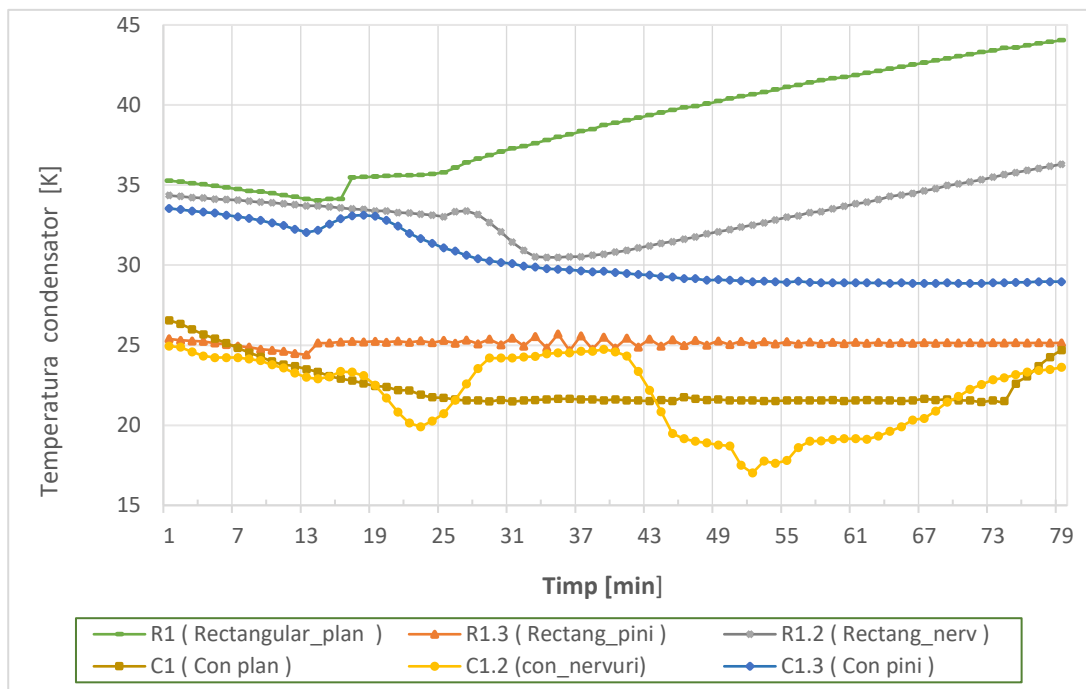


Figura 8.5.1.4 Centralizarea evoluției temperaturilor de la suprafața de schimb de căldură prin convecție $T_{condensator}$ pentru condensatoarele rectangulare și conice în variantele: a) suprafață plană b) suprafață nervurată și c) suprafață cu pini

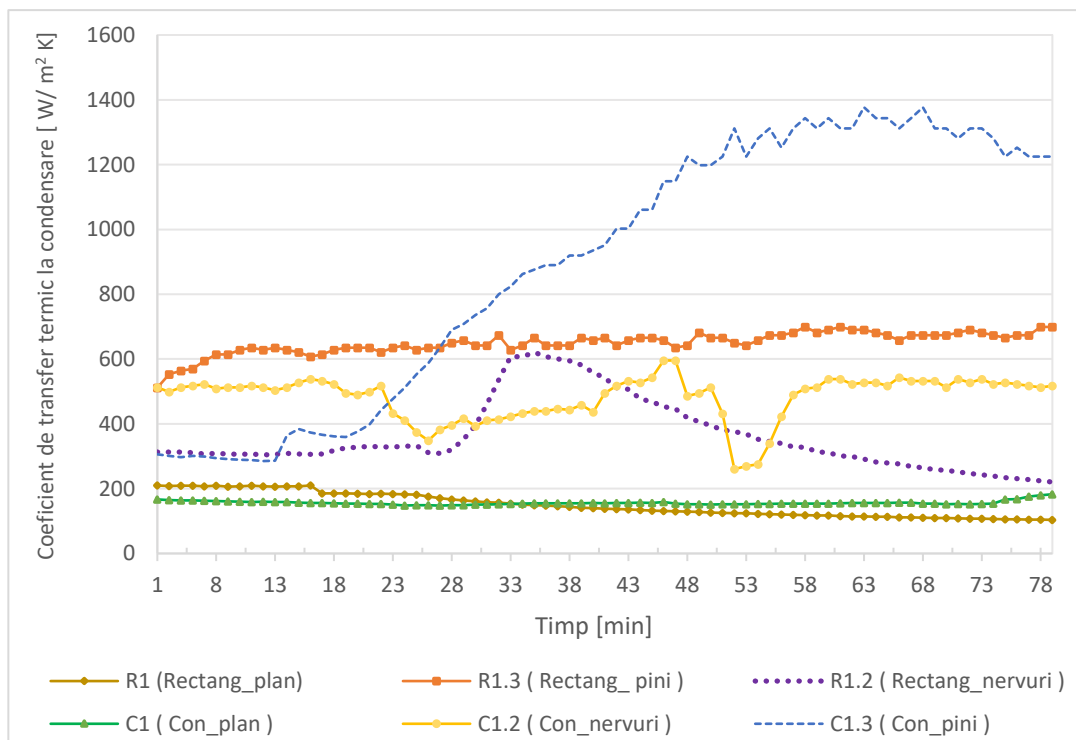


Figura 8.5.1.5 Valoarea coeficientului de transfer termic la condensare pe peretele condensatorului obținută experimental pentru modelele de condensatoare testate

Testele experimentale au condus la următoarele concluzii:

- a) Condensatoarele prevăzute cu pini (conici și drepți) au o funcționare stabilă și obțin cei mai mari coeficienți de transfer termic la condensare (peste $600 \text{ W/m}^2\text{K}$)
- b) Condensatoarele prevăzute cu nervuri obțin un coeficient de transfer termic la condensare acceptabil (între 250 și $600 \text{ W/m}^2\text{K}$) însă prezintă oscilații relative în funcționare. Condensatorul *con cu nervuri C1.2* a obținut cea mai mică valoare a temperaturii lichidului de 17.1K
- c) Condensatoarele cu suprafață plană de transfer termic prezintă un transfer de căldură minim (între 100 și $200 \text{ W/m}^2\text{K}$) care conduce la instabilitate în funcționare. Condensatorul *con plan C1* a obținut în funcționare valori scăzute ale temperaturii lichidului (21.51K)

Obținerea coeficienților mai mari de convecție la condensarea pe pereții verticali ai condensatoarelor prevăzute cu pini (înclinați sau drepți) se datorează ruperii peliculei de condensat care se formează pe suprafața de schimb termic cu gazul hidrogen și formarea de picături care cad. Eliberându-se suprafața de contact cu vaporii crește rata de condensare și implicit coeficientul de transfer prin convecție. Forma înclinată a suprafeței are un rol important în facilitarea curgerii și dirijării curgerii condensatului.

8.6.2 Determinarea experimentală a coeficientului de transfer termic la condensare, la presiuni și temperaturi diferite de lucru, pentru condensatorul cu pini optimizat

Al doilea set de teste s-a efectuat pentru configurația geometrică optimizată teoretic și anume condensatorul $C_{1.4}$ rectangular cu 6×4 pini (*fig. 8.1.3*). Analiza funcțională are scopul de validare atât a modelului optimizat teoretic cât și a modelului calculat prin simulare numerică pe calculator. În acest scop, s-a determinat experimental coeficientul de transfer termic la condensare pentru presiuni diferite. Din graficul din (*fig. 8.6.2.1*) reiese că cea mai bună performanță se realizează la presiunea de 4.5 bar . Se observă că la această presiune coeficientul de transfer termic la condensare are valori duble față de restul presiunilor testate ($1677 \text{ W/m}^2\text{K}$). Pentru domeniul de lucru al presiunilor mici, apropiate de presiunea atmosferică se poate utiliza presiunea de 1.3 bar și 1.7 bar . În acest interval de presiuni s-a obținut un transfer termic bun între $500 \div 700 \text{ W/m}^2\text{K}$.

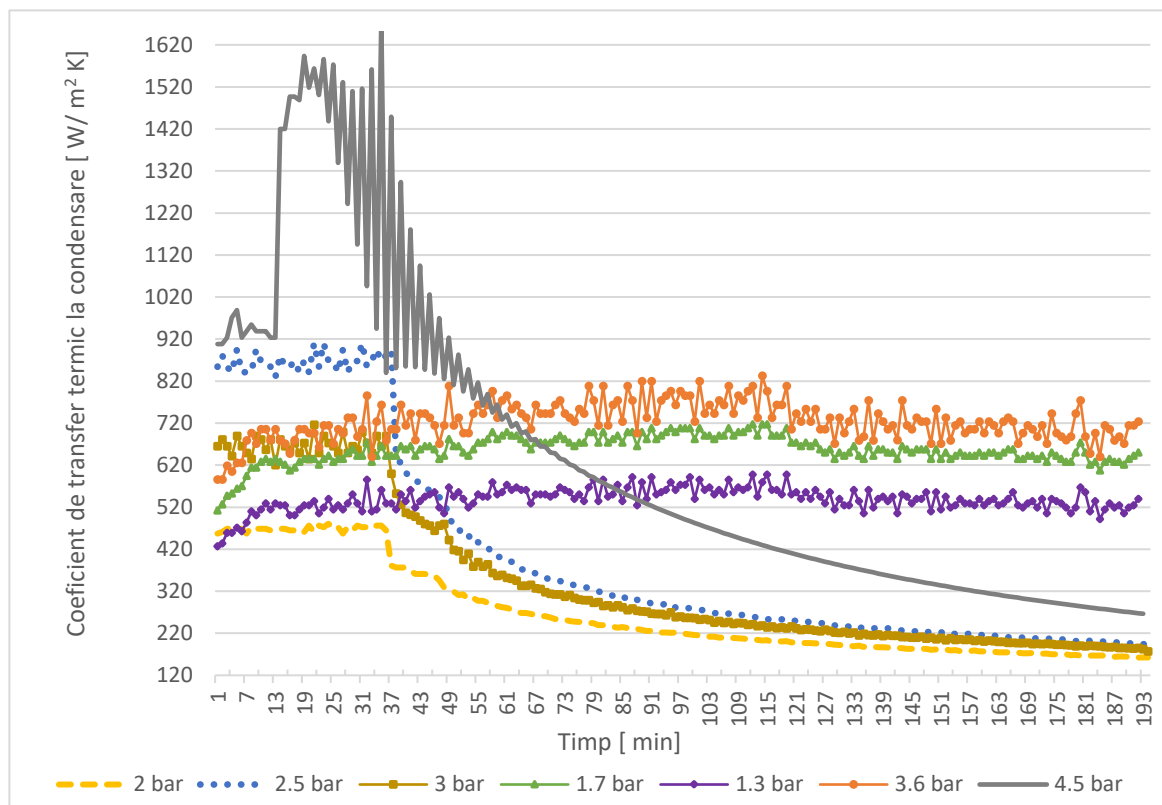


Figura 8.6.2.1 Valoarea coeficientului de transfer termic la condensare obținută experimental pentru valori diferite ale presiunii gazului la intrare, pentru modelul de condensator $C_{1,4}$ de tip rectangular cu 6x4 pini

O informație utilă ce se poate extrage din acest grafic (fig. 8.6.2.1) este că în domeniul de presiuni 2÷3 bar transferul de căldură este foarte scăzut de sub 300 W/m²K (cele trei curbe din partea de jos a graficului prezintă o tendință de scădere continuă). Acest fapt este foarte important pentru dimensionarea condensatoarelor instalațiilor tehnologice de distilare criogenică în care presiunea utilizată are un rol important în performanța și stabilitatea procesului.

Tabel 8.6.2.1 Valorile experimentale medii ale coeficientului de transfer termic la condensare $h_{m \text{ exp}}$ pentru condensatorul de hidrogen $C_{1,4}$ de tip rectangular cu 6x4 pini

Presiune vapori	Temperatură vapori	Debit	ΔT_c	Q	$h_{m \text{ exp}}$
p_v	T_v	\dot{m}			
[bar]	[K]	[m/s]	[K]	[W]	[W/(m ² K)]
1.3	21.24	0.05	3.35	18	536.90
1.7	22.25	0.05	2.73	18	658.28
2	22.67	0.05	7.67	18	234.60
2.5	23.67	0.05	5.84	18	308.42
3	24.61	0.05	6.41	18	280.98
3.6	25.50	0.05	2.49	18	721.75
4.5	26.73	0.05	1.73	18	1042.59

Din (fig. 8.6.2.2) se poate observa că valorile coeficienților de transfer termic la condensare obținute experimental au fost mai mici decât cele calculate cu modelul teoretic Nusselt. Acest fapt se datorează ipotezelor simplificatoare (cap. 5.6.2 *Calculul teoretic al coeficientului de căldură la suprafața condensatorului*) ale acestui model și care nu mai sunt valabile cu cât temperaturile sunt mai joase în domeniul criogenic. De aceea modelul Nusselt pentru temperaturi foarte joase prezintă abateri cu cât temperatura este mai joasă, în special în cazul hidrogenului care prezintă specificitatea de transformare orto-para (cap 2.1.1. *Forme izotopice ale hidrogenului*), care este o reacție exotermă cu eliberare de energie, fenomen greu de prezis de teoria lui Nusselt. Deci, concluzia este că ipotezele de bază ale teoriei lui Nusselt nu pot fi aplicate acestor tipuri de condensatoare ale coloanei de distilare care lucrează în domeniul criogenic, fiind necesară corectarea calculelor teoretice cu date experimentale rezultate din teste specifice de laborator.

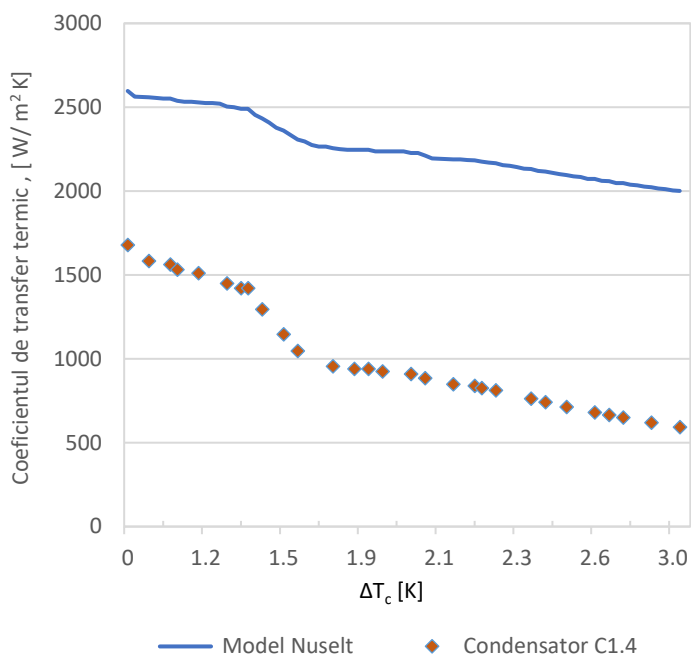


Figura 8.6.2.2 Raportarea datelor experimentale la modelul teoretic Nusselt de calcul a coeficientului de transfer termic la condensare h_{exp} al condensatorului pentru hidrogen C1.4 de tip rectangular cu 6x4 pini

Faptul că acest condensator în varianta optimizată C_{1.4} de tip rectangular cu 6x4 pini a obținut performanțe bune pentru mai multe domenii ale parametrilor de funcționare (Tabel 8.6.2.1) confirmă corectitudinea estimărilor respectiv a calculelor realizate și validează modelul optimizat de condensator.

9. CONCLUZII

C1. CONCLUZII GENERALE

Această lucrare continuă cercetările în domeniul îmbunătățirii transferului de căldură al schimbătoarelor de căldură dintr-o instalație de distilare.

În urma unui studiu bibliografic al literaturii de specialitate privind stadiul actual al performanțelor tehnologiilor criogenice de distilare izotopică, realizat în capitolul 2, am identificat metode și tehnologii de stabilizare a proceselor tehnologice care se pot aplica instalației actuale de distilare criogenică H₂-D₂ pentru testare componente PEST, asamblată în cadrul Laboratorului de criogenie al Institutului de cercetare ICSI Rm Vâlcea.

În capitolul 3 al lucrării au fost evaluate performanțele energetice și exergetice ale instalației de separare izotopică și criogenică deservită de mașina frigorifică a instalației și anume crio-generatorul Stirling PPH, atât pentru funcționare independentă a mașinii cât și integrat cu instalația. Concluziile evaluării exergetice a instalației de separare izotopică și criogenică a hidrogenului a condus la identificarea unei ireversibilități mari în zona condensatorului actual de tip tubular al instalației.

Am continuat astfel cercetările în direcțiile: stabilizării nivelului de lichid în condensatorul instalației de lichefiere prin minimizarea oscilațiilor în funcționare și creșterii eficienței procesului de lichefiere respectiv prin mărirea debitului de lichid la nivelul suprafeței reci a condensatorului instalației de lichefiere. În acest sens am dezvoltat un nou model de condensator de tip conic ca o nouă soluție constructivă care elimină la minim posibilitatea hazardului în procesul de condensare, conducând la stabilizarea procesului de lichefiere.

Actuala lucrare științifică argumentează alegerea constructivă propusă prin minimizarea condițiilor de condensare sub formă peliculară precum și prin îmbunătățirea modului de transfer termic rezultat din implementarea acestei inovații. Pentru confirmarea funcționalității am realizat inițial teste paralele cu actualul model de condensator tubular și cu noul tip de condensator. S-a determinat o creștere cu 2% a randamentului exergetic general al coloanei de distilare, în cazul utilizării condensatorului conic față de condensatorul tubular, în aceleași condiții tehnice de funcționare. Această primă confirmare a eficienței frigorifice a noului tip de condensator a condus la continuarea pe parcursul tezei a studiului implicațiilor de ordin tehnic a utilizării noului tip de condensator în instalațiile de separare criogenică a hidrogenului. Modelul inițial de condensator, cu suprafața plană și înclinată, a fost dezvoltat

prin prelucrarea acestuia cu suprafețe extinse de schimb termic (pini sau nervuri) și canale care permit disiparea căldurii și modul de condensare în formă de picături.

Pentru testarea conductivității acestui nou tip de condensator și al variantelor constructive ale acestuia, în capitolul 4 am prezentat modul de proiectare și execuție a unui stand experimental separat față de coloana de distilare criogenică. Standul de testare experimentală a fost proiectat pe baza metodei de condensare a hidrogenului pe suprafața condensatorului și a calculului teoretic al ratei de condensare conform teoriei Nusselt de condensare peliculară.

În continuare, în capitolul 5, am realizat calculul termic și de dimensionare a standului experimental caracterizat prin instalația criogenică și a condensatorului atașat la treapta a 2-a mașinii frigorifice, crio-refrigeratorul Gifford-McMahon Sumitomo SRDK-415D, din care rezultă principalele mărimi tehnice pentru proiectarea acestui tip de condensator precum și a standului de testare. S-a constatat că mașina frigorifică se încadrează în limitele capacității termice proiectate de 17.71 W. S-a determinat că pentru nivelul de schimb de căldură calculat (coeficient de transfer termic) înălțimea efectivă (reală) a condensatorului este mai mică decât cea proiectată inițial. Acest fapt se poate explica în două moduri: există un flux de căldură mai mare însă partea inferioară și partea periferică a condensatorului au rol de pre-răcire a fluxului termic sau ipotezele calculului teoretic nu iau în calcul toate datele reale de proces.

De aceea, ținând cont multitudinea de factori care influențează coeficientul general de transfer de căldură (formă geometrică, caracteristici suprafață de transfer termic, material), pentru o proiectare tehnică cât mai eficientă energetic a acestor condensatoare, în capitolul 6 am prezentat metoda minimizării producerii de entropie MPE pentru identificarea și reducerea distrugerilor de exergie din schimbătorul de căldură de tip condensator. Modul de calcul este aplicat pentru condensatorul de hidrogen cu pini și canale de disipare termică. Metoda constă dintr-o analiză comparativă exergetică prin combinarea ecuațiilor de conservare pentru masă și energie cu bilanțul entropiei pentru condensator. S-au luat în calcul sursele majore de producere de entropie: transferul de căldură prin pereții schimbătorului și căderea de presiune locală. Sistemul de ecuații neliniare a fost rezolvat folosind metoda Newton-Raphson cu stabilirea anumitor parametrii constructivi constanți. Față de practica de până acum, metoda de calcul ia în considerare căderea de presiune și rezistența termică la curgerea fluidului conferind originalitate analizei termice și exergetice. În plus temperatura rezervorului termic, condensatorul, este considerată constantă. Din analiza comparativă a rezultatelor de minimizare a ratei de producere a entropiei prin variația mai multor factori (geometrici și funcționali) a rezultat o configurație geometrică optimizată constructiv a condensatorului cu pini, care are cea mai mică rată de generare a entropiei.

Pentru o confirmare a rezultatelor optimizării, am realizat în capitolul 7 o simulare numerică CFD, prin utilizarea programului Ansys Fluent 2022 R2. S-au creat modele separate CAD ale tipurilor de condensatoare testate pentru simulări numerice cu viteze diferite ale hidrogenului, ca și gaz de lucru, peste suprafața schimbătorului termic. Pe baza vitezelor s-au calculat numărul Reynolds și debitul masic pentru fiecare simulare. S-au determinat coeficienții medii de transfer termic pentru fiecare simulare iar rezultatele s-au comparat cu modelele teoretice și experimentale. S-a constatat că rezultatele sunt apropiate ca valori. Din rezultatele simulărilor reiese faptul că structura de pini permite o circulație a gazului mai bună și confirmă în același timp modelul optimizat de condensator.

Pentru testarea conductivității acestui nou tip de condensator și al variantelor constructive ale acestuia, inclusiv modelul de condensator optimizat, am realizat în capitolul 8 teste experimentale multiple de confirmare și validare a rezultatelor. S-a constatat obținerea unor coeficienți mai mari de convecție la condensarea pe pereții verticali ai condensatoarelor prevăzute cu pini (inclinați sau drepecți) confirmând astfel teoria ruperii peliculei de condensat care se formează pe suprafața de schimb termic cu gazul hidrogen. În locul peliculei se formează picături care cad și eliberează suprafața de contact cu vaporii, fapt care conduce la creșterea ratei de condensare și implicit a coeficientul de transfer prin convecție. Se confirmă astfel experimental că forma înclinată a suprafeței are un rol important în facilitarea curgerii și dirijării curgerii condensatului.

În urma comparării datele experimentelor practice realizate în *capitolul 8* cu datele teoretice de proiectare calculate în *capitolul 5* au rezultat valori mai scăzute ale coeficientului de transfer termic decât cele estimate de teoria lui Nusselt de condensare peliculară pe o suprafață verticală, în domeniul temperaturilor foarte joase. Aceste diferențe se datorează creșterii rezistenței termice a condensatului la temperaturi foarte scăzute având ca și cauze: particularitatea de manifestare a căldurii latente de vaporizare a hidrogenului dar și a stratului pelicular care acoperă suprafața condensatorului. Astfel, în cazul condensării hidrogenului și a izotopului greu de hidrogen deuteriu se produce o supraîncălzire a vaporilor de hidrogen, din cauza pierderilor termice datorate conversiei orto-para prezentată pe larg în *Capitolul 2*. Prin urmare, ipotezele de bază ale teoriei lui Nusselt reprezintă un caz ideal iar pentru condensatoarele coloanelor de distilare criogenică a hidrogenului trebuie aplicate numai cu efectuarea de corecții rezultate din experimente practice.

Din determinările experimentale pentru condensatorul cu pini optimizat a rezultat că cel mai bun coeficientul de transfer termic la condensare se obține la presiunea de 4.5 bar. De asemenea, pentru domeniul de lucru al presiunilor mici, apropiate de presiunea atmosferică se pot utiliza presiunile de 1.3 bar și 1.7 bar. În schimb domeniul de presiuni 2÷3 bar prezintă

un transfer de căldură scăzut. Aceste informații au importanță pentru dimensionarea condensatoarelor instalațiilor de distilare criogenică în care presiunea utilizată are un rol important în performanța și stabilitatea procesului.

Rezultatele din optimizarea condensatorului confirmate de testele experimentale, validează faptul că geometria condensatorului are un rol important în creșterea transferului termic prin forma suprafeței de contact, care evită condensarea peliculară, respectiv, prin reducerile de greutate datorate optimizării densității pinilor.

Analiza experimentală a confirmat faptul că utilizarea noului model de condensator conduce la minimizarea ireversibilităților în funcționare și creșterea performanței frigorifice a instalației de distilare criogenică a hidrogenului.

C2. CONTRIBUȚIE PERSONALĂ

Având în vedere concluziile generale prezentate mai sus, contribuțiile personale se pot prezenta astfel:

- C2.1) studiu bibliografic privind nivelul de cunoaștere atins în privința performanțelor acestui tip de condensatoare;
- C2.2) studiu bibliografic privind determinarea metodei de optimizare pentru condensatorul de hidrogen de configurație conică și geometrie extinsă (pini, nervuri și canale de disipare termică);
- C2.3) calcule tehnice de proiectare a sistemului criogenic de distilare a izotopilor de hidrogen;
- C2.4) execuție documentație de proiectare tehnologică în programul SolidWorks 19 care cuprinde relevee, schițe, desene de ansamblu și de execuție;
- C2.5) proiectarea și realizarea documentației P&ID pentru standul experimental prevăzut cu elemente de execuție (robinete, valve, acționări) și de control, sistem măsurare și monitorizare, cu senzori de temperatură, presiune, debit de gaz, sistem de automatizare SCADA, de colectare și interpretare a datelor din instalație;
- C2.6) execuție calcul exergetic al instalației de distilare criogenică a izotopilor de hidrogen cu diametru mai mic de 12 mm echipată atât cu un condensator tubular cât și cu noul tip de condensator cu pini, comparare rezultate calcul și trasare grafice post-calcul;
- C2.7) modelarea și analiză exergetică a condensatorului de hidrogen montat pe standul experimental format din camera de lichefiere în spațiul interior vidat al unui criostat răcit cu crio-refrigerator Gifford-McMahon;

- C2.8) operații de simulare în programul Ansys a comportării condensatorului în situații diferite de funcționare, interpretare de date, realizare tabele și trasare grafice post-calcul;
- C2.9) monitorizarea execuției tehnice a componentelor standului criogenic experimental de testare a condensatoarelor de hidrogen;
- C2.10) asamblare fizică a standului experimental de testare a condensatoarelor de hidrogen cu atenție sporită asupra montării etanșărilor de vid și a strângerilor pentru zonele reci;
- C2.11) realizare probe preliminare de etanșare, probe de funcționare, teste și punere în funcțiune a standului experimental de testare condensatoare de hidrogen;
- C2.12) manipulare și monitorizare sistem de vid înalt de $10e-6$ mbar, prevăzut cu pompe de vid preliminare, pompe de vid turbomoleculare, robinete și joje de vid;
- C2.13) operarea standului experimental și urmărirea evoluției proceselor de testare;
- C2.14) centralizarea și interpretarea datelor experimentale, realizare de tabele și grafice post-calcul;
- C2.15) realizare metodă de minimizare a producției de entropie pentru un condensator de hidrogen montat pe o instalație de distilare cu diametru mai mic de 12 mm, comparare și centralizare rezultate;
- C2.16) realizare program de calcul în Mathcad care utilizează metoda Newton-Raphson pentru calculul sistemului de ecuații neliniare rezultat din aplicarea metodei de minimizare a producției de entropie pentru un condensator de hidrogen utilizat în instalațiile de distilare izotopică și criogenică;
- C2.17) realizare model de condensator din cupru cu pini cu performanțe frigorifice mai bune decât condensatorul tubular din oțel utilizat în instalația de distilare criogenică a hidrogenului datorită evitării în funcționare a apariției condensării peliculare la fierbere și permiterii curgerii sub formă de picături;
- C2.18) realizare model de condensator cu pini pentru utilizare în instalația de distilare izotopică criogenică a hidrogenului, optimizat din punct de vedere al materialului utilizat (cupru), al formei geometrice și al densității rețelei de pini.

C3. CONTRIBUȚIE ORIGINALĂ

- C.3.1) Creșterea eficienței exergetice a instalației de separare izotopică și criogenică a hidrogenului cu 2% prin utilizarea noului tip de condensator optimizat cu o configurație de 24 pini.

- C.3.2) Determinarea experimentală a curbelor caracteristice ale coeficientului de transfer termic la condensare pentru condensatorul de cupru cu o configurație de 24 de pini de secțiune pătrată pentru presiunile de intrare ale gazului de lucru hidrogen de: 1.3 bar, 1.7 bar, 2 bar, 2.5 bar, 3 bar, 3.6 bar, 4.5 bar.
- C.3.3) Obținerea unui raport optim dintre înălțimea și latura secțiunii pătrate a pinului: $\gamma = 5$ pentru condensatoarele cu pini utilizate în instalațiile de separare izotopică și criogenică a hidrogenului, în condițiile în care se utilizează ca material cuprul și fluidul este în curgere laminară, cu număr Prandl: $Pr \leq 0.7$.
- C.3.4) Obținerea unei densități optime a pinilor: $N = 24$ pini pentru condensatoarele cu pini de secțiune pătrată utilizate în instalațiile de separare izotopică și criogenică a hidrogenului, cu o distribuție pe placa de bază de: $N_L \times N_I = 6 \times 4$ pini, distanțe egale între pini în domeniul: $L_p = 4 \div 6$ mm și latura secțiunii pinului în domeniul: $d = 2 \div 4$ mm, în condițiile în care se utilizează ca material cuprul și fluidul este în curgere laminară, cu număr Prandl: $Pr \leq 0.7$.

C4. DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE

Direcțiile viitoare de cercetare vor include în principal următoarele:

- C4.1) Dezvoltarea programului de calcul existent prin realizarea unei variante generalizate a acestei metode de optimizare prin minimizare a producției de entropie prin extinderea la toate tipurile de materiale și fluide criogenice precum și luarea în considerare a efectelor vâscozității fluidului în curgere asupra performanței energetice a canalelor de disipare a căldurii;
- C4.2) Datorită faptului, că în cazul hidrogenului, există un fenomen accentuat de difuzare, și nu de permeație, este prevăzută realizarea de măsurători și determinări experimentale suplimentare pentru condensatorul optimizat în varianta nedetașabilă și anume prin sudura acestuia prin difuzie disimilată pe corpul coloanei de distilare;
- C4.3) Realizarea de teste experimentale cu aplicarea unei tehnici speciale de intensificare a transferului termic la scăderea temperaturii de funcționare a coloanei de distilare. Acest efect constă în creșterea diferenței dintre proprietățile componentelor unui amestec de izotopi de hidrogen pe măsură ce temperatura scade. Scopul propus este de evalua eficiența de distilare a unor astfel de amestecuri în intervalul de temperatură al punctului triplu până la temperaturile de fierbere, la presiunea atmosferică. Această

evaluare, necesită însă teste suplimentare referitor la parametrii de echilibru ai amestecurilor separate în acest interval de temperatură.

De asemenea, trebuie să fie posibilă testarea elementelor coloanei, în special a condensatorului, la aceste temperaturi. De aceea, în situația standului experimental actual, s-a ales soluția actuală de răcire a condensatorului cu un crio-refrigerator GM care permite atingerea acestor temperaturi scăzute ceea ce conduce la creșterea puterii de răcire și astfel la îmbunătățirea lichefierii [52] prin creșterea vitezei de condensare.

C4.4) Din calculele de optimizare realizate (*cap.6*) a rezultat o tendință de scădere a rezistenței termice prin micșorarea înălțimii pinilor. Astfel, calculele viitoare vor avea în vedere experimentarea variantei de condensator cu pini de înălțime foarte mică comparativ cu dimensiunile plăcii de bază, pentru evitarea colmatării cu lichid între pini respectiv nervuri. Scopul declarat este de a se cerceta rolul acestora în ruperea peliculei de lichid, prin crearea condițiilor de curgere prin picături, respectiv randamentul termic al acestui tip de condensator cu pini de înălțime mică.

ARTICOLE PUBLICATE

a) Articole indexate WOS:

1. **Catalin Brill**, Sebastian Brad, Claudia Bogdan, Aleksandr Grafov, Oleksandr Sirosh, Alin Lazar, Mihai Vijulie, Viorel Badescu, *Preliminary Design of a Cryogenic System with GM Cryocooler for Testing the Hydrogen Condensers of the Distillation Columns*, **FUSION SCIENCE AND TECHNOLOGY**, Volume 80, 2024, Issue 3-4, Pages 422-430, Special Issue SI: Selected papers from the 13th International Conference on Tritium Science and Technology, Published: MAY-18-2024, Indexed: 2023-12-29, Lucrarea este indexată în **BDI(Scopus)** DOI: [10.1080/15361055.2023.2283226](https://doi.org/10.1080/15361055.2023.2283226) și ISI Thomson Reuters **WOS:001125780000001**, ISSN: 1536-1055, eISSN: 1943-7641, IDS Number: MY0J4, Conform JCI Category: NUCLEAR SCIENCE & TECHNOLOGY in SCIE edition, Category: Rank 27/40, Category Quartile: Q3, **Factor de impact: 0.9 (2023)**.
<https://www.webofscience.com/wos/author/record/JEF-1160-2023>
2. Claudia Bogdan, Sebastian Brad, Horia Necula, Oleksandr Sirosh, **Catalin Brill**, Mihai Vijulie, Alin Lazar, Aleksandr Grafov, *Design, Fabrication, and Test of a Prototype of Matrix Heat Exchanger for Cryogenic Distillation of Hydrogen Isotopes*, **FUSION SCIENCE TECHNOLOGY**, Volume 80, 2024, Issue 3-4, Pages 443-454, Special Issue SI: Selected papers and from the 13th International Conference on Tritium Science and Technology, Published: MAY 18 2024, Indexed: 2023-11-05, Lucrarea este indexată în **BDI(Scopus)** DOI: [10.1080/15361055.2023.2259238](https://doi.org/10.1080/15361055.2023.2259238) și ISI Thomson Reuters **WOS:001088192900001**, ISSN: 1536-1055, eISSN: 1943-7641, IDS Number: MY0J4, Conform JCI Category: NUCLEAR SCIENCE & TECHNOLOGY in SCIE edition, Category: Rank 27/40, Category Quartile: Q3, **Factor de impact: 0.9(2023)**.
<https://www.webofscience.com/wos/author/record/JEF-1160-2023>
3. Sebastian Brad, Mihai Vijulie, Alin Lazar, Claudia Bogdan, Oleksandr Sirosh, **Catalin Brill**, Aleksandr Grafov, Anisoara Oubraham, Alina Niculescu, George Bulubasa, *New Achievements of H₂-HD-D₂ Isotopic Separation with the Cryogenic Distillation Experimental Stand from ICSI Cryogenic Laboratory*, **FUSION SCIENCE TECHNOLOGY**, Volume 80, 2024, Issue 3-4, Pages 455-464, Special Issue SI: Selected papers and from the 13th International Conference on Tritium Science and Technology, Published: MAY 18 2024, Indexed: 2023-10-28, Lucrarea este indexată în **BDI(Scopus)** DOI: [10.1080/15361055.2023.2236473](https://doi.org/10.1080/15361055.2023.2236473) și ISI Thomson Reuters **WOS:001082483800001**, ISSN: 1536-1055, eISSN: 1943-7641, IDS Number: MY0J4, Conform JCI Category: NUCLEAR SCIENCE & TECHNOLOGY in SCIE edition, Category: Rank 27/40, Category Quartile: Q3, **Factor de impact: 0.9(2023)**.
<https://www.webofscience.com/wos/author/record/JEF-1160-2023>

4. Ingo Deppner, Claudia Bogdan, Sebastian Brad, **Catalin Brill**, Daniel Dorobantu, Aleksandr Grafov, Dong Han, Norbert Herrmann, Dongdong Hu, Alin Lazar, Wen Li, Mariana Petris, Mihai Petrovici, Andrii Rozhenstev, Oleksandr Sirosh, Yannick Söhngen, Kai Sun, Yongjie Sun, Mihai Vijulie, Botan Wang, Kaiyang Wang, Xinjian Wang, Yi Wang, Ming Yao, Jian Zhou, Yingjie Zhou, *Toward an environmental friendly operation of the CBM-TOF system*, **EUROPEAN PHYSICAL JOURNAL PLUS**, Volume 138, Issue 12, Article number 1080, Published: DEC 5 2023, Indexed: 2023-12-21, Lucrarea este indexată în **BDI(Scopus)** DOI: [10.1140/epjp/s13360-023-04712-9](https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-023-04712-9) și ISI Thomson Reuters **WOS:001113234500001**, ISSN: 2190-5444, IDS Number: Z6NW8, Conform JCI Category: PHYSICS, MULTIDISCIPLINAR in *SCIE edition*, Category: Rank 27/112, Category Quartile:Q1, **Factor de impact: 2.8 (2023)**, <https://www.webofscience.com/wos/author/record/JEF-1160-2023>.
5. Curuia Marian, Anghel Mihai, **Brill Catalin**, Sirosh Oleksandr, Varlam Mihai, *Modelling of the Thermal Radiation Shields for Cryogenic Systems*, **REFRIGERATION SCIENCE AND TECHNOLOGY**, Volume Part F147717, Pages 428 – 434, Conference Paper of 15th International Institute of Refrigeration Conference on Cryogenics, CRYOGENICS 2019, Prague 8 -11 April 2019, Published: 2019, Indexed: 2019-07-10, Lucrarea este indexată în **BDI (Scopus)** DOI: [10.18462/iir.cryo.2019.0071](https://doi.org/10.18462/iir.cryo.2019.0071) și ISI Thomson Reuters **WOS:000472960900058**, ISBN: 978-2-36215-025-8, ISSN: 0151-1637, IDS Number: BN0IX, Research Areas: Thermodynamics; Physics, Web of Science Categories: Thermodynamics; Physics, Applied. <https://www.webofscience.com/wos/author/record/JEF-1160-2023>.
6. **Brill Catalin**, Curuia Marian, Varlam Mihai, Jianu Catalin, Marinioiu Adriana, Badescu Viorel, *Cryogenic performance of a conduction cooled cryostat for hydrogen isotopes separation experiments at low temperature*, **REFRIGERATION SCIENCE AND TECHNOLOGY**, Pages 203 – 209, Conference Paper of the 16th IIR International Institute of Refrigeration Conference, Cryogenics 2021 online, October 5-7, 2021, Publication date: 2021, Indexed: 2021-01-01, Lucrarea este indexată DOI [10.18462/iir.cryo.2021.0009](https://doi.org/10.18462/iir.cryo.2021.0009) și ISI Thomson Reuters **WOS: 001304907400027**, ISBN: 978-2-36215-047-0, ISSN: 0151-1637, IDS Number: BX5YC, Research Areas: Thermodynamics; Physics, Web of Science Categories: Thermodynamics; Physics, Applied, DOI: <http://dx.doi.org/10.18462/iir.cryo.2021.0009>. <https://www.webofscience.com/wos/author/record/JEF-1160-2023>.

b) Articole neindexate WOS:

7. Claudia Bogdan, **Catalin Brill**, Oleksandr Sirosh, Mihai Vijulie, Alin Lazar, *Preliminary development of a conceptual model of matrix heat exchanger*, SMART ENERGY AND SUSTAINABLE ENVIRONMENT, ISSN: 2668-957X, 2021, Volume 24, Issue 1, Pages 29-40, Publication date: *march-apr 2021*, DOI: <https://doi.org/10.46390/j.smensuen.24121.435>.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVA

- [1] Programul Nucleu INC-DTCI-ICSI, ctr. Nr. 9N/2019, elaborat cu sprijinul Ministerului Cercetării, Inovării și Digitalizării, proiect nr. PN 19 11 01 04, *Soluție inovatoare de proces CECE pentru promovarea unei noi tehnologii de decontaminare a deeurilor lichide slab concentrate în tritium și pentru recuperarea deuteriului*
- [3] Floarea Pop, *Distilarea izotopică a hidrogenului. Experimentari*, Techno Media, Sibiu, 2012
- [7] Lazar, A., Brad, S., Vijulie, M., Oubraham, A., *Cryogenic distillation experimental stands for hydrogen isotopes separation*, Fusion Engineering and Design Volume 146, Part B, September 2019, Pages 1998-2001, <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2019.03.085>
- [8] Lazar, A., Brad, S., Vijulie, M., Oubraham, A., Vasut, F., Sirosh, A. (2019). *Preliminary tests on a hydrogen isotope separation cryogenic facility, at the laboratory scale, within the "Cryogenic laboratory" from ICSI Rm. Valcea*. Progress of Cryogenics and Isotopes Separation, 22(2), 5-12, <https://www.energ-en.ro/pages/article/68>
- [9] I. Alekseev, O. Fedorchenko, P. Kravtsov, A. Vasilyev and M. Vznuzdaev (2008) *Experimental Results of Hydrogen Distillation at the Low Power Cryogenic Column for the Production of Deuterium Depleted Hydrogen*, Fusion Science and Technology, 54:2, 407- 410, <https://doi.org/10.13182/FST08-A1841>
- [13] Andrey Ovcharov, Richard Szczepanski, Jacek Kosek, Nuno Pedrosa, Xiaofei Lu, Lorenzo Basili, Rosa Lo Frano & Donato Aquaro (2020) *Rigorous Dynamic Simulation of Cryogenic Distillation of Hydrogen Isotopologues in the Fuel Cycle of a Thermonuclear Reactor Based on UV Flash*, Fusion Sc. and Techn., 76:3, 179-190, doi: 10.1080/15361055.2019.1689891
- [14] Mengyu Liu et al, *A Separated two stage helium liquefier using a 4 K GM cryocooler*, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 502(2019) 012079, IOP Publishing, doi:10.1088/1757-899X/502/1/012079, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/502/1/012079>
- [16] X. X. Chu, M. M. Zhang, D. X. Zhang, et al., *Cryogenic system with GM cryocooler for krypton, xenon separation from hydrogen-helium purge gas*, AIP Conference Proceedings 1573, 1638 (2014); <https://doi.org/10.1063/1.4860903>
- [22] M. Peculea, *Instalații criogenice*, Ed. Conphys, 1997
- [27] I.G. Deac, *Elemente de criogenie*, Ed. Napoca Star Cluj- Napoca, 2010.
- [40] Brill Catalin, Curuia Marian, Mihai, Jianu Catalin Adriana, Badescu Viorel, *Cryogenic performance of a conduction cooled cryostat for hydrogen isotopes separation experiments at low temperature*, Proceedings of the 16th IIR International Conference Online, October 5-7, 2021, Cryogenics 2021 online, International Institute of Refrigeration, Publication date: 2021/10/05, DOI: <http://dx.doi.org/10.18462/iir.cryo.2021.0009>
- [42] Thomas.F, *Cryogenic Engineering*, Marcel Dekker, New York, 2005

- [47] Marinescu M., Baran N., Radcenco V., Badescu V., *Termodinamica Tehnica*, vol 3, Ed. Matrixrom, Bucuresti, 1998
- [50] Cengel, Y.A., *Heat Transfer, A Practical Approach*, Second Edition
- [78] Bejan A., *Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes*, New York: CRC Press; 1996.
- [107] A. BORNEA et al., *Investigation Related to Hydrogen Isotopes Separation by Cryogenic Distillation*, Fusion Sci. Technol., 54, 2, 426 (2008); <https://doi.org/10.13182/FST08-A1846>
- [108] Brad Sebastian, *Model experimental de condensator pentru o coloană de distilare criogenică pentru concentrații ridicate de tritium*, Etapa de raportare proiect, Nucleu INC-DTCI-ICSI, 2022.
- [118] Brad Sebastian, *Raportare proiect Nucleu, Etapa 10*, INC-DTCI-ICSI, 15.03.2022
- [119] Brad Sebastian, *Raportare proiect Nucleu, Etapa 7*, INC-DTCI-ICSI, 15.04.2021
- Aguilar D.J.M, Hidalgo J. A .A, Martínez M.E.P, *Analysis of the operating parameters in a Stirling cryocooler*, ISEC 2021, E3S Web Conf., Volume 313, 10002 (2021) 2021
- [121] Brad Sebastian, *Raportare proiect Nucleu, Etapa 6*, INC-DTCI-ICSI, 10.12.2020
- [128] Catalin Brill, Sebastian Brad, Claudia Bogdan, Aleksandr Grafov, Oleksandr Sirosh, Alin Lazar, Mihai Vijulie, Viorel Badescu, *Preliminary Design of a Cryogenic System with GM Cryocooler for Testing the Hydrogen Condensers of the Distillation Columns*, Fusion Science and Technology, Volume 80, 2024 - Issue 3-4: Selected papers from the 13th Int. Conf. on Tritium Sc. and Tech., <https://doi.org/10.1080/15361055.2023.2283226>
- [130] Culham, R. J. and Muzychka, Y. S., *Optimization of Plate Fin Heat Sinks Using Entropy Generation Minimization*, IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, Vol. 24, No. 2, pp. 159-165, 2001.