

## CONTRIBUȚII PRIVIND CERCETĂRI ALE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU SUPRAFEȚE ONDULATE CU CAPETE DREPTE ȘI SUPRAFEȚE CU GENERATORI DE TURBULENȚE

**Teză de doctorat – Rezumat**

pentru obținerea titlului științific de doctor la

Universitatea Politehnică Timișoara

în domeniul de doctorat Inginerie Mecanică

**autor ing. Vlad MARȚIAN**

conducător științific Prof.univ.dr.ing. Mihai NAGI

luna 12 anul 2019

Teza este structurată în 7 capitole și 4 anexe. Primele 3 capitole fiind capitole introductive și de suport în care se motivează teza, se analizează stadiul actual al cercetărilor în domeniu și se introduc noțiunile necesare pentru restul tezei. Următoarele 3 capitole descriu activitatea de cercetare realizată pe suprafețele extinse existente de schimb termic dar și a unei suprafețe extinse de schimb termic noi. Ultimul capitol este rezervat concluziilor și a prezentării contribuțiilor personale. Cele 4 anexe detaliază anumite procedee de lucru cum este exemplul procedurilor de tratare a erorilor (Anexa 1), sau prezintă codul sursă al programelor folosite în postprocesarea datelor (Anexa 3).

### Capitolul 1 Introducere

Marea majoritate a industriei producătoare de mașini și utilaje se folosește, în principal, de modul convectiv pentru a transfera căldură între două fluide în mișcare separate de un perete. În prezent existând foarte multe tipuri constructive de astfel de schimbătoare de căldură: începând cu țevi simple prin care circulă fluidul de răcit până la schimbătoare de căldură compacte, toate realizate din diferite tipuri de materiale metalice și nemetalice. Pentru intensificarea transferului de căldură, majoritatea schimbătoarelor de căldură se folosesc de *suprafețe extinse de schimb termic* cu forme geometrice diferite. Dintre toate suprafețele extinse cele mai des folosite în construcția schimbătoarelor compacte sunt: nervurile continue, ondulate, sparte și cele alternante, fiecare dintre aceste suprafețe extinse de schimb termic având avantaje și dezavantaje ce le face utile pentru diferite medii și domenii de operare. Deoarece performanțele termice și hidraulice ale suprafețelor extinse sunt influențate de o multitudine de factori (viteza de curgere, temperatura, fluidul de lucru, forma și dimensiunile geometrice) cercetările efectuate asupra lor sunt în principal cercetări experimentale și numerice. Din acest motiv, pentru proiectarea și dimensionarea schimbătoarelor de căldură este necesară consultarea intensă de compendii de exemplu Kays și London [1]; sau de informații din literatura de specialitate cum ar fi: Wang et al. [2], Dong et. al. [3]–[5]. ce conțin date experimentale și informații despre ecuațiile criteriale ale diferitelor suprafețe extinse de schimb termic. Problema acestor relații criteriale preluate din literatură este că sunt corecte doar pe domeniul experimental și geometria pe care au fost determinate prezentând diferențe de  $\pm 30\%$ . Aceste diferențe, ce pot fi atribuite variațiilor de geometrie între producători, fac destul de greoaie și de multe ori imprecisă proiectarea și dimensionarea schimbătoarelor de căldură. Cum în final surplusul de căldură din procesele industriale trebuie evacuat în atmosferă, marea majoritate a schimbătoarelor de căldură folosite sunt schimbătoare de căldură răcite cu aer. În

aceste schimbătoare aerul este cel care determină performanțele termice ale acestora deoarece are cel mai mic coeficient de convecție ( $10 - 200 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) raportat la alte fluide ( $500 - 3000 \text{ W/m}^2\text{K}$ ). Din acest motiv majoritatea cercetărilor pe suprafețele extinse de schimb termic sunt îndreptate spre creșterea performanțelor aerului de răcire.

Motivația acestei lucrări este dată de necesitatea de dezvoltare a companiei RAAL S. A., principalul producător de schimbătoare de căldură din aluminiu din România. În vederea îmbunătățirii programelor de dimensionare și a produselor realizate în RAAL se pot sublinia următoarele obiective ce trebuie urmărite:

- Determinarea experimentală a unor ecuații criteriale, analitice, continue pe spațiul tuturor parametrilor constructivi, pentru predicția performanțelor termice și hidraulice ale suprafețelor extinse
- Compararea diferitelor criterii de performanță și introducerea unor coeficienți adaptați realității din exploatarea schimbătoarelor de căldură
- Simularea modelelor 3D a suprafețelor de schimb termic și validarea rezultatelor numerice cu ecuațiile criteriale realizate pentru reducerea numărului de teste experimentale
- Realizarea de noi tipuri de geometrii pentru îmbunătățirea coeficientului de schimb termic pe aer

În vederea atingerii obiectivelor descrise mai sus și luând în considerare cele deja afirmate: importanța coeficientului de transfer termic al aerului dar și deviațiile înregistrate între rezultatele diferitelor cercetări; lucrarea de față prezintă determinarea experimentală a ecuațiilor criteriale pentru familia *aripioarelor ondulate cu capete drepte*, analiza numerică împreună cu validarea experimentală a modelului pentru această aripioară și studiile numerice ale performanțelor unei noi geometrii denumite *aripioară ondulată cu spărturi rectangulare* în comparație cu *aripioara ondulată cu capete drepte*

## Capitolul 2. Suprafețe extinse de schimb termic

În acest capitol sunt trecute în revistă cele mai importante tipuri de suprafețe extinse de schimb termic folosite în construcția schimbătoarelor de căldură compacte:

- Nervurile discontinue a.
- Aripioara Spartă (Louvered) b.
- Generatorii de turbulență longitudinală c.
- Aripioara Ondulată d.

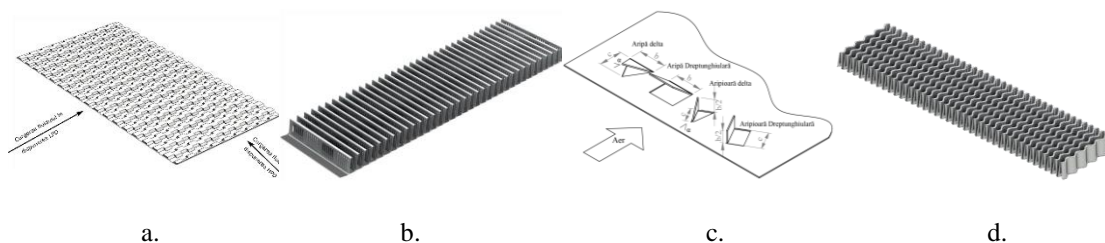


Fig. 1 Tipurile de suprafețe extinse

Pentru primele trei tipuri de suprafețe extinse (a, b, c din figura 1) este descris succint modul prin care acestea realizează creșterea coeficientului de schimb termic, fluidul preferențial pentru care sunt folosite: gaz, sau lichid; stadiul cercetărilor efectuate până în acest moment dar și dezavantajele pe care fiecare dintre aceste suprafețe le au în căderea de presiune. De amintit aici este lucrarea [6] în care se analizează performanțele nervurii discontinue.

Aripioara ondulată, (figura 1.d)Fig. 1 , împreună cu variații ale ei, este cea mai des folosită

geometrie pentru extinderea suprafeței de schimb termic a aerului în cadrul răcitoarelor răcite cu aer. Intensificarea schimbului termic se realizează prin ruperea stratului limită la trecerea aerului peste onduleuri, iar amestecarea acestuia se realizează prin crearea de turbioane având axa de rotație perpendiculară pe direcția de curgere. Avantajul unei astfel de geometrii este dat de eficiența ridicată în schimbul termic și de faptul că are o toleranță crescută la îmbăcsire [7] ceea ce o face foarte bună în mediile murdare, cu multe particule solide prezente în aer, în special în industria grea

Datorită faptului că acest tip de suprafață extinsă este cea mai folosită în producție este și cea mai studiată, în literatura de specialitate se găsesc multe lucrări, majoritatea ocupându-se de un anumit aspect al acestei suprafețe extinse. Printre acestea cele mai reprezentative studii care prezintă relații criteriale determinate experimental sunt: Ismail [8], Dong în cele trei lucrări [3]–[5], și Aliabadi [9]. Folosind parametrii geometrici specifici în producția RAAL s-a realizat o comparație a acestor 4 relații criteriale.

Rezultatul comparației relațiilor criteriale ne relevă o diferență notabilă pentru unele dintre ele. Astfel, estimarea făcută de relațiile criteriale obținute de Dong în lucrarea [5] este foarte diferită de estimările celorlalte relații prezentate, între 30% și 85%, după cum se poate observa din figura 2 pentru schimbul termic și figura 3 pentru coeficientul de frecare.

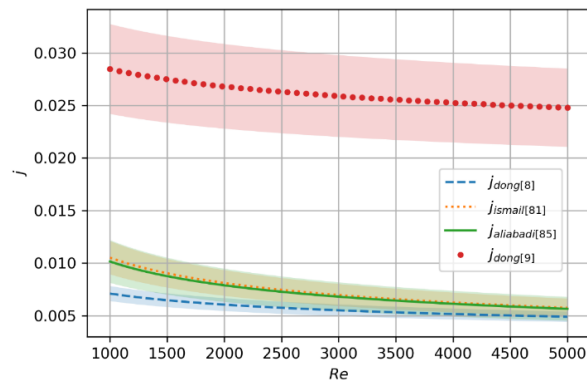


Fig. 2 Numărul Colburn pentru diferite ecuații din literatură împreună cu benzile de incertitudine

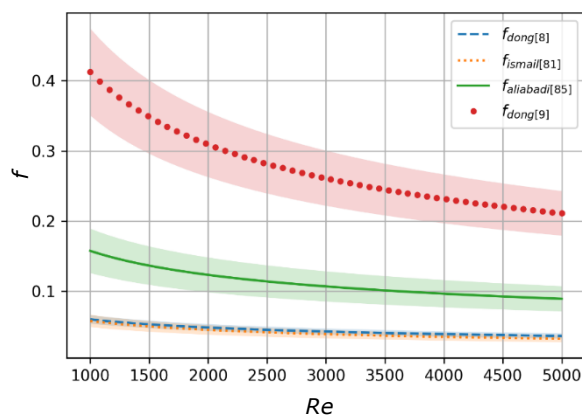


Fig. 3 Coeficientul de frecare Fanning ale ecuațiilor preluate din literatură

Ceilalți autori au rezultate pentru schimbul termic relativ apropiate, variația acestora intră în incertitudinea maximă declarată de autori – vezi benzile de incertitudine între 3 și 30%. Dar pentru coeficientul de frecare rezultatele arată complet diferit, în afară de Dong [4] și Ismail [8] care au o diferență de 5% restul au diferențe cuprinse între 60 și 85% ceea ce le face total

incompatibile.

Aceste diferențe între relațiile din literatură le fac de neutilizat pentru dimensionarea schimbătoarelor de căldură din cadrul RAAL.

În încheierea capitolului sunt prezentate criteriile de eficacitate ce vor fi folosite în compararea performanțelor suprafețelor extinse de schimb termic. Acestea fiind: criteriul de eficacitate al suprafeței  $j/f$ , criteriul de eficacitate volumică  $j/f^{1/3}$  și criteriul JF de comparare față de o referință.

### Capitolul 3 Tipuri de schimbătoare de căldură

Acest capitol este un capitol de suport în care sunt prezentate 3 metode de clasificare a schimbătoarelor de căldură: după starea fluidului de lucru, după modul de curgere al fluidului primar față de cel secundar și după modul de construcție al acestora. Capitolul prezintă în detaliu două metode de calculare și dimensionare a schimbătoarelor de căldură. Prima metodă este metoda *diferenței logaritmice de temperatură* care se aplică în special răcitoarelor cu circulație în contra sau echicurent, sau dacă unul dintre fluide suferă o schimbare de fază – și care este folosită pentru postprocesarea datelor obținute de la programul de simulare. A doua metodă este așa numita  $\epsilon$  - NTU care este aplicabilă și pentru circulații în curent încrucișat – această metodă fiind folosită pentru interpretarea datelor obținute experimental.

### Capitolul 4. Studiul experimental al aripioarei ondulate cu capete drepte

Deoarece datele din literatură au o împrăștiere mare și nu pot fi folosite în softul de dimensionare a schimbătoarelor de căldură din cadrul RAAL dar și datorită faptului că aripioara ondulantă folosită în producția RAAL are o geometrie modificată față de cele existente în literatură – modificarea constă în introducerea de porțiuni drepte la intrarea și ieșirea aerului din aripioară, figura 4 [10]–[12] – a fost nevoie de efectuarea unor încercări experimentale în vederea determinării relațiilor criteriale ce descriu performanțele acestei aripioare pe domeniul de utilizare.

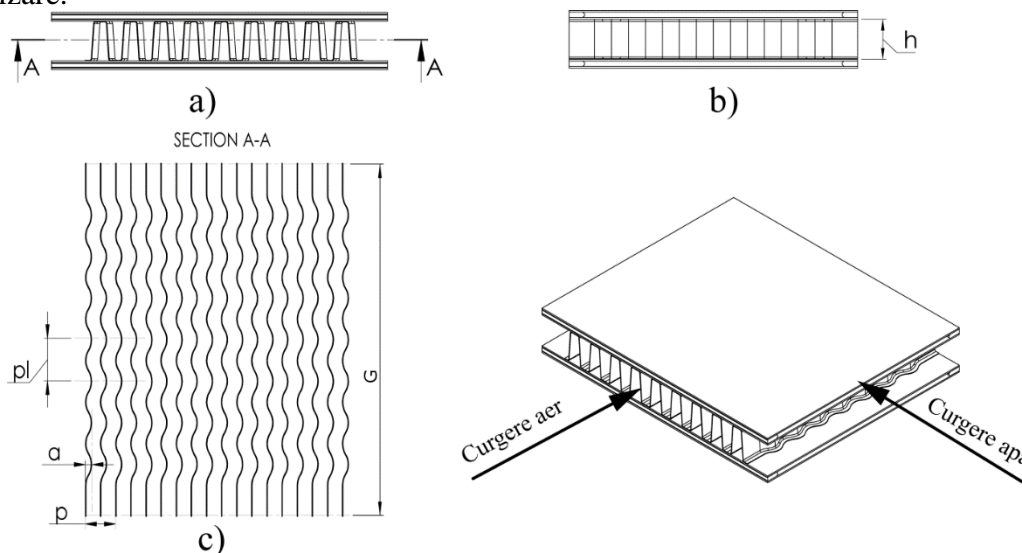


Fig. 4 Structura pe aer a răcitoarelor de test: a) secțiune frontală, b) secțiune laterală, c) secțiune aripioară

Forma relațiilor criteriale ce trebuie determinate este cea din expresia (4.1).

$$Nu = n \cdot Re^b \cdot Pr^c \prod_{i=h,p,g} F_i^{d_i} \quad (4.1)$$

$$f = e \cdot Re^j \prod_{i=h,p,g} F_i^{k_i}$$

unde termenii  $n$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d_i$ ,  $e$ ,  $j$ ,  $k_i$  sunt coeficienții ce trebuie determinați experimental, iar  $h$  (înălțimea),  $p$  (pasul),  $g$  (grosimea),  $l$  (lungimea) sunt parametrii geometrici ai aripioarei. Iar  $F_i = i/D_h$  sunt factorii adimensionali ai ecuației.

Determinarea experimentală s-a realizat pe 17 răcitoare (figura 5) având structură diferită pe aer, folosind standul de testare din cadrul laboratorului de testare RAAL a cărei schemă de principiu este schițată în figura 6

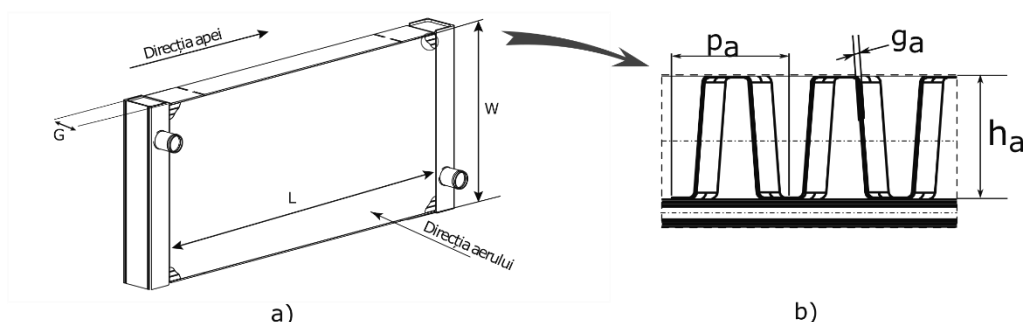


Fig. 5 Schița radiatoarelor de apă răcite cu aer  
a) răcitorul complet b) detaliu al aripioarelor

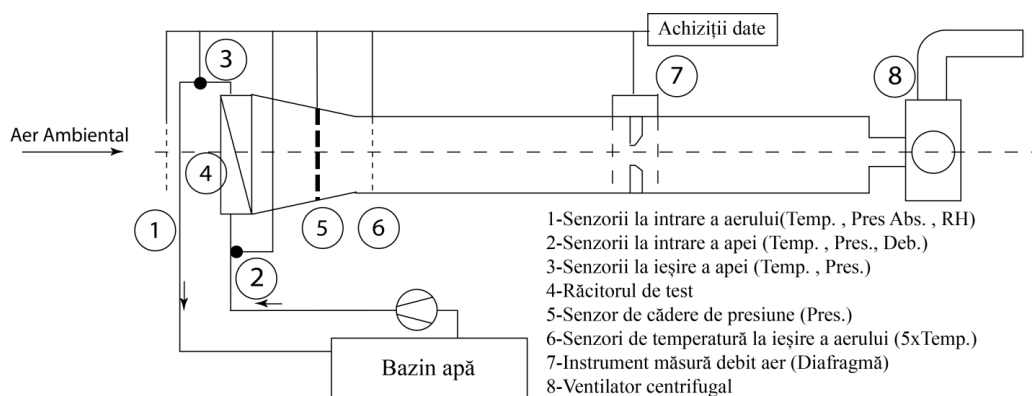


Fig. 6 Schița de principiu a standului de testare

Deoarece măsurătorile au trebuit efectuate în condiții de stabilitate pentru fiecare punct de funcționare măsurătorile s-au repetat de 5 – 10 ori într-un timp de 2 min. Datele astfel obținute au permis estimarea incertitudinilor de măsurare [13] tratate în detaliu în anexa 1.

Pe fiecare răcitor s-au măsurat între 30 și 50 de puncte de funcționare, ajungându-se la peste 760 puncte de măsurare pe toate răcitoarele.

Prelucrarea datelor experimentale, prezentate grafic în figura 7 și figura 8, s-a realizat folosindu-se metoda de calcul  $\epsilon$ -NTU implementată în python cu ajutorul ecosistemului modulelor științifice: numpy, scipy, matplotlib, pandas – codurile sursă fiind prezentate în anexa 3. Pentru calcularea coeficientului de convecție pe apă a fost necesară folosirea unor relații criteriale preluate din literatură [14] și [15].

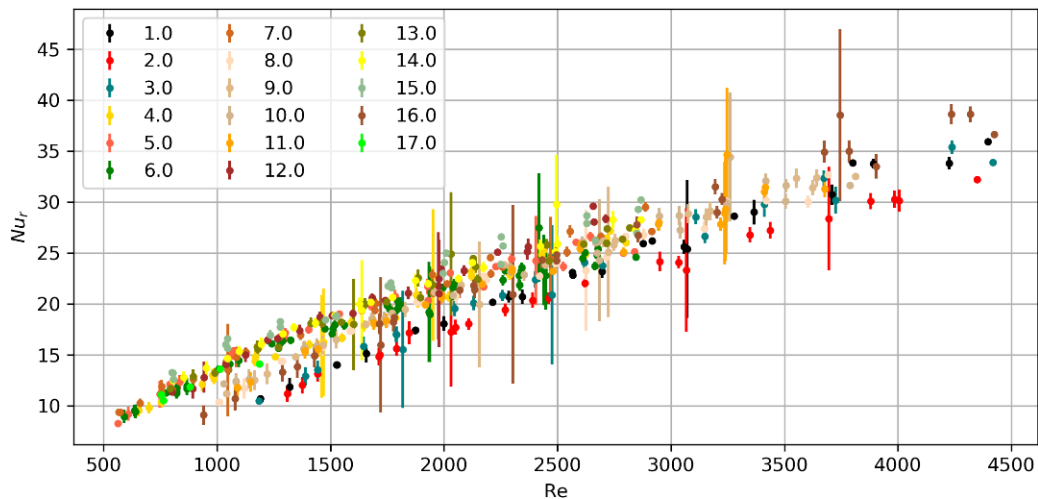


Fig. 7 Numărul Nusselt în funcție de numărul Reynolds pentru toate structurile testate

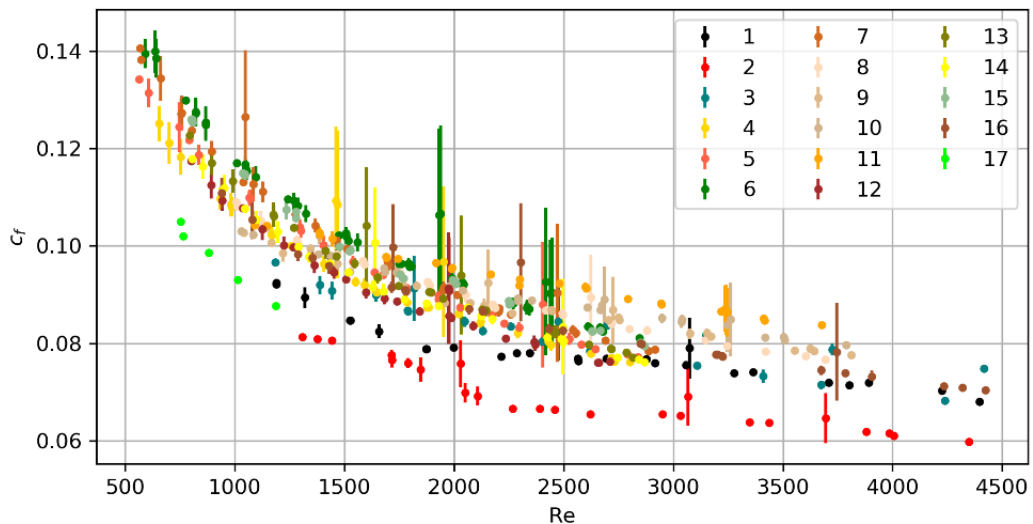


Fig. 8 Coeficientul de frecare în funcție de numărul Reynolds pentru toate structurile testate

În continuare, folosind proprietatea expresiilor din (4.1) de liniarizare – prin logaritizarea lor –, coeficienții au fost determinați printr-o regresie liniară iar în final după eliminarea coeficienților irelevanți s-a ajuns la relațiile criteriale din expresiile (4.2) și (4.3).

$$Nu_r = 0.848 \cdot Re^{0.75 \pm 0.014} \cdot F_p^{-3.27 \pm 0.19} \cdot F_h^{-0.55 \pm 0.04} \cdot F_g^{0.31 \pm 0.022} \quad (4.2)$$

$$c_f = 1.0 \cdot Re^{-0.28 \pm 0.007} \cdot F_p^{-1.34 \pm 0.10} \cdot F_h^{-0.18 \pm 0.022} \cdot F_g^{-0.048 \pm 0.012} \quad (4.3)$$

Expresiile (4.2) și (4.3) aproximează 95% din punctele de măsură în intervalul de  $\pm 15\%$  dar cu deviații medii de 2.3% și respectiv 0.6%.

În încheierea capitolului s-a realizat un studiu folosind relațiile de eficacitate în care s-a arătat prezența unor zone de maxim de performanță pentru acest tip de suprafață extinsă de schimb termic.

## Capitolul 5. Studiul numeric al aripioarei ondulate cu capete drepte

Testarea experimentală, poate deveni foarte costisitoare dacă se dorește studierea unor anumiți parametrii geometrici ai aripioarei precum lungimea porțiunilor drepte sau a pasului longitudinal  $p_1$  – acești parametrii necesitănd o reproiectare a sculelor ce formează această aripioară. În acest caz cel mai bun mod de a studia influența unor parametrii de acest tip este prin realizarea simulărilor folosind softuri CFD specializate.

Capitolul începe prin trecerea în revistă a diferitelor metode de discretizare și a modelelor de turbulență folosite în aceste softuri de simulare și se continuă cu o scurtă descriere a modului în care acestea sunt implementate în sistemul de simularea a celor de la SolidWorks. Acesta folosește un model de discretizare ce se bazează pe metoda volumelor finite (FVM) iar rețeaua de discretizare este una structurată de tip cartezian. Modelul de turbulență implementat este un model cu două ecuații de tip  $k-\epsilon$  modificat. Datorită faptului că în RAAL sistemul CAD se bazează pe suita SolidWorks a fost mai convenabil utilizarea soluției CFD a acestora.

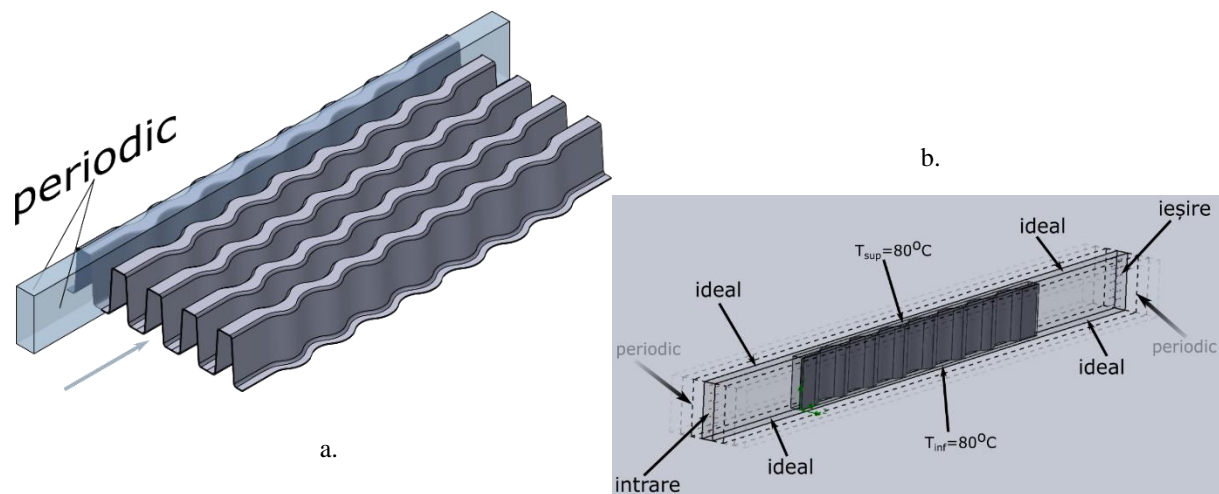


Fig. 9 a. Modelul aripioarei, b. condițiile pe frontieră

Pentru simularea aripioarei ondulate cu capete drepte, modelul 3D al acesteia trebuie simplificat pentru a reduce pe cât posibil numărul celulelor din rețeaua de discretizare. Astfel din figura 9.a se poate observa că aripioara ondulată are o geometrie repetitivă ce poate fi simplificată prin eliminarea elementelor ce se repetă. În această figură (9.b) este reprezentat domeniul pe care se va realiza simularea împreună cu condițiile pe frontieră impuse pe acesta.

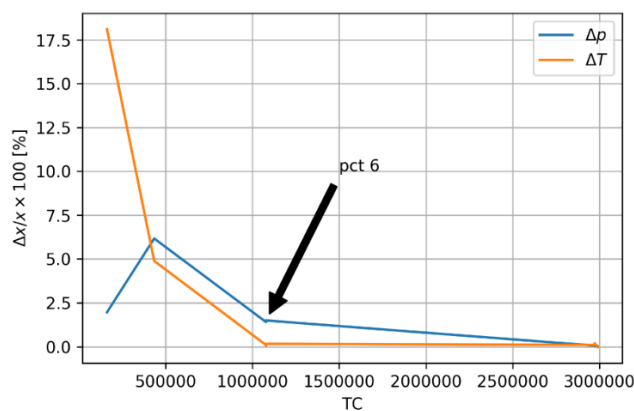


Fig. 10 Deferența relativă a  $\Delta T$  și  $\Delta p$  față de mesh-ul precedent

Alegerea nivelului de discretizare este un compromis între erorile maxime acceptate, timpul de simulare și dotările hardware. În practică acest nivel de discretizare se alege conform unei reguli



care spune că dacă la dublarea numărului de noduri de calcul, rezultatele de interes nu se modifică în mod semnificativ ( $< 5\%$ ), atunci se poate considera independența rezultatelor față de discretizare, iar în acest caz independența mărimilor de interes ( $\Delta T$  și  $\Delta p$ ) este atinsă la un număr de noduri mai mare de  $10^6$

Pentru a putea realiza o comparație a rezultatelor obținute prin simulare cu cele obținute experimental este necesară postprocesarea primelor și aducerea lor într-o formă adimensională prin exprimarea schimbului termic cu ajutorul numărului Nusselt și a căderii de presiune cu ajutorul coeficientului de frecare Fanning. Acest lucru a fost realizat folosind metoda diferenței logaritmice de temperatură cu temperatura peretelui constantă.

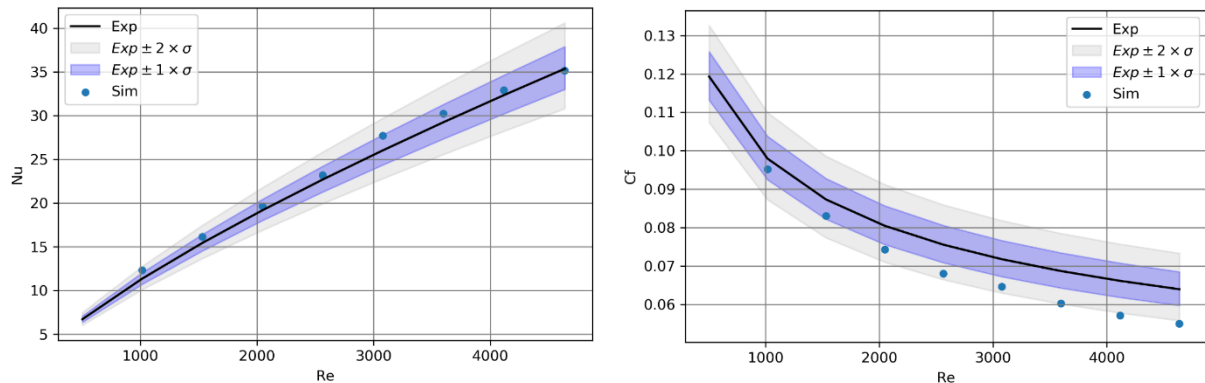


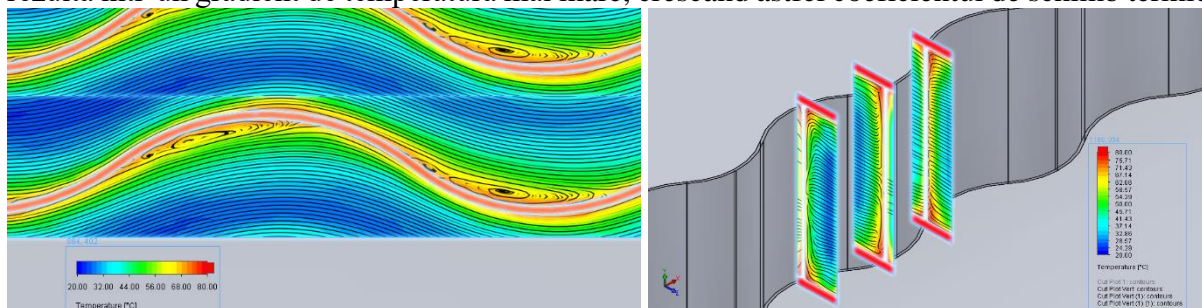
Fig. 11 Compararea rezultatelor din simulare cu cele experimentale

Rezultatele obținute sunt prezentate în figura 11. În această figură rezultatele provenite din simulare sunt reprezentate cu puncte, iar rezultatele experimentale sunt reprezentate prin linie continuă. La analizarea acestei figuri se observă că simularea aproximează foarte bine rezultatele experimentale. Pentru schimbul termic, numărul Nusselt, s-a obținut o deviație medie de 6.7% a punctelor de simulare față de funcția experimentală, iar pentru coeficientul de frecare s-a obținut o deviație medie 9.4%.

În concluzie se poate afirma că modelul numeric așa cum a fost el ales este unul valid.

## Capitolul 6 Studiul Numeric al aripioarei ondulată cu spărturi rectangulare

Procesul prin care aripioara ondulată cu capete drepte realizează intensificarea schimbului termic este crearea de vârtejuri cu axa de rotație perpendicular pe direcția de curgere (figura 12a.). Amestecarea are ca efect aducerea de aer mai rece înspre peretele aripioarei ceea ce rezultă într-un gradient de temperatură mai mare, crescând astfel coeficientul de schimb termic.



a.

b.

Fig. 12 Variația vitezei și temperaturii prin aripioara ondulată cu capete drepte: a. în direcția de curgere b. perpendicular pe direcția de curgere

Creșterea amestecării și implicit și creșterea schimbului termic, se poate realiza prin creșterea



amplitudinii unduleului, dar așa cum s-a arătat și în [16] această modificare vine cu o creștere în căderea de presiune.

La analiza profilul vitezei pe planul yz – planul perpendicular pe direcția principală a curgerii (axa x) – sa observat că pe acesta nu avem deloc amestecare (figura 12b.), prin urmare zonele de temperatură mai reci din vâna de curent nu se amestecă cu zonele de lângă perete ceea ce duce la un coeficient de schimb termic convectiv mai mic.

Pentru îmbunătățirea suplimentară a schimbului termic s-a pornit de la ideea generatorilor de turbulență longitudinală (WG), prezentați în capitolul 2, pentru a induce o curgere secundară pe planul yz pentru a realiza o amestecare suplimentară a aerului prin aripioară.

Modificarea aripioarei ondulate cu capete drepte (AOcd) folosind WG trebuie să îndeplinească criteriile enumerate mai jos:

- Să poată genera o mișcare elicoidală a aerului prin aripioară care va limita și mai mult creșterea stratului limită de lângă peretele AOcd
- Să păstreze avantajul în exploatare al AOcd. Gradul de îmbâcsire al noii geometrii să fie cât de mic posibil.
- Realizarea ei să se poată face cu un efort tehnologic cât mai mic. Modificările ce trebuie aduse pentru a realiza forma WG-urilor este mare, și există posibilitatea ca acestea odată realizate să se deterioreze în timp.

Pentru a respecta condițiile de mai sus, folia AOcd a fost modificată prin aplicarea unor decupaje rectangulare dispuse alternant (figura 13)

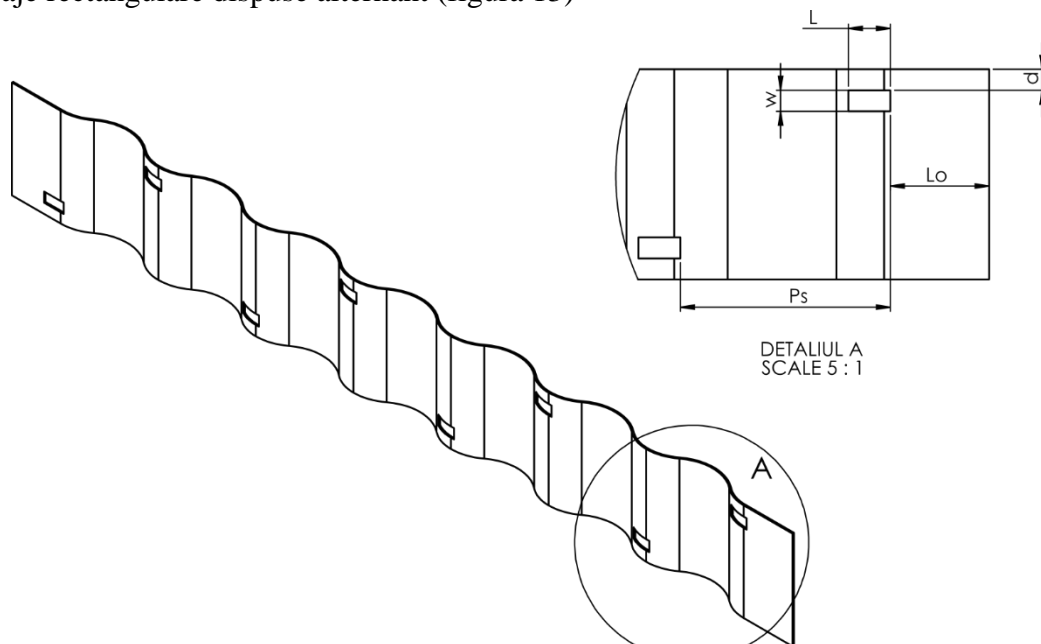


Fig. 13 Aripioara Ondulată cu spărturi rectangulare - AOsr

Pentru descrierea completă a noii geometrii (figura 13) s-au introdus 5 parametri noi care să descrie poziția ( $d$ ,  $L_0$ ), dimensiunea ( $L$ ,  $W$ ) și numărul ( $P_s$ ) decupajelor aplicate foliei. Deoarece influența asupra performanțelor termice și hidraulice a celorlalți parametri precum înălțimea, pasul, și grosimea foliei este cunoscută aceștia s-au eliminat din acest studiu fiind considerați constanți având valorile definite în capitolul 5 precedent

Pentru determinarea coeficienților optimi s-a folosit metoda de programare a experimentelor (DoE) și s-a conceput un experiment complet factorial în care cei 5 parametri iau două valori (minim și maxim), totalizând în 32 simulări, iar pentru funcția obiectiv s-a considerat criteriul de eficacitate JF descris în capitolul 2. Aceste simulări au fost realizate la o viteză constantă de 5 m/s (o viteză medie a aerului în exploatarea schimbătoarelor de căldură).

După realizarea simulărilor rezultatele au fost centralizate iar cei 5 parametrii geometrici au

fost normalizați în intervalul [-1, 1]. Cu aceste rezultate s-a studiat efectul fiecărui parametru în modificarea funcției obiectiv JF (figura 14)– conform cu metodologia din [17].

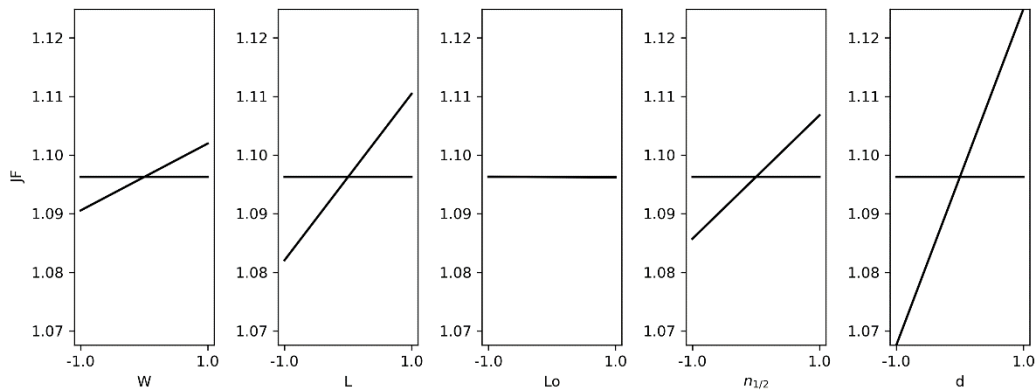


Fig. 14 Efectul parametrilor asupra funcției obiectiv JF

Din figura 14 se observă că parametrul poziției pe orizontală  $L_0$  nu are un efect notabil în funcția JF iar parametrul  $d$  al poziției pe verticală are cea mai mare influență. În continuare s-a studiat importanța interacțiunilor dintre parametrii în funcția obiectiv, descrisă de expresia (6.1), folosindu-se metoda regresiei liniare implementată în pachetul StatsModels [18], și s-a ajuns la concluzia un alt factor important este cel al interacțiunii lățimii  $W$  cu poziția pe verticală  $d$  ( $C_{wd}$ ), acesta având o influență negativă.

$$JF = A + \sum_i B_i \cdot X_i + \sum_{j=i+1} C_{ij} \cdot X_i \cdot X_j + \sum_{\substack{j=i+1 \\ k=j+1}} D_{ijk} \cdot X_i \cdot X_j \cdot X_k + E \cdot X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \cdot X_4 \quad (6.1)$$

unde  $A$ ,  $B_i$ ,  $C_{ij}$ ,  $D_{ijk}$ ,  $E$  sunt coeficienții regresiei,  $X_i$  unul din parametri: 1 →  $W$ , 2 →  $L$ , 3 →  $n_{1/2}$ , 4 →  $d$ .

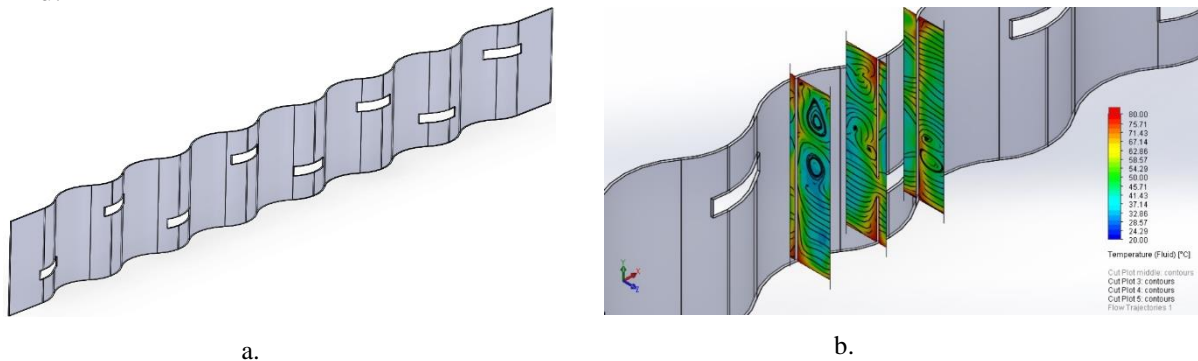


Fig. 15 a. Geometria optimă a aripioarei ondulate cu spărturi rectangulare; b. variația vitezei pe plan perpendicular pe direcția principală de curgere

**Tabel 1 Comparația optimă de parametri**

W [mm]	L [mm]	$L_0$ [mm]	$n_{1/2}$	d [mm]	JF
1	4	4.5	4	2.5	1.28

Pentru a găsi combinația optimă de parametrii geometrice la care funcția obiectiv JF să fie maximă s-a recurs la o căutare numerică folosind funcția *minimize* din modulul *scipy* care se folosește de metoda SLSQP [19] unde s-a transformat problema de maximizare într-una de minimizare prin schimbarea semnului funcției obiectiv. Parametrii pentru care funcția prezintă

un maxim în domeniul studiat sunt prezentați în tabelul 1 având forma geometrică reprezentată în figura 15a. iar în figura 15b. este reprezentată variația vitezei în planul perpendicular curgerii. Spre deosebire de aripioara ondulată cu capete drepte în acest caz se poate observa o amestecare multă mai bună a vâenei de curent.

Folosind această geometrie s-au realizat simulările pe domeniul de viteze 4 – 19 m/s rezultatele fiind prezentate folosind criteriul de eficiență JF figura **Error! Reference source not found.**

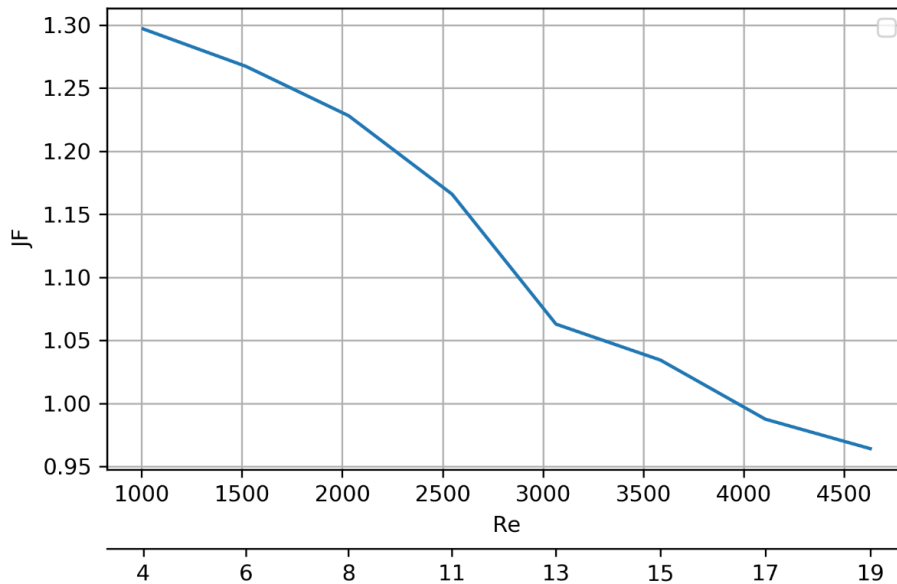


Fig. 16 Criteriul de eficiență JF

Conform analizei criteriului JF (figura 16) noua geometrie are un avantaj net pentru viteze ale aerului mai mici de 10 m/s. Acest criteriu, conform definiției, se poate folosi pentru comparația performanțelor la același număr Reynolds. În aplicațiile practice situația poate fi diferită. În aceste aplicații aerul este antrenat de un ventilator care are la rândul său o anumită curbă a performanțelor (debitul de aer în funcție de căderea de presiune). Există situații în care acest ventilator nu poate fi schimbat, sau schimbarea lui implică costuri prea mari. Pentru acest caz s-a imaginat un experiment în care s-au comparat performanțele în exploatare a unei singure lamele prin care s-a răspuns la următoarea întrebare: *Care sunt performanțele termice ale unui schimbător de căldură având același ventilator și în aceleași condiții de funcționare dacă schimbăm aripioara de aer?*

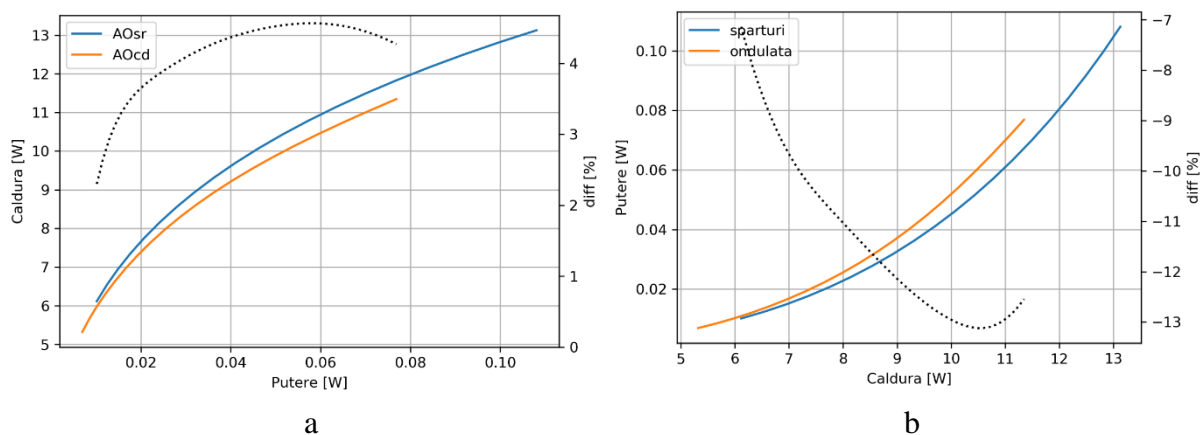


Fig. 17 a. Fluxul de căldură evacuat în funcție de putere; b. puterea de circulare a aerului la în funcție de căldura evacuată

Există două răspunsuri pentru întrebarea adresată mai sus. Primul reprezentat în figura 17a, ne

arată că în cazul în care se menține aceeași putere de circulare a aerului (debitul de aer se schimbă), prin folosirea noii geometrii în schimbător acesta va avea un schimb termic mai bun 2 și 4% pe domeniul de viteze studiat. Al doilea, reprezentat în figura 17b, ne arată că dacă dorim să menținem același schimb termic atunci vom avea nevoie de puteri de recirculare pentru noul răcitor cuprinse între -7% și -13% pe întreg domeniul studiat.

## Capitolul 7. Concluzii și contribuții personale

În lucrarea de față s-au făcut cercetări teoretice și experimentale privind performanțelor termice și hidraulice ale schimbătoarelor de căldură cu suprafețe ondulate cu capete drepte pentru obținerea unei noi geometrii, care să ducă la creșterea acestor performanțe.

Cercetarea în domeniul suprafețelor de schimb termic este un domeniu foarte activ, de o importanță deosebită pentru industria producătoare de schimbătoare de căldură.

Specific, pentru compania S.C. RAAL S.A. BISTRITA este importantă cunoașterea expresiilor analitice de variație a numărului Nusselt/Colburn și a coeficientului de frecare cu parametrii geometrici pentru aripioarele ondulate cu capete drepte. Prin urmare în lucrare s-au folosit 17 răcitoare de test – cu parametrii geometrici diferiți – pentru determinarea coeficienților unor astfel de expresii.

Realizarea și efectuarea testelor este un proces de lungă durată și costisitor. Datorită acestui fapt pentru determinarea unor forme geometrice mai performante este de ajutor folosirea simulărilor pe calculator. Validarea rezultatelor numerice din această lucrare a fost realizată cu ajutorul rezultatelor experimentale obținute pe aripioara ondulată cu capete drepte. Aici s-a arătat că există o bună concordanță între aceste rezultate, în domeniul de  $\pm 15\%$ .

Cercetările experimentale și numerice a curgerii aerului prin astfel de suprafețe extinse de schimb termic efectuată s-au concretizat cu câteva contribuții personale ale autorului ce au un impact pozitiv în industria producătoare de răcitoare compacte, printre care se pot enumera:

- analiza și sistematizarea datelor prezente în literatura de specialitate până la momentul actual pentru diferitele suprafețe extinse de schimb termic. Analiza s-a axat în special pe prezentarea principalelor ecuații criteriale aplicabile geometriei ondulate. Aici s-a arătat dificultatea obținerii unor ecuații criteriale general valabile;
- s-a îmbunătățit standul de încercare prin introducerea unor automatizări în postprocesarea datelor primare obținute din testare;
- s-au proiectat și încercat experimental 17 schimbătoare de căldură din aluminiu în peste 760 puncte de funcționare, având dimensiuni și parametrii geometrici diferiți;
- analiza și determinarea ecuațiilor criteriale (4.2) și (4.3) ce permit calcularea performanțelor termice și hidraulice ale aripioarei *ondulate cu capete drepte* în funcție de parametrii geometrici cum sunt înălțimea, pasul și grosimea;
- automatizarea postprocesării datelor experimentale obținute pe un număr mare de schimbătoare de căldură folosind ecosistemul limbajului de programare Python. Codul acestor programe fiind pus la dispoziție în A3;
- îmbunătățirea *programului de calcul al schimbătoarelor de căldură* (PCSC) existent în cadrul companiei RAAL S.A. prin încorporarea ecuațiilor criteriale (4.2) și (4.3);
- proiectarea și studierea numerică a curgerii printr-o nouă geometrie, denumită *aripioara ondulată cu spărturi rectangulare*, care folosește promotorii de turbulență pentru a induce o circulație secundară prin aripioara. Această circulație produce vârtejuri cu axa de rotație dealungul axei principale de curgere. Folosindu-se de criteriul de eficiență JF, s-a arătat că folosirea acestor promotori de turbulență cresc performanța totală a noilor aripioare pentru viteze medii ( $< 11$  m/s) cu 15 – 30% în comparație, la aceeași viteză, cu aripioara ondulată cu capete drepte (figura 16). Schimbătoarele de căldură ce le folosesc realizează un schimb de termic cu 3 – 4% mai mare pentru aceleași dimensiuni și puteri

de circulare a aerului decât cele dotate cu aripioara ondulată cu capete drepte. Sau dacă se menține un flux constant, răcitoarele dotate cu această aripioară necesită ventilatoare cu puteri de 7 până la 12% mai mici decât cele dotate cu aripioară ondulată cu capete drepte;

## Bibliografie

- [1] W. Kays and A. London, *Compact heat exchangers*, Third ed. New York: McGraw-Hill, 1984.
- [2] C.-C. Wang and K.-Y. Chi, "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 15, pp. 2681–2691, Aug. 2000.
- [3] J. Dong, J. Chen, W. Zhang, and J. Hu, "Experimental and numerical investigation of thermal-hydraulic performance in wavy fin-and-flat tube heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 11–12, pp. 1377–1386, Aug. 2010.
- [4] J. Dong, C. Jiangping, C. Zhijiu, Z. Yimin, and Z. Wenfeng, "Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 11–12, pp. 2066–2073, Aug. 2007.
- [5] J. Dong, L. Su, Q. Chen, and W. Xu, "Experimental study on thermal-hydraulic performance of a wavy fin-and-flat tube aluminum heat exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 32–39, Mar. 2013.
- [6] V. Marțian, S. Albețel, E. David, and M. Nagi, "Heat transfer and hydraulic performance models for a family of aluminum plate heat exchanger with transversal offset strip fins," *Exp. Heat Transf.*, vol. 30, no. 6, pp. 530–543, Nov. 2017.
- [7] R. J. G. BEng and T. T. Al-Shemmeri, "Thermal and Friction Factor Data for Three Packed Block Construction Wavy Fin Surfaces," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 208, no. 3, pp. 225–229, Aug. 1994.
- [8] L. S. Ismail and R. Velraj, "Studies on fanning friction (f) and colburn (j) factors of offset and wavy fins compact plate fin heat exchanger-a CFD approach," *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 56, no. 12, pp. 987–1005, 2009.
- [9] M. K. Aliabadi, F. Hormozi, and E. H. Rad, "New correlations for wavy plate-fin heat exchangers: Different working fluids," *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, vol. 24, no. 5, pp. 1086–1108, 2014.
- [10] S. Albețel, M. Vlad, and M. Nagi, "Straight Section Influence on Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Compact Heat Exchanger .," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 659, pp. 283–288, 2014.
- [11] V. Marțian, M. Nagi, S. Albețel, and M. Sucilă, "Height Influence on Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Brazed Aluminium Plate and Bar Heat Exchanger," in *13th Uk Heat transfer Conference*, 2013, no. September, p. UKHTC2013/26.
- [12] V. Martian, S. Albetel, and M. Nagi, "Numerical Study of Corrugation Amplitude Influence of a Wavy Fin in Overall Performance of a Compact Heat Exchanger," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 659, pp. 405–410, Oct. 2014.
- [13] R. B. (ASME) Abernethy, R. P. (Westinghouse E. C. Benedict, and R. B. (University of R. I. Dowell, "ASME MEASUREMENT UNCERTAINTY," *J. Fluids Eng. ASME*.
- [14] C. Wang, P. Gao, S. Tan, and Z. Wang, "Forced convection heat transfer and flow characteristics in laminar to turbulent transition region in rectangular channel," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 44, no. null, pp. 490–497, Jan. 2013.
- [15] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels," *NASA STI/Recon Tech. Rep. A*, vol. 75, p. 22028, 1975.

- [16] V. Martian, S. Albetel, and M. Nagi, "Numerical Study of Corrugation Amplitude Influence of a Wavy Fin in Overall Performance of a Compact Heat Exchanger," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 659, no. 1, pp. 405–410, Oct. 2014.
- [17] Kevin Dunn, *Process Improvement using Data*. 2018.
- [18] S. Seabold and J. Perktold, "Statsmodels: Econometric and statistical modeling with python," in *9th Python in Science Conference*, 2010.
- [19] "Scipy minimize." [Online]. Available: <https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.optimize.minimize.html>. [Accessed: 31-Oct-2019].