

TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ÎN SCHIMBATOARE DE CALDURA CU MICROCANALE ÎN CONTRACURENT

Bogdan Alexandru NICHITA¹, Florea CHIRIAC², Dan Gabriel CACUCI²

¹UNIVERSITATEA TEHNICA DE CONSTRUCTII, Bucuresti ²FORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE, Germania

Abstract. A counter flow micro heat exchanger is numerically simulated. This counter flow micro heat exchanger are built and tested at Forschungszentrum Karlsruhe Germany. The hydraulic diameter of one micro channel is 133 μm . For the beginning we used the computer code FLUTAN (computer code developed at Forschungszentrum Karlsruhe from the COMMIX codes originally developed at Argonne National Laboratory USA), considering two channels one with cold water and the other with hot water. We obtained a good agreement between experimental results and numerical results using k-eps turbulence model for high Re numbers, even that from the Re number the flow seems to be a laminar one. Then we used the commercial codes CFX 5.5.1 and FLUENT 6.1.22 to simulate these two micro heat exchangers. A good agreement between experimental and numerical results is obtained

Tendința de reducere a mărimii componentelor electronice, impune necesitatea găsirii unor tehnici de răcire speciale și înalt performante. Un mecanism de răcire eficient cu multiple domenii de aplicații, îl reprezintă Convecția monofazică forțată a unui lichid în microcanale.

Literatura de specialitate, consemnează din ce în ce mai multe studii referitoare la curgere prin microcanale. Totuși, rezultatele semnalate sunt deseori contradictorii în comparație cu teoria clasică, atât pentru curgeri în regimul laminar cât și în cel turbulent.

Prezenta lucrare analizează curgerile prin microcanale cu diametrul cuprins între 100 și 200 μm folosind codul FLUTAN.

FLUTAN este un cod scris în FORTRAN pentru analize termohidraulice dinamice, cod derivat din codurile COMMIX, coduri ce au fost dezvoltate pentru prima dată la Argonne National Laboratory (ANL) USA. Codul FLUTAN permite reprezentarea de câmpuri detaliate de viteze și temperaturi locale pentru problema considerată. Ecuatiile de conservare a masei, momentului și energiei, ca și ecuațiile de transport pentru parametrii de turbulentă sunt rezolvate ca o problemă cu condiții la limită în spațiu și ca o problemă cu valori initiale în timp. Ecuatiile discretizate sunt obținute prin integrarea ecuațiilor de conservare într-un volum de control. Codul are o structură modulară, permitând analize folosind sau sistemul cartezian de coordonate sau sistemul cilindric de coordonate. Integrarea numerică a ecuațiilor diferențiale de conservare a masei, impulsului și energiei, cât și ecuațiile pentru k și ε se realizează folosind metoda cu volum finit. Termenul difuziv este discretizat folosind diferențe centrate, termenul convectiv este discretizat folosind metoda upwind de ordinul I sau II, iar discretizarea în timp este realizată folosind metoda Euler implicită de ordinul I.

În prezenta lucrare a fost simulația numerică transferul de căldură la diverse debite de curgere într-un schimbător de căldură cu microcanale în contracurent realizat și testat de Forschungszentrum Karlsruhe unul

din liderii mondiali în producerea și testarea schimbătoarelor de căldură cu microcanale. Schimbătorul de căldură este alcătuit din 6 foile din oțel dintre care 4 au canale pe ambele părți (68 de canale pe o parte), iar prima parte de jos și ultima de sus au canale doar pe o singură față (în număr de 68). Grosimea acestor folii este de 1 mm, iar între ele există 5 folii orabe cu grosimea de 0,1 mm.

Dimensiunile unui microcanal sunt: lungimea 30 mm, înălțimea 100 μm și lățimea 200 μm , intervalul dintre 2 canale fiind de 100 μm . Rezultă că sunt 340 de microcanale prin care circulă apă rece și 340 de canale prin care circulă apă caldă. De jos în sus pasajele rece-cald se succed în ordinea următoare: cald, rece, rece, cald, cald, ..., rece. O vedere de ansamblu este prezentată în figura 1, iar în figura 2 este prezentată o secțiune transversală prin schimbător.

Pentru analiza numerică am folosit 2 microcanale, unul cu apă rece și celălalt cu apă caldă. În figura 3 este prezentată o comparație, pentru temperatura apei reci la ieșire între rezultatele experimentale și rezultatele numerice atât pentru regimul turbulent $k-\varepsilon$ cât și pentru regimul laminar. Trebuie să precizăm că am folosit modelul de turbulentă $k-\varepsilon$ pentru numere Reynolds mari, modelul $k-\varepsilon$ pentru numere Reynolds mici neproducând rezultate satisfăcătoare. Se constată că valorile numerice pentru regimul turbulent sunt foarte apropiate de valorile experimentale. În figura 4 se realizează aceeași comparație pentru temperatura apei calde la ieșire din schimbător și la fel ca și în cazul apei reci, rezultatele numerice pentru regimul turbulent sunt foarte apropiate de cele experimentale. În figurile 5 și 6 prezentăm comparația pentru cădere de presiune în canalul cald respectiv rece, între rezultatele experimentale și rezultatele numerice pentru regimul turbulent și pentru regimul laminar. Din aceste grafice rezultă că într-un canal, în spate cel rece avem regim laminar, iar în celălalt canal regim turbulent pentru cea mai mare parte a debitelor. În figura 7 prezentăm câmpul de temperatură prin cele 2 canale. Pentru

TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ÎN SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

canalul rece numărul Re variază între 404 și 1169, iar pentru canalul cald numărul Re are valori cuprinse între 894 și 3174. Puterea termică realizată este cuprinsă între 2,7 și 5,9 kW, coeficientul de transfer de căldură în canalul rece este curpins între 19 400 și 24 800 W/(m²·K), iar în canalul cald între 21 000 și 82 400 W/(m²·K).

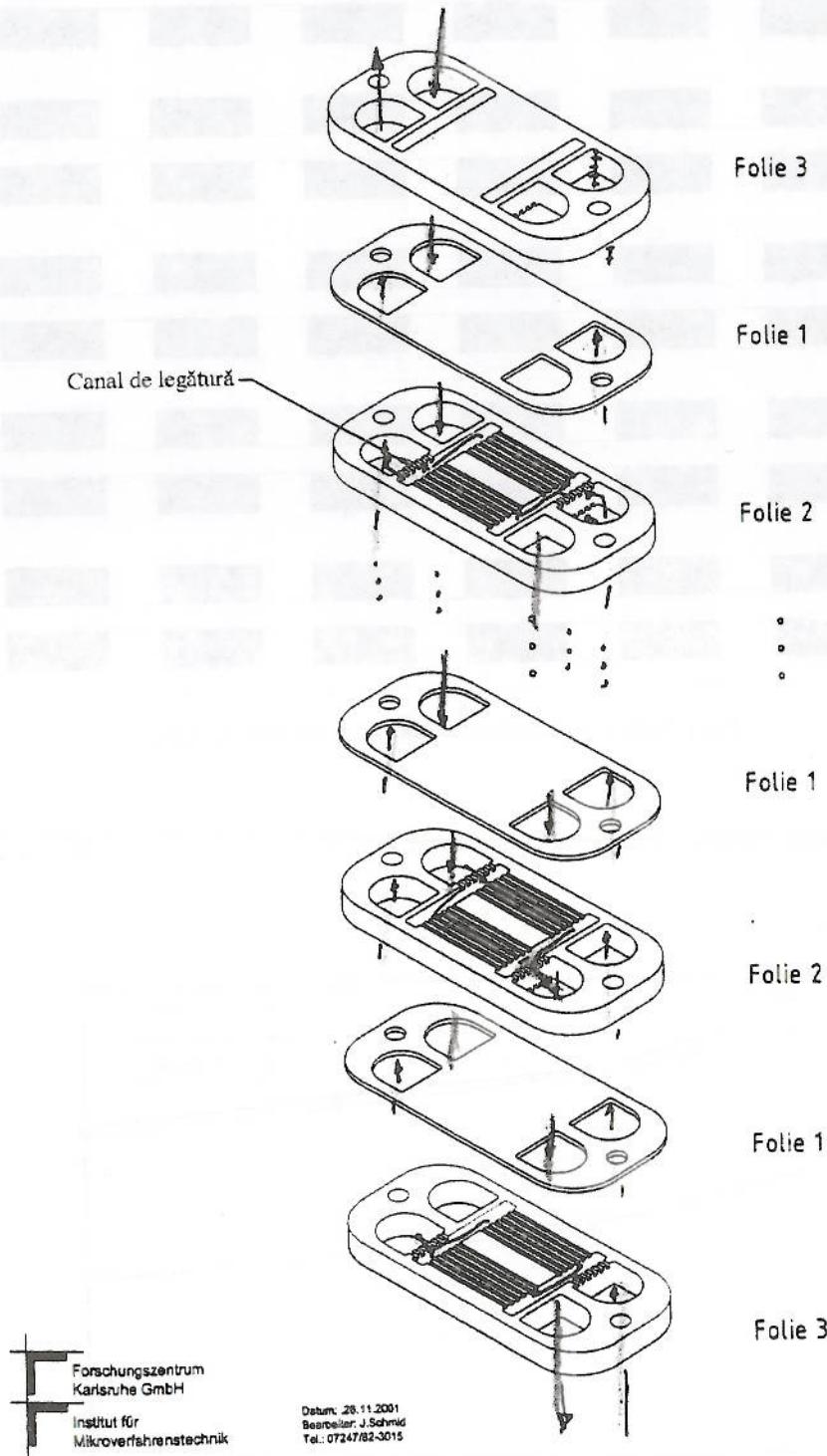


Fig. 1. Vedere de ansamblu a schimbătorului de căldură cu microcanale.

Grosimea schimbătorului:

$$H_{ges.} = 2 \times h_B + (z+1) \times h_1 + z \times h_2 + 2 \times h_d$$

h_B = grosimea folie 3 h_d = înălțimea capacelor
 h_1 = grosimea folie 1 z = numărul grupurilor de folii
 h_2 = grosimea folie 2

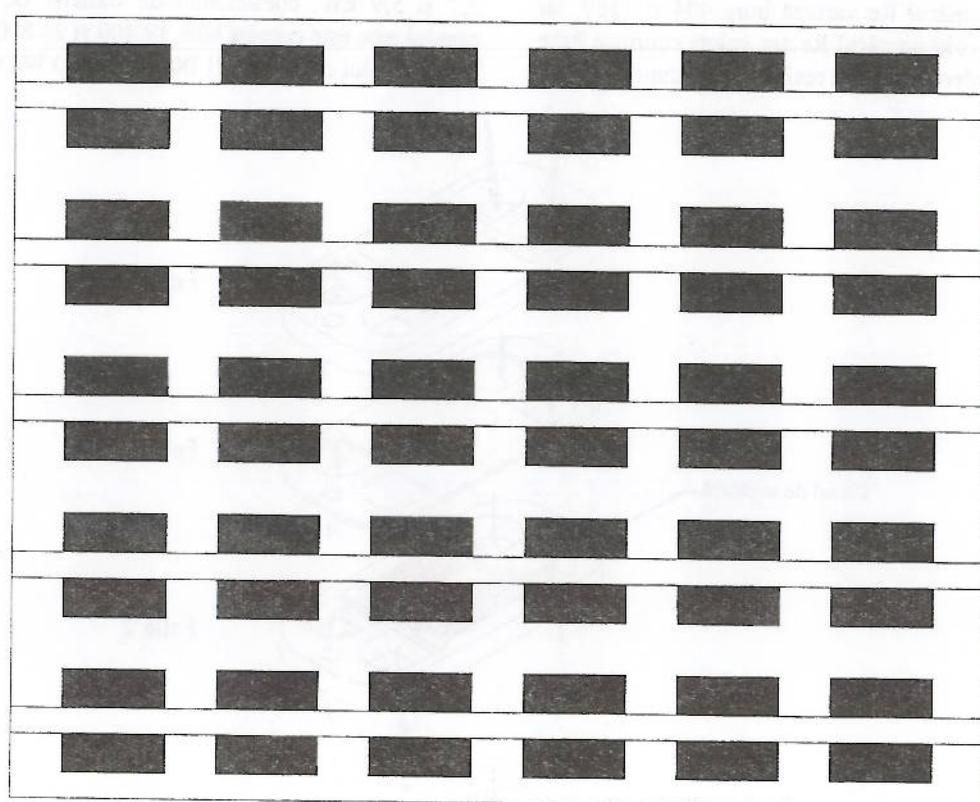


Fig. 2. Secțiune prin schimbătorul de căldură cu microcanale.

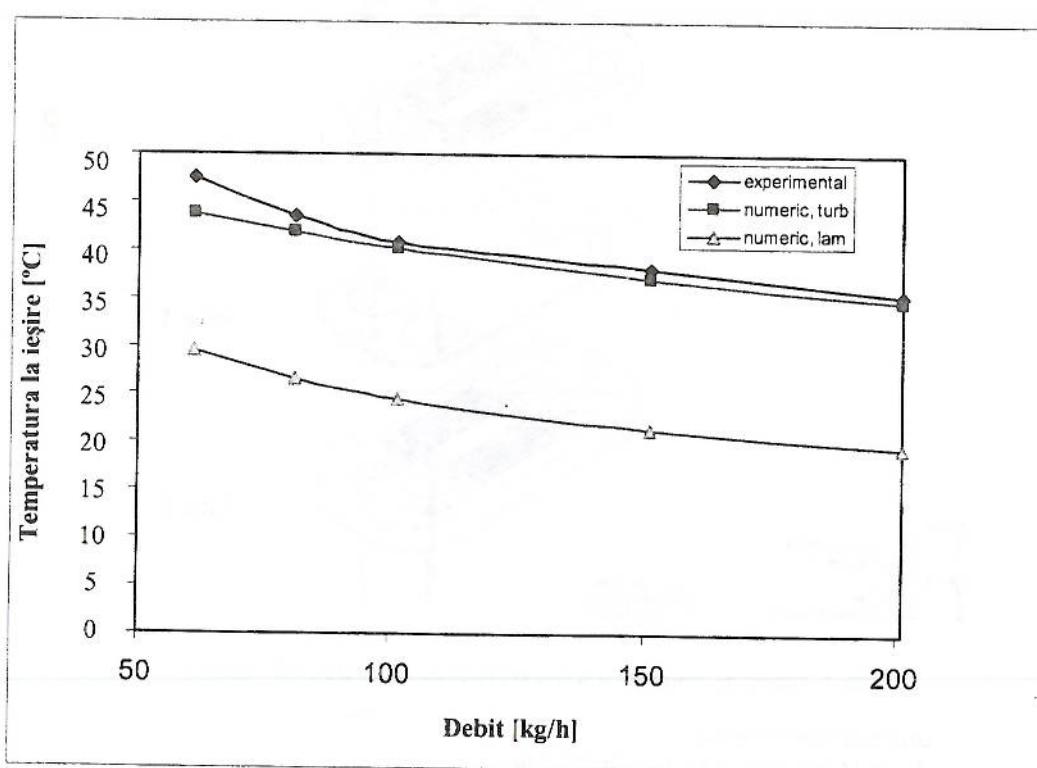


Fig. 3. Variația temperaturii apei reci la ieșirea din schimbător (două microcanale) pentru diverse debite.

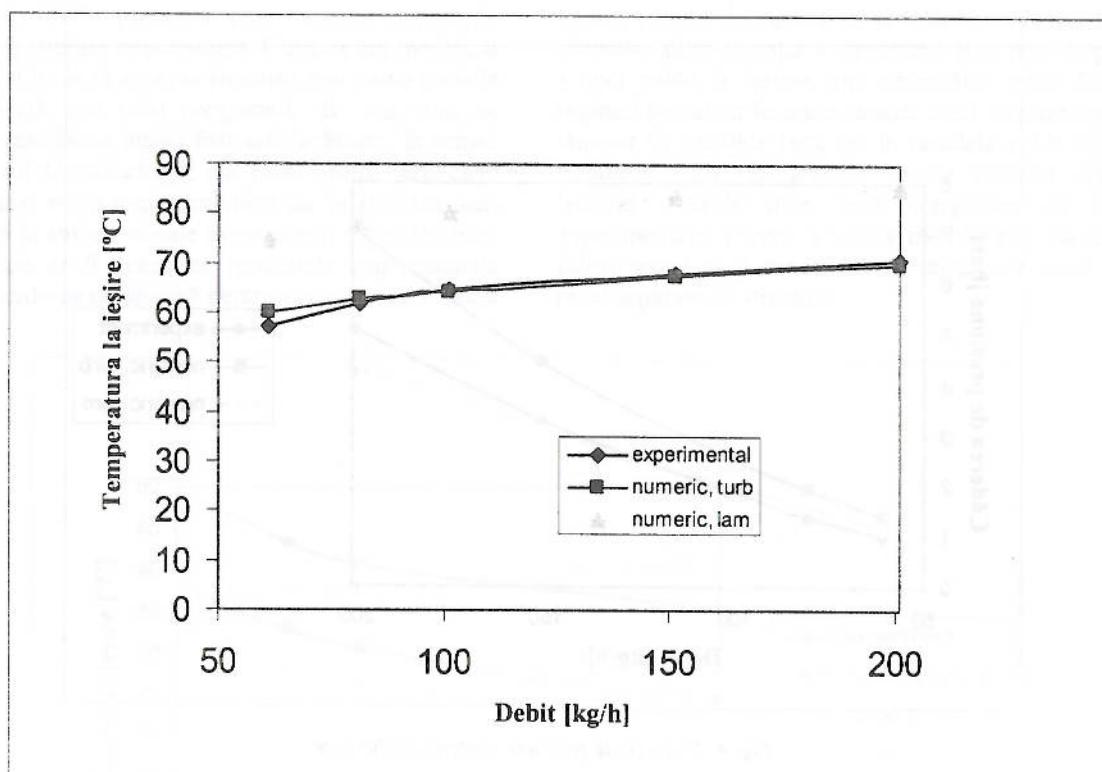


Fig. 4. Variația temperaturii apei calde la ieșirea din schimbător (două microcanale) pentru diverse debite.

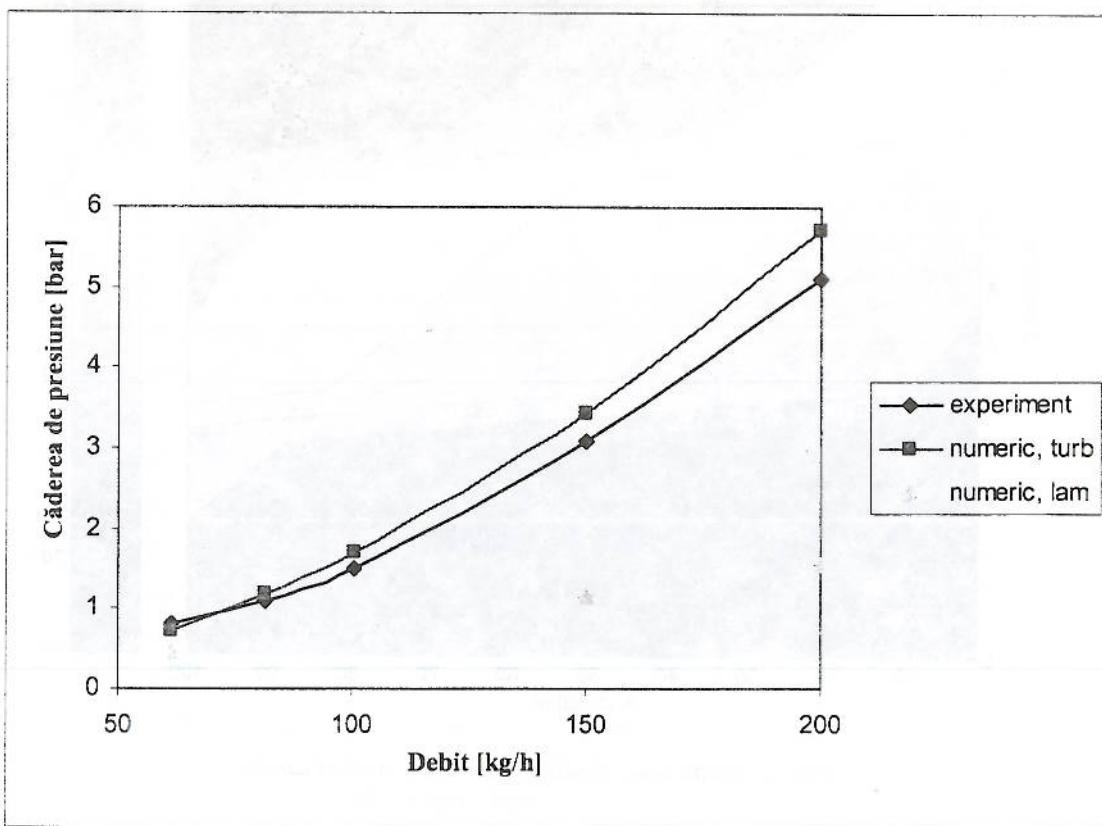


Fig. 5. Căderea de presiune pentru canalul cald.

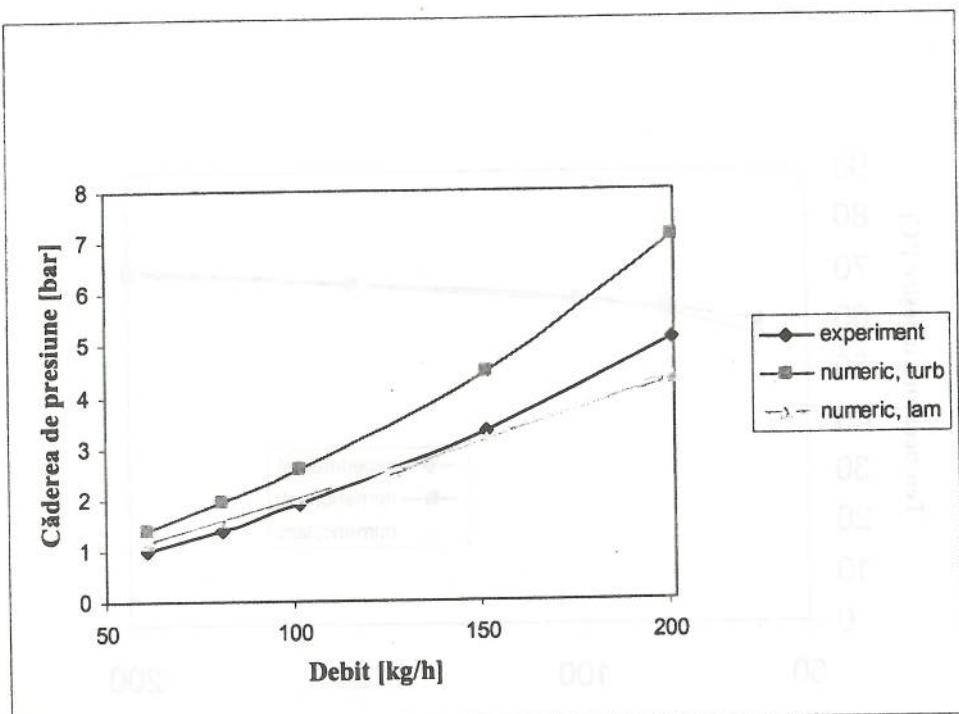


Fig. 6. Cădere de presiune pentru canalul rece.

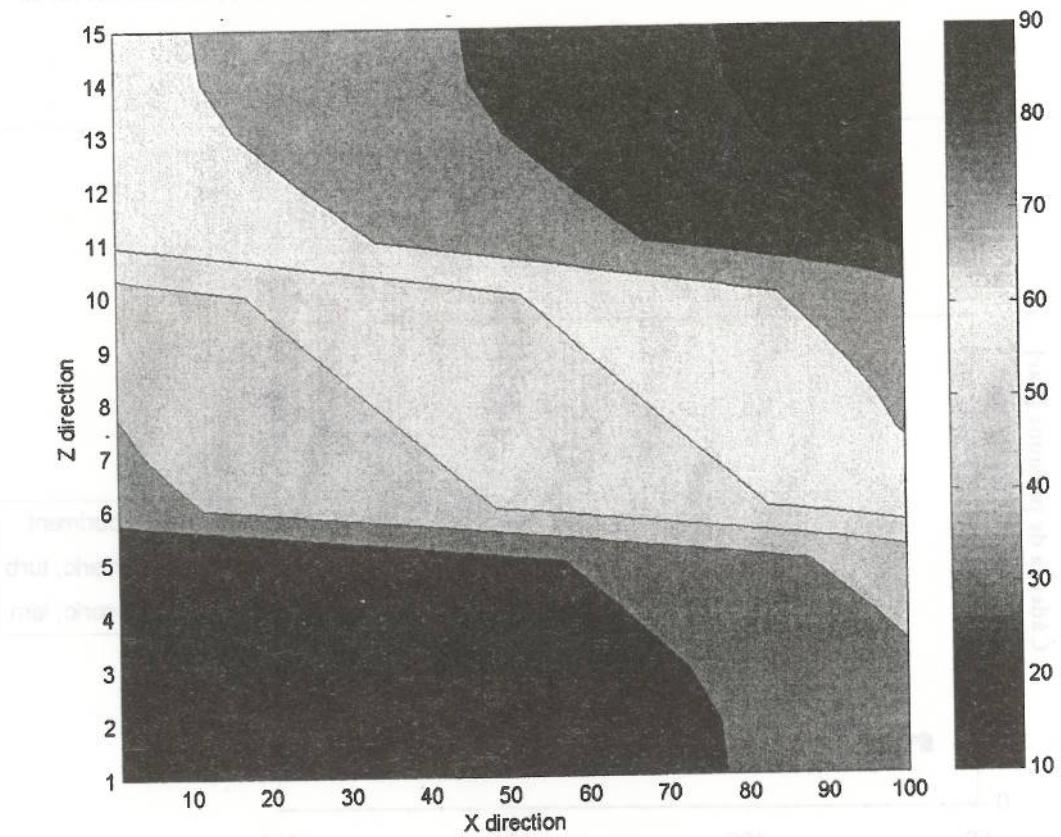


Fig. 7. Variația longitudinală a temperaturii în cele 2 canale.

După interpretarea rezultatelor obținute pentru pierderea de sarcină am ajuns la concluzia că în canalul rece avem regim laminar, iar în canalul cald regim

turbulent pe aproape întreaga plajă de debite. Deoarece codul FLUTAN poate să simuleze ori regim turbulent ori regim laminar, pasul următor a fost modificarea

codului FLUTAN pentru a putea simula regimurile turbulent și laminar concomitent. După ce am modificat codul astfel încât să accepte simultan mai multe modele de turbulență, am rulat programul, dar asa cum ne asteptam rezultatele nu au fost satisfăcătoare, în sensul că transferul de căldură este mai prost pentru cazul când într-un canal avem regim turbulent iar în altul laminar, decât dacă în ambele canale avem numai regim laminar. O concluzie ar fi aceea că rezultatele experimentale privind pierderea de sarcină pentru canalul rece nu sunt

tocmai exacte. În figurile 8 și 9 prezentăm rezultatele obținute, adică variația temperaturii apei reci, respectiv a apei calde la ieșirea din schimbător: când folosim regimul turbulent în toate canale; când folosim regimul laminar în canalele reci, iar în canalele calde regimul turbulent; când în ambele canale folosim regimul laminar. Aceste date sunt comparate cu datele experimentale. Pentru a valida modificările făcute am folosit cazul cu 4 canale (în secvență rece, cald, cald, rece) separate de structuri.

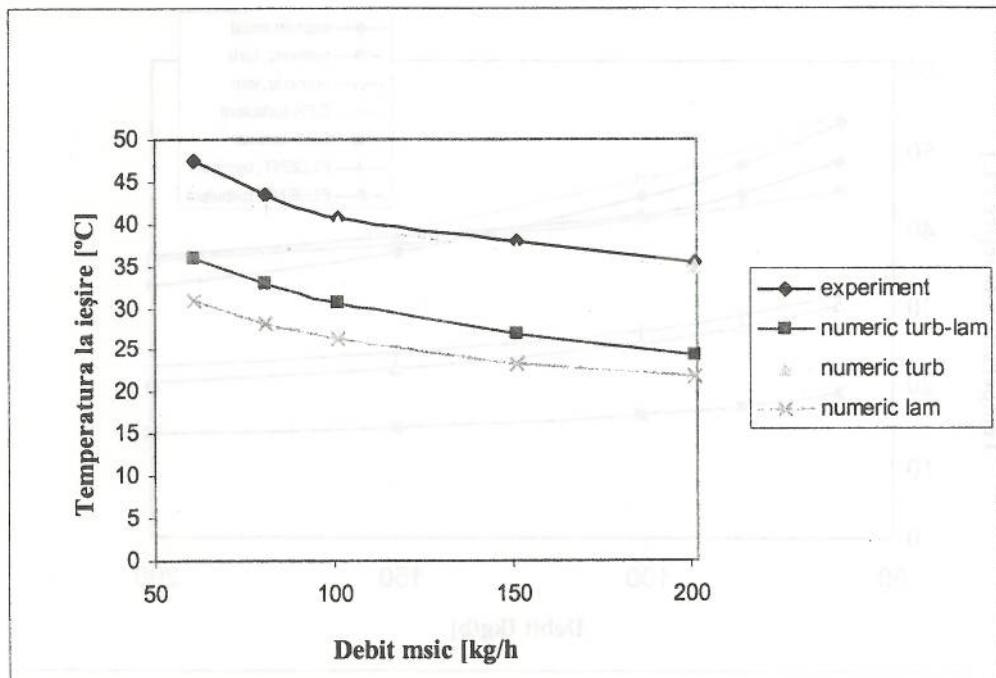


Fig. 8. Variația temperaturii apei reci la ieșirea din schimbător, inclusiv pentru cazul nou cu mai multe modele de turbulență simultan

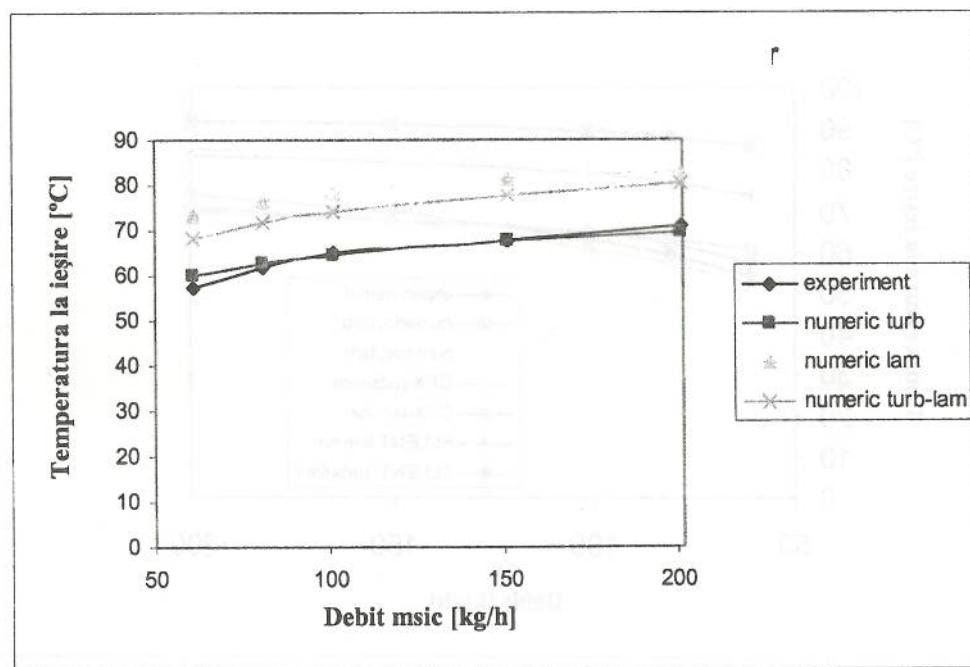


Fig. 9. Variația temperaturii apei calde la ieșirea din schimbător, inclusiv pentru cazul nou cu mai multe modele de turbulență simultan.

Apoi am comparat codul FLUTAN cu unele coduri comerciale pentru a vedea cât de bune sunt rezultatele obținute cu codul FLUTAN. Pentru aceasta am folosit codurile CFX 5.5.1 și FLUENT versiunea 6. Se constată că rezultatele obținute cu FLUTAN, CFX și FLUENT pentru regimul turbulent sunt comparabile. Pentru regimul laminar rezultatele obținute cu codurile FLUTAN și FLUENT sunt aproape identice, rezultatele

obținute cu CFX sunt subapreciate. În figurile 10 și 11 prezentăm variația temperaturii apei reci, respectiv calde la ieșirea din schimbător, folosind codurile FLUTAN, CFX și FLUENT. La codurile comerciale am variat și rețeaua de puncte până am obținut rezultate care nu depind de rețeaua aleasă. Din nou precizăm că modelele de turbulență folosite sunt pentru numere Reynolds mari.

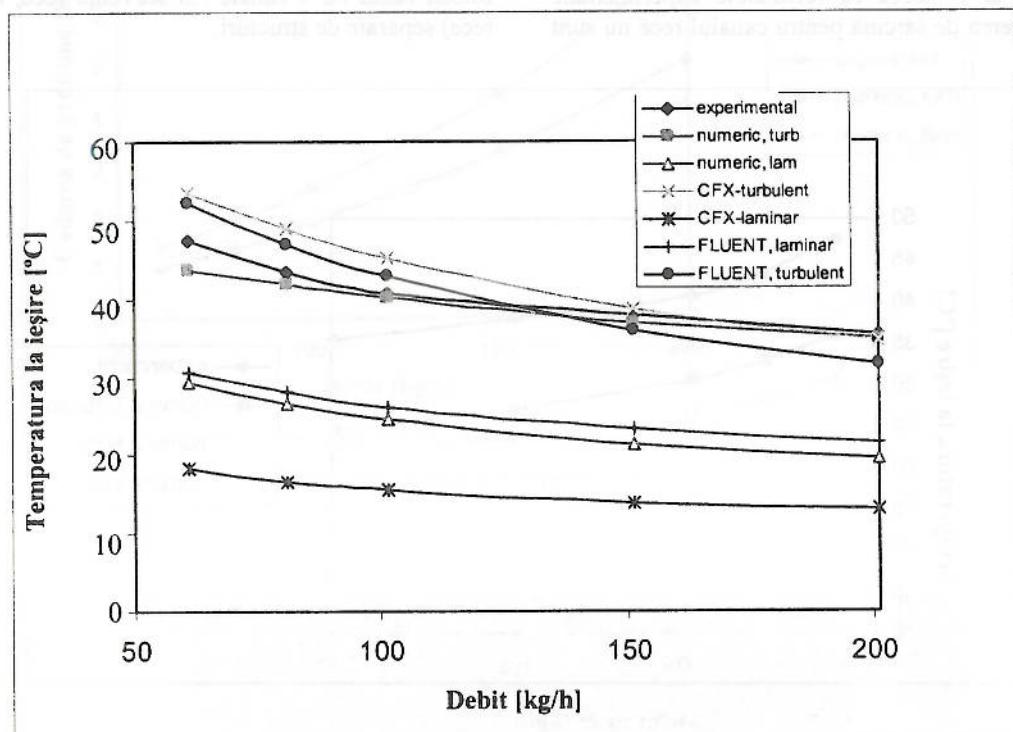


Fig. 10. Variația temperaturii apei reci la ieșirea din schimbător.

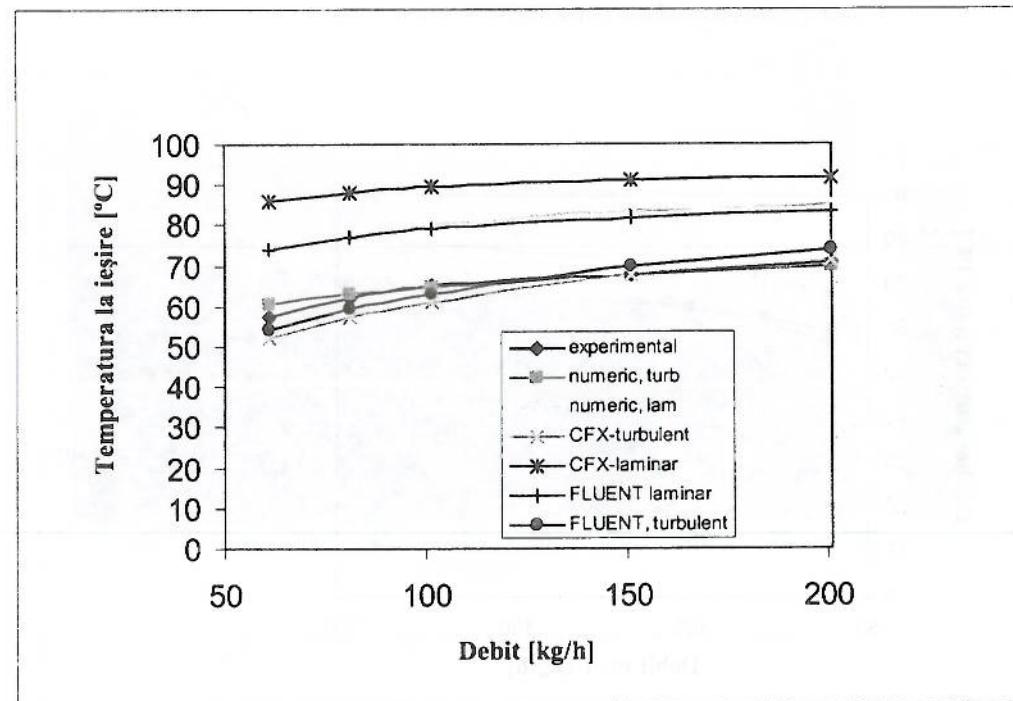


Fig. 11. Variația temperaturii apei calde la ieșirea din schimbător.

CONCLUZII

Lucrarea de față prezintă analiza numerică a unui schimbătoar de căldură cu microcanale folosind codurile FLUTAN, CFX și FLUENT (ultimele 2 fiind coduri comerciale).

Schimbătoarele de căldură cu microcanale testate sunt realizate la Forschungszentrum Karlsruhe, tot acolo fiind realizate și experimentele.

Codul FLUTAN este în bună concordanță cu rezultatele experimentale pentru curgerea turbulentă, considerand modelul $k-\varepsilon$ de turbulentă pentru numere Re mari. Codurile comerciale sunt în bună concordanță cu rezultatele experimentale considerând, de asemenea, regimul de turbulentă $k-\varepsilon$ pentru numere Re mari.

Bazându-ne pe numărul Re, curgerea pare să fie laminară, doar pentru primele 2 debite în canalul cald obținem un număr Re mai mare de 2300, dar rezultatele numerice au fost în concordanță bună cu rezultatele experimentale doar considerând modelul de turbulentă $k-\varepsilon$ pentru numere Re mari. Pe aceste considerații tranzitia de la regimul laminar la regimul turbulent în microcanale are loc la numere Re mai mici decât în cazul canalelor clasice (2300).

BIBIOGRAFIE

- [1] BEJAN A., *Convection Heat Transfer*, second edition, John Wiley & Sons, Inc, 1995.
- [2] BEJAN A., *Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc, 1993.
- [3] DOMANUS, H.M. s.a. COMMIX – 1B: *A three-dimensional transient single phase computer program for thermal hydraulic analysis of single and multi component systems*; Volume I: Equations and Numerics; NUREG/CR-4348, ANL-85-42 VOL I, September 1985.
- [4] DOMANUS, H.M. s.a. COMMIX – 1B: *A three-dimensional transient single phase computer program for thermal hydraulic analysis of single and multi component systems*; Volume II: *Users guide and Manual*; NUREG/CR-4349, ANL-85-43 VOL II, September 1985.
- [5] WILLENDING, G., BAUMANN, W. FLUTAN 2.0 *Input Specifications*; FZKA 5712, Forschungszentrum Karlsruhe, Mai, 1996.
- [6] GROETZBACH, G. CARTECIANO, L. DORR, B. FLUTAN 3.0 *A computer code for 3-Dimensional Fluid and Thermo Dynamic Analysis in Cartesian or Cylinder Coordinates*, Volume I, Input Description, July, 1998.
- [7] GROETZBACH, G. CARTECIANO, L. DORR, B. FLUTAN 3.0 *A computer code for 3-Dimensional Fluid and Thermo Dynamic Analysis in Cartesian or Cylinder Coordinates*, Volume II Flow Chart and Examples July 1998.
- [8] CFX and FLUENT documentation.
- [9] Nichita B. Al. *Computational modeling of microstructure devices for thermal processes*. Internal report Forschungszentrum Karlsruhe June 2003.



Interesul pentru utilizarea energiei solare a cunoscut un moment de efervescență în Europa și în lume odată cu declanșarea crizelor petroliere succesive din anii 80. Apoi, acesta a dispărut brutal și aproape total. Actualmente, aspectele legate de probleme ale mediului (efectul de seră planetar și poluarea de toate felurile) determină relansarea interesului pentru energia solară, desigur, sub forme mai diversificate decât anterior.

Cartea constituie o prezentare destul de completă asupra *energiei solare termice*, mai ales în vederea aplicării ei durabile descentralizate, având în vedere că această energie-flux are un rol important de jucat.

Cartea cuprinde cinci părți: (1) Energia solară și aspectele sale metrologice ; (2) Conversia termică a energiei solare ; (3) Selectivitatea heliotermică ; (4) Concentrarea radiației solare; (5) Stocajul termic.

Prof. Michel FEIDT