

MICRO-SISTEME DE RĂCIRE CU NANOFUID CA ȘI FLUID DE LUCRU

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor
la
Universitatea Politehnica Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

ing. Ioan Laza

Conducător științific:
Referenți științifici:

prof.univ.dr.ing. Dorin Lelea
prof.univ.dr.ing. Marin Bică
prof.univ.dr.ing. Srbislav Genic
prof.univ.dr.ing. Mihai Nagi

Ziua susținerii tezei: 21.12.2016

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|---|--|
| 1. Automatică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 2. Chimie | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 3. Energetică | 12. Ingineria sistemelor |
| 4. Ingineria Chimică | 13. Inginerie energetică |
| 5. Inginerie Civilă | 14. Calculatoare și tehnologia informației |
| 6. Inginerie Electrică | 15. Ingineria materialelor |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 16. Inginerie și Management |
| 8. Inginerie Industrială | 17. Arhitectură |
| 9. Inginerie Mecanică | 18. Inginerie civilă și instalații |

Universitatea Politehnica Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul Școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2016

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității Politehnica Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
Tel./fax 0256 403823
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Departamentului de Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi al Universității Politehnica Timișoara.

Mulțumiri deosebite conducătorului de doctorat Profesor Universitar Doctor Inginer Dorin LELEA, pentru sprijinul și îndrumarea în timpul întregii mele cariere profesionale, și în special pe perioada stagiului doctoral.

Mulțumiri sincere se cuvin și comisiei de îndrumare în cadrul tezei de doctorat compusă din Prof. Univ. Dr. Ing. Mihai NAGI, Prof. Univ. Dr. Ing. Mihai JĂDĂNEANȚ, Prof. Dr. Ing. Dănilă Iorga și Conf. Dr. Ing. Francisc POPESCU.

Mulțumiri doresc să aduc și tuturor colegilor, dar și celor care m-au ajutat cu sfaturi și observații.

Nu în ultimul rând mulțumiri se cuvin familiei pentru susținerea de care a dat dovadă în această perioadă.

Teza de doctorat a fost realizată cu sprijin financiar parțial din grantul strategic POSDRU/159/1.5/S/137070 (2014) al Ministerului Educației Naționale din România, cofinanțat din Fondul Social European – Investește în oameni, în cadrul Programului Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013.

Suport a venit și din cadrul contractului BC 59 / 27.05.2015 încheiat cu Zoppas Industries Romania, coordonat de Prof. Univ. Dr. Ing. Dorin LELEA.

Timișoara, decembrie 2016

Ing. Laza Ioan

Laza Ioan

Micro-sisteme termice cu nanofluid ca și fluid de lucru

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 173, Editura Politehnica, 2016, 118 pagini, 119 figuri, 4 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606-35-0120-3

Cuvinte cheie: Microcanale, nanofluid, sisteme de răcire, modelare numerică, criterii evaluare, puterea de pompare, validare experimentală

Rezumat,

Miniaturizarea dispozitivelor și aparatelor în domenii precum cel electronic sau medical a înregistrat o tendință accentuată în ultimele două decenii. Odată cu micșorarea dimensiunii caracteristice, fenomenele hidrodinamice și termice precum încălzirea vâscoasă, dependența proprietăților termofizice ale fluidelor de temperatura sau conducția axială au o importanță deosebită. Proiectarea și dimensionarea micro-sistemelor este în mare măsură influențată de aceste fenomene. Aplicațiile microsistemelor termice le regăsim în microelectronică, sisteme micro – electro – mecanice (MEMS), micro – motoare termice, micro bio-reactoare, micro laboratoare de tip Lab – on – Chip și aplicații aerospațiale. Scopul lucrării reprezintă definirea unor soluții hibride de răcire a surselor de mare putere care să îmbine cele două oportunități de îmbunătățire a performanțelor termice și anume: creșterea coeficientului de convecție prin scăderea diametrului și îmbunătățirea conductivității termice a nanofluidelor prin conținutul nanoparticulelor metalice. Mai mult, se va realiza și o optimizare a sistemelor propuse ținând cont de dezavantajele menționate.

Astfel o soluție hibridă propusă va ține cont de configurația microcanalelor care sa fie performantă din punct de vedere hidrodinamic și termic. Totodată se va realiza și o analiza a performanțelor micro-sistemelor de răcire considerând diverse fluide de lucru. Prin urmare, o posibila soluție hibridă de răcire a surselor cu mare densitate a fluxului termic, o reprezintă un sistem compus din microcanale și nanofluid.

Acknowledgments:

“Teza de doctorat a fost realizată cu sprijin financiar parțial din grantul strategic POSDRU/159/1.5/S/137070 (2014) al Ministerului Educației Naționale din România, cofinanțat din Fondul Social European – Investește în oameni, în cadrul Programului Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013.”

Timișoara, decembrie 2016

Ing. Laza Ioan

Cuprins

Notații, abrevieri, acronime	7
Lista de tabele	9
Lista de figuri	10
1. Scopul lucrării	14
2. Aplicațiile fluidodinamice și termice ale microcanalelor și nanofluidelor	18
2.1 Dispozitivele termice cu microcanale pentru răcirea surselor cu densitatea ridicată a fluxului termic	18
2.2 Sistemul de răcire pentru pile de combustie	19
2.3 Micro-dispozitive medicale pentru administrarea nanomedicamentelor ...	20
2.4 Micro-tuburi termice cu micropulsații ale fluidului	22
2.5 Microsisteme termice pentru răcirea calculatorului de tip notebook	23
2.6 Micro-colector solar cu nanofluide	24
2.7 Colector solar plan cu nanofluid Al_2O_3 – apă	26
2.8 Celulele termoelectrice răcite cu nanofluide	26
2.9 Sistemul hibrid de răcire cu microcanale și nanofluide pentru celule fotovoltaice	28
3. Stadiul actual al microsistemelor de răcire	30
4. Performanțele termice și fluido-dinamice ale microdispozitivului de răcire cu jeturi tangențiale multiple și nanofluid	56
4.1 Descrierea problemelor și detalii numerice	56
4.1.1. Prezentarea conceptului de răcire	56
4.1.2. Modelul de discretizare Quick	61
4.1.3. Metoda Simple	64
4.1.3.1. Corecțiile de presiune și viteză	65
4.1.3.2. Ecuația corecțiilor de presiune	66
4.2 Rezultatele obținute și discuții	67
4.2.1 Analiza realizată în raport cu valoarea constantă a debitului masic	67
4.2.2 Analiza realizată în raport cu valoarea constantă a puterii de pompare	71
4.2.3 Analiza realizată în raport cu valoarea constantă a criteriului Reynolds	76

6 Cuprins

4.2.4 Influența diametrului nanoparticulelor	80
5. Validarea modelului matematic pentru curgerea fluidelor prin microcanale cu nanofluide.....	84
5.1 Validarea experimentală a modelului numeric pentru schimbătorul de căldură cu tuburi tangențiale.....	84
5.2 Validarea experimentală a rezultatelor numerice pentru microschimbatore de căldură convenționale	87
5.3 Validarea experimentală a curgerii nanofluidului și a schimbului de căldură printr-un micro-schimbător de căldură	88
5.4 Validarea experimentală a rezultatelor numerice pentru un microschimbatore de căldură cu intrări tangențiale multiple ale fluidului	90
6. Influența proprietăților termofizice ale nanofluidelor asupra performanțelor termice si fluidodinamice ale microdispozitivelor de răcire	95
6.1 Detalii numerice	95
6.2 Curgerea parabolica	97
6.3 Model modificat pentru tratarea gradientului de presiune axial.....	99
6.4 Rezultate si discuții	100
7. Concluzii și contribuții personale	110
Bibliografie.....	112

Notatii, abrevieri, acronime

Mărimi dimensionale

B	lățimea micro-dispozitivului termic (m)
b_{ch}	lățimea secțiunii de intrare (m)
c_p	căldura specifică (J/kg K)
D_i	diametrul interior (m)
D_h	diametrul hidraulic (m)
d_p	diametrul particulei (nm)
D_{bf}	diametrul moleculei a fluidului de bază (nm)
h_{ch}	înălțimea secțiunii de intrare (m)
H	înălțimea micro-dispozitivului termic (m)
k	conductivitatea termică (W/m K)
k_b	constanta Boltzmann (J/K)
L	lungimea (m)
l	distanța liberă medie dintre două molecule (m)
L_{ch}	lungimea canalului de intrare (m)
L	lungimea micro-dispozitivului termic (m)
M	debitul masic unui singur microtub (kg/s)
N_t	numărul de microtuburi
N_{in}	numărul canalelor de intrare
Δp	căderea de presiune (Pa)
Pr	criteriu Prandtl
Q	fluxul de căldură (W)
q	densitatea fluxului de căldură (W/cm ²)
Re	criteriu Reynolds
T	temperatura (K)
ΔT	diferența de temperatură (K)
u, v, w	componentele vitezei (m/s)
w_m	lățimea modului caracteristic (m)
x, y, z	coordonate (m)

Mărimi adimensionale

Nu	criteriu Nusselt
Pr	criteriu Prandtl
Re	criteriu Reynolds

Simboluri grecesti

α	difuzivitatea termică (m ² /s)
ϕ	concentrația volumică (%)
μ	viscozitatea (Pa s)
ρ	densitatea (kg/m ³)
Π	puterea de pompare (W)

Indici

max,	maximum
------	---------

8 Nomenclator

min,	minimum
f,	fluid
s,	solid
b,	medie (temperatura)
bf,	fluid de bază
eff,	efectivă
f,	fluid
in,	intrare
m,	medie
nf,	nanofluid
out,	ieșire
p,	particula
w,	perete

Lista de tabele

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale apei și nanoparticulelor

Tabelul 4.1. Geometria, condițiile termice și hidrodinamice ale radiatorului cu micro-tuburi

Tabelul 5.1 Parametrii termici și fluidodinamici realizați în cadrul experimentului

Tabelul 6.1. Proprietățile nano-particulelor

Lista de figuri

- Figura 1.1 Evoluția consumului de putere a componentelor IT (ITRS 2011)
- Figura 1.2 Variația coeficientului de convecție în funcție de diametrul tubului
- Figura 1.3 Variația căderii de presiune liniare în funcție de diametrul tubului
- Figura 2.1. Microdispozitivul de răcire
- Figura 2.2. Variația locală a stratului limită termic și a criteriului Nu
- Figura 2.3. Structura pilelor de combustie
- Figura 2.4. Configurația microcanalelor în formă de serpentină
- Figura 2.5. Configurația microcanalelor în formă de arbore
- Figura 2.6. Microdispozitivul de mixare pasivă pentru administrarea medicamentelor
- Figura 2.7. Configurația schematică a canalelor de curgere
- Figura 2.8. Configurația micro-mixerului cu șicane (i) respectiv tub perforat (ii)
- Figura 2.9. Distribuția coeficientului de mixare pentru cele două dispozitive de mixare pasivă
- Figura 2.10. Micro-tub termic
- Figura 2.11. Micro-tub termic în poziția de funcționare
- Figura 2.12. Circuitul de răcire a calculatorului de tip notebook
- Figura 2.13. Micro-colector solar cu absorbție directă
- Figura 2.14. Randamentul colectorului în funcție de concentrația volumică a nanoparticulelor
- Figura 2.15. Colectorul solar plan
- Figura 2.16. Eficiența colectorului solar pentru apă și nanofluid
- Figura 2.17. Sistemul de racire pentru celula termoelectrică
- Figura 2.18. Sistemul de răcire cu nanofluid pentru celulele fotovoltaice
- Figura 2.19. Eficiența electrică în funcție de temperatură
- Figura 2.20. Panouri solare cu celule fotovoltaice concentrate
- Figura 2.21. Sistemul de răcire hibrid pentru răcirea celulelor fotovoltaice
- Figura 3.1. Schema de principiu a secțiunilor pentru modelele A și B
- Figura 3.2. Variațiile de temperatură pentru radiatorul model A și modelul B
- Figura 3.3. Schema de principiu a modelului de calcul
- Figura 3.4. Variația marimilor caracteristice între secțiunile de intrare și ieșire pentru: viteză, presiune, și temperatură
- Figura 3.5. Variația temperaturi lichidului de răcire în diferite secțiuni ale modelului
- Figura 3.6. Schema unui radiator cu micropini
- Figura 3.7. Domeniul de calcul
- Figura 3.8. Variațiile de temperatură ale micropinilor pentru trei valori diferite ale criteriului Re, având ca agent de răcire apa
- Figura 3.9. Efectul de răcire al nanofluidelor în jurul pinilor
- Figura 3.10. Radiatorul miniaturizat
- Figura 3.11. Răcitorul folosit în testare
- Figura 3.12. Distribuția temperaturii pentru răcitor având sursa de caldură de 130 W și turația ventilatorului 2000 rpm

- Figura 3.13. Ansamblul carcasei și a blocului de încălzire
Figura 3.14. (a-c) Prezentarea schimbătorului de căldură (water-block)
Figura 3.15. Schema instalației experimentale
Figura 3.16. Schema structurală a schimbătorului de căldură hibrid și modulul de încălzire
Figura 3.17. Schimbător de căldură
Figura 3.18. Schema standului experimental
Figura 3.19. Variația de temperatură a micro-dispozitivului termic pentru apă și nanofluid
Figura 3.20. Proiect conceptual al colectorului concentrat cu nanofluid
Figura 3.21. Schema aparatului experimental
Figura 3.22. Schimbătorul de căldură răcit cu apă
Figura 3.23. O vedere cu nervurile schimbătorului de căldură (water-block)
Figura 3.24. Schema sistemului experimental de răcire cu lichid
Figura 3.25. Schema instalației de testare experimentală
Figura 3.26. Configurația pentru modulul de testare
Figura 3.27. Schema instalației experimentale
Figura 3.28. Schema standului experimental
Figura 3.29. Geometria canalelor de curgere
Figura 3.30. Schema standului experimental
Figura 3.31. Schema standului experimental cu tub de cupru
Figura 3.32. Schema standului experimental pentru radiator cu microcanale dreptunghiulare
Figura 3.33. Schema standului cu radiator auto
Figura 4.1a Răcitorul cu micro-tuburi cu multiple jeturi tangențiale
Figura 4.1b Secțiunea caracteristică a unui singur microtub
Figura 4.2. Testul de sensibilitate al grilei
Figura 4.3. Schema pătratică de discretizare *Quick*
Figura 4.4. Rețele discretizate decalate
Figura 4.5a Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $d_p = 13$ nm și diferite concentrații volumice
Figura 4.5b Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $d_p = 28$ nm și diferite concentrații volumice
Figura 4.5c Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $d_p = 36$ nm și diferite concentrații volumice
Figura 4.5d Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $d_p = 36$ nm și diferite concentrații volumice
Figura 4.6.a) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru concentrații volumice de 1% și diferite diametre ale nanoparticulelor
Figura 4.6.b) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru concentrații volumice de 3% și diferite diametre ale nanoparticulelor
Figura 4.6.c) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru concentrații volumice de 5% și diferite diametre ale nanoparticulelor
Figura 4.7a Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $d_p = 13$ nm și diverse concentrații volumice
Figura 4.7b Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $d_p = 28$ nm și diverse concentrații volumice
Figura 4.7c Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $d_p = 28$ nm și diverse concentrații volumice
Figura 4.7d Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $d_p = 28$ nm și diverse concentrații volumice

- Figura 4.8a) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru concentrațiile volumice de 1% și diferitele diametre ale nanoparticulelor
- Figura 4.8b) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru concentrațiile volumice de 3% și diferitele diametre ale nanoparticulelor
- Figura 4.8.c) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru concentrațiile volumice de 5% și diferitele diametre ale nanoparticulelor
- Figura 4. 9a)Temperatura maxima de pe suprafața de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru $d_p = 13$ nm și diferite concentrații volumice
- Figura 4.9b) Temperatura maxima de pe suprafața de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru $d_p = 28$ nm și diferite concentrații volumice
- Figura 4.9c) Temperatura maxima de pe suprafața de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru $d_p = 36$ nm și diferite concentrații volumice
- Figura 4.9d) Temperatura maxima de pe suprafața de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru $d_p = 47$ nm și diferite concentrații volumice
- Figura 4.10a) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru concentrațiile volumice de 1% și diverse diametre ale nanoparticulelor
- Figura 4.10b) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru concentrațiile volumice de 3% și diverse diametre ale nanoparticulelor
- Figura 4.10c) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru concentrațiile volumice de 5% și diverse diametre ale nanoparticulelor
- Figura 4.11. Temperatura maxima a suprafeței de contact în funcție de diametrul nanoparticulelor și $\Pi = \text{const.}$
- Figura 4.12. Temperatura maxima a suprafeței de contact în funcție de diametrul nanoparticulelor și $Re = \text{const.}$
- Figura 4.13. Vâscozitatea nanofluidului in funcție de diametrul nanoparticulelor și diferite temperaturi
- Figura 4.14. Diferența de temperatura de-a lungul suprafeței in funcție de debitul masic și $\phi = 3\%$
- Figura 4.15. Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru conepțul propus și microdispozitivul clasic cu secțiunile intrare-ieșire laterale
- Figura 5.1. Prezentarea schematică a instalației experimentale folosită în [77]
- Figura 5.2. Grila cu elemente finite a tubului cu intrări tangențiale ale fluidului
- Figura 5.3 Validarea modelului numeric cu rezultate experimentale prezentate de *Gull*
- Figura 5.4. Prezentarea schematică a modulului de testare
- Figura 5.5. Validarea modelului numeric cu rezultate experimentale realizate de *Bowers și Mudawar*
- Figura 5.6. Caracteristicile geometrice ale microdispozitivului termic
- Figura 5.7. Comparația rezultatelor numerice cu cele experimentale pentru temperatura locală a peretelui
- Figura 5.8. Comparația rezultatelor experimentale cu cele numerice pentru diferența de temperatură dintre secțiunile de intrare si ieșire
- Figura 5.9. Microschimbătorul de căldură cu jeturi tangențiale multiple
- Figura 5.10. Secțiunile și dimensiunile microdispozitivului termic

- Figura 5.11. Instalatia experimentală pentru încercarea microdispozitivului termic cu jeturi tangențiale
- Figura 5.12. Grila cu elemente finite a domeniului de calcul
- Figura 6.1. Domeniul de calcul
- Figura 6.2. Volumul elementar în direcția axială
- Figura 6.3a) Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru Al_2O_3 -apa și $dp = 13 \text{ nm}$
- Figura 6.3b) Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru Cu-apa; $dp = 13 \text{ nm}$
- Fig. 6.3c Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru TiO_2 -apa și $dp = 13 \text{ nm}$
- Figura 6.4a) Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru Al_2O_3 -apa; $dp = 36 \text{ nm}$
- Figura 6.4b) Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru Cu-apa și $dp = 36 \text{ nm}$
- Figura 6.4c) Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru TiO_2 -apa; $dp = 36 \text{ nm}$
- Figura 6.5a) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru Al_2O_3 - apa și $dp = 13 \text{ nm}$
- Figura 6.5b) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru Cu - apa și $dp = 13 \text{ nm}$
- Figura 6.5c) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru TiO_2 - apa și $dp = 13 \text{ nm}$
- Figura 6.6a) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru Al_2O_3 - apa și $dp = 36 \text{ nm}$
- Fig. 6.6b) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru Cu - apa și $dp = 36 \text{ nm}$
- Figura 6.6c) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru TiO_2 - apa și $dp = 36 \text{ nm}$
- Figura 6.7a) Coeficientul de convecție funcție de criteriul Re pentru Al_2O_3 - apa și $dp = 13 \text{ nm}$
- Figura 6.7b) Coeficientul de convecție mediu funcție de criteriul Re pentru Cu - apa și $dp = 13 \text{ nm}$
- Figura 6.7c) Coeficientul de convecție funcție de criteriul Re pentru TiO_2 - apa și $dp = 13 \text{ nm}$
- Figura 6.8a) Temperatura maximă a substratului funcție de Re pentru Al_2O_3 - apa și $dp = 13 \text{ nm}$
- Figura 6.8b) Temperatura maximă a substratului funcție de Re pentru Cu - apa și $dp = 13 \text{ nm}$
- Figura 6.8c) Temperatura maximă a substratului funcție de Re pentru TiO_2 - apa și $dp = 13 \text{ nm}$

1. Scopul lucrării

Miniaturizarea dispozitivelor și aparatelor în domenii precum cel electronic sau medical a înregistrat o tendință accentuată în ultimele două decenii. Odată cu micșorarea dimensiunii caracteristice, fenomenele hidrodinamice și termice precum încălzirea vâscoasă, dependența proprietăților termofizice ale fluidelor de temperatura sau conducția axială, au o importanță deosebită. Proiectarea și dimensionarea micro-sistemelor este în mare măsură influențată de aceste fenomene.

Aplicațiile microsystemelor termice le regăsim în microelectronică, sisteme micro – electro – mecanice (MEMS), micro – motoare termice, micro bio-reactoare, micro laboratoare de tip Lab – on – Chip și aplicații aerospațiale.

În cazul dispozitivelor micro-electronice sau a celulelor de combustie, densitatea fluxului de căldură ajunge la valori foarte ridicate uneori la peste 10^6 W/m². Conform estimărilor International Technology Roadmap for Semiconductors (ITRS 2011) până în 2026 densitatea fluxului de căldură referitoare la CPU va depăși 800 W/cm² (fig.1.1) [1]. Pentru o funcționare corespunzătoare temperatura maximă a microdispozitivelor trebuie menținută sub o anumită limită. Sistemele de răcire folosite pentru managementul termic al microdispozitivelor electronice se bazează pe folosirea combinată a fenomenelor de convecție și conducție termică.

Microdispozitivele de răcire sunt constituite dintr-o serie de microcanale cu un raport lungime/diametru foarte mare. Prin urmare criteriul Nusselt poate fi considerat, într-o primă aproximare, constant. În consecință, prin scăderea diametrului echivalent al canalului, coeficientul de convecție crește:

$$h = \text{Nu} \frac{\lambda}{D}$$

În fig. 1.2 se prezintă variația coeficientului de convecție în funcție de diametrul echivalent al canalului. Astfel se observă că pentru apă, diametrul echivalent de 100 μm și condiția la limită pe peretele canalului de $q = \text{const}$ ($\text{Nu} = 4.36$), coeficientul de convecție are o valoare de $\alpha \approx 30000$ W/m² K.

Dezavantajul sistemului de răcire cu microcanale constă în valori foarte mari ale căderii de presiune. În cazul raportului dintre căderea de presiune și lungimea canalului, valoarea lui crește cu pătratul diametrului echivalent $1/D^2$ (Fig. 1.3):

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{f \text{Re} \cdot u_m \cdot \mu}{2 \cdot D^2}$$

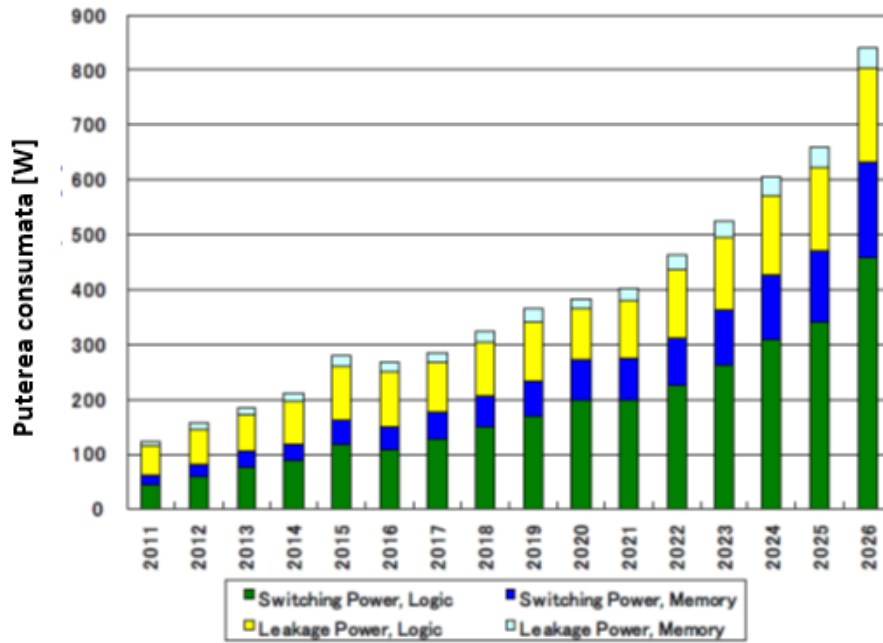


Figura 1.1 Evoluția consumului de putere a componentelor IT (ITRS 2011)

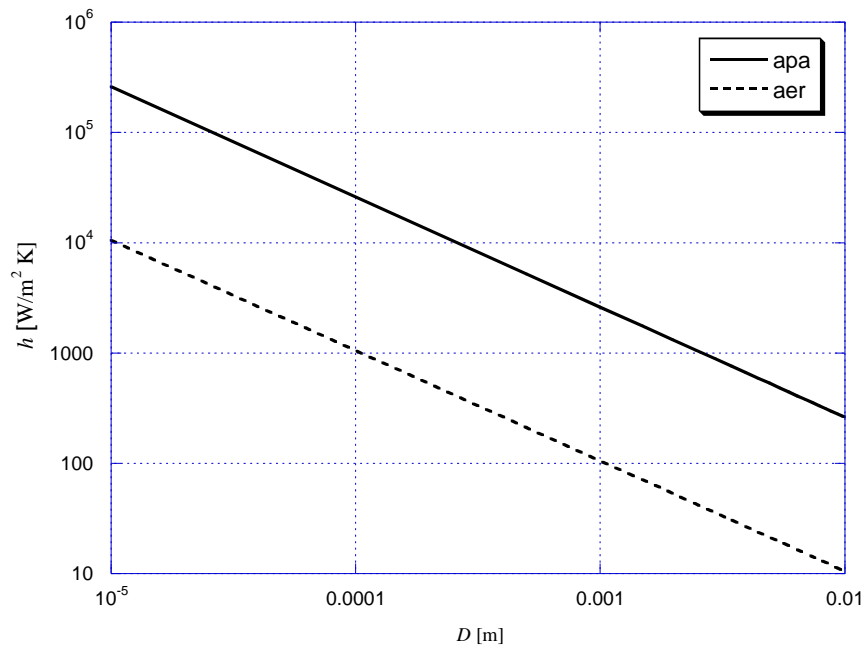


Figura 1.2 Variația coeficientului de convecție în funcție de diametrul tubului

Nanofluidelor au fost prima dată definite și realizate de Choi [2] ca o suspensie de nanoparticule în fluidul de bază. Avantajul folosirii unor astfel de fluide constă în creșterea conductivității termice față de fluidul de bază. Valori comparative ale apei și nanoparticulelor de Al_2O_3 sunt prezentate în tabelul 1.1. În schimb, valorile capacității termice masice sunt mai mici comparativ cu fluidul de bază. Totodată și viscozitatea nanofluidelor este mai mare, fiind o suspensie compusă din nanoparticule și lichid. Pentru nanofluide cu participare volumică de până la $\phi = 7\%$ creșterea viscozității este de 20 – 40 % față de fluidul de bază. Creșterea viscozității are ca efect o creștere a puterii de pompare.

Nanofluidelor pot reprezenta o soluție avantajoasă din punct de vedere termic, și pentru sistemele din domeniul energiilor regenerabile. Colectoarele solare, panourile solare concentrate, celulele fotovoltaice concentrate sau dispozitivele de desalinizare a apei sunt doar unele dintre exemple. De asemenea, studiul fundamental al nanofluidelor reprezintă o condiție pentru realizarea unor micro-sisteme medicale de mixare, precum dispozitive de administrare nano-medicamentelor destinate remedierii unor boli degenerative precum Parkinson.

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale apei și nanoparticulelor

Proprietatea termofizică	Apa	Al_2O_3	TiO_2
Diametrul particulei [nm]		40	20
Densitatea [kg/m^3]	998	3000	3940
Căldura specifică [J/kg K]	4183	880	710
Conductivitatea termică [W/m K]	0.6	42.35	8.4

Scopul lucrării reprezintă definirea unor soluții hibride de răcire a surselor de mare putere care să îmbine cele două oportunități de îmbunătățire a performanțelor termice și anume: creșterea coeficientului de convecție prin scăderea diametrului și îmbunătățirea conductivității termice a nanofluidelor prin conținutul nanoparticulelor metalice. Mai mult, se va realiza și o optimizare a sistemelor propuse ținând cont de dezavantajele menționate.

Astfel o soluție hibridă propusă va ține cont de configurația microcanalelor care să fie performantă din punct de vedere hidrodinamic și termic. Totodată se va realiza și o analiza a performanțelor micro-sistemelor de răcire considerând diverse fluide de lucru. Prin urmare, o posibilă soluție hibridă de răcire a surselor cu mare densitate a fluxului termic, o reprezintă un sistem compus din microcanale și nanofluid.

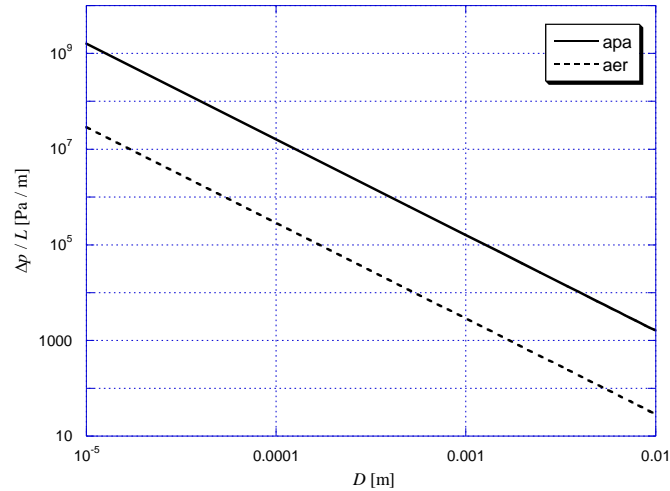


Figura 1.3 Variația căderii de presiune liniare în funcție de diametrul tubului

Totodată modul de evaluare a performanțelor sistemelor de răcire reprezintă un alt obiectiv al lucrării ținând cont de variația proprietăților termofizice ale fluidelor cu temperatura, definirea criteriilor de similitudine sau a conductivității termice a nano-particulelor.

Analiza fundamentală va cuprinde nanofluide cu nanoparticule realizate din diverse materiale cu proprietăți termofizice diferite. Totodată se va analiza și influența concentrației volumice respectiv diametrului particulelor asupra performanțelor sistemelor de răcire.

De asemenea, având în vedere că nanofluidele sunt medii bifazice, se pune problema cu privire la modul de definire a modelului matematic de simulare a fenomenelor de curgere și transfer de căldură. În literatura de specialitate există două direcții de abordare și anume:

- Modelul omogen prin care cele două faze sunt privite ca un mediu omogen iar influența fazei solide se exprimă prin relațiile pentru proprietățile termofizice ale nanofluidelor;
- Modelul bifazic prin care fiecare fază este definită separat prin sistemul de ecuații diferențiale cu derivate parțiale.

Trebuie menționat că rezultatele simulărilor numerice vor fi validate cu rezultate obținute prin măsurători experimentale, disponibile în literatura de specialitate. Totodată prin astfel de validări se va evalua și oportunitatea folosirii celor două modele numerice.

2. Aplicațiile fluidodinamice și termice ale microcanalelor și nanofluidelor

2.1 Dispozitivele termice cu microcanale pentru răcirea surselor cu densitatea ridicată a fluxului termic

Așa cum a fost menționat și în capitolul anterior indevia de bază a microsystemelor de răcire se bazează pe creșterea coeficientului de convecție prin scăderea diametrului hidraulic. În figura 2.1 se prezintă un astfel de dispozitiv, încercat experimental de Tuckerman și Pease [3]. Densitatea fluxului de căldură disipată de microdispozitiv a fost de $q = 790 \text{ W/cm}^2$ iar debitul volumic al apei de $V = 8.6 \text{ cm}^3/\text{s}$. Totodată, căderea de temperatură este de $\Delta T = 71 \text{ K}$ iar diferența de presiune $\Delta P = 2 \text{ bar}$.

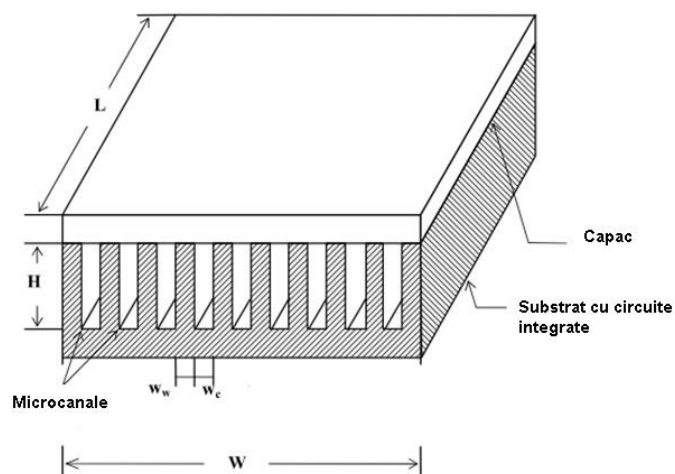


Figura 2.1. Microdispozitivul de răcire [3]

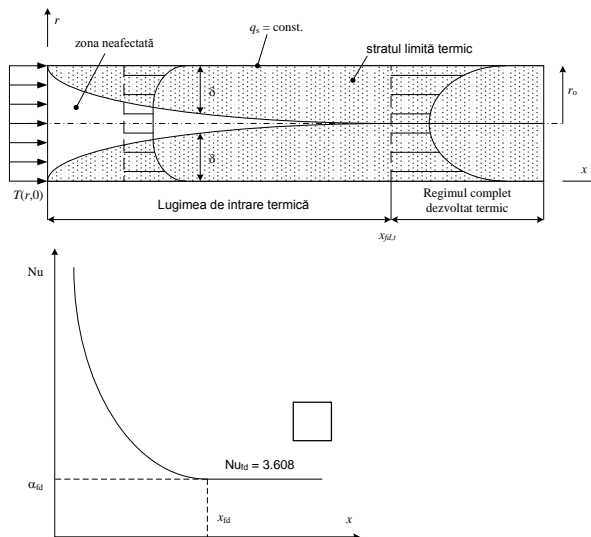


Figura 2.2. Variația locală a stratului limită termic și a criteriului Nu

2.2 Sistemul de răcire pentru pile de combustie

Funcționarea corespunzătoare a pilelor de combustie cu electrolit polimerizat cu schimb de protoni este influențată de managementul adecvat al schimbului de căldură și a circuitului de apă (fig.2.3) [4]. Degajarea căldurii apare datorită reacțiilor electro-chimice și a efectului *Joule*. Totodată temperatura excesivă, respectiv câmpul de temperatură neuniform pot influența negativ performanțele pilelor de combustie. Sistemul de răcire cu microcanale poate reprezenta o soluție viabilă pentru obținerea unor celule de combustie performante. Configurația canalelor de curgere deseori folosite în cazul pilelor de combustie se prezintă în fig. 2.4.

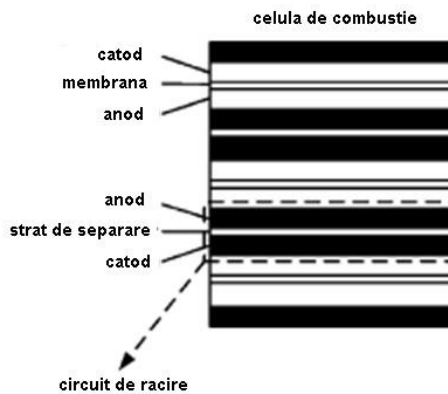


Figura 2.3. Structura pilelor de combustie [4]

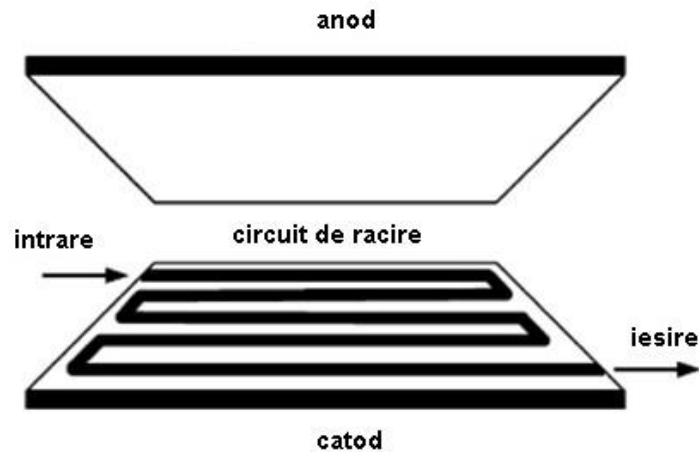


Figura 2.4. Configurația microcanalelor în formă de serpentină [4]

În fig.2.5 se prezintă o configurație a microcanalelor sub formă de arbore care, conform rezultatelor simulărilor numerice, rectifică două dintre dezavantajele schemei prezentată în fig. 2.4: neuniformitatea câmpului de temperatură și căderea de presiune excesivă.

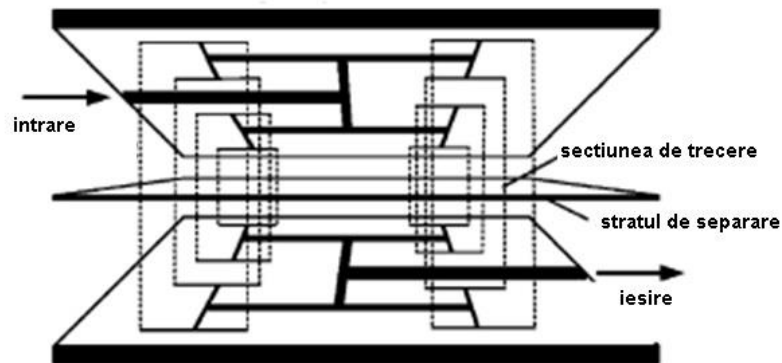


Figura 2.5. Configurația microcanalelor în formă de arbore [4]

2.3 Micro-dispozitive medicale pentru administrarea nanomedicamentelor

Dezvoltarea micro- sau nano- sistemelor integrate pentru administrarea medicamentelor reprezintă importanță deosebită în monitorizarea și controlul celulelor la influența stimulentele externe, cu scopul de-a înțelege procesele biologice sau de-a dezvolta procesul de medicație. Față de administrarea tradițională a medicamentelor, la care concentrația medicamentelor în sânge crește inițial după care înregistrează scădere, microsistemele de administrare a nanomedicamentelor asigură o administrare controlată a medicației. Un astfel de sistem integrat [5], este compus din trei etape: prepararea medicației,

administrarea, testarea și răspuns. În consecință administrarea uniformă a suspensiei compuse din nanoparticule (medicament) și fluidul de bază (apă) reprezintă un interes deosebit. Totodată lungimea de amestec este încă o cerință importantă ținând cont de considerente medicale. Microsistemele de administrare a nanomedicamentelor se pot aplica în cazul unor boli precum Parkinson, unde dispozitivele respective sunt implantate în zonele afectate ale creierului pentru a administra o suspensie uniformă a nanoparticulelor (medicament) în apă pe o lungime scurtă.

În fig. 2.6 și 2.7 se prezintă o soluție pentru micro-dispozitivul medical de administrare a nanomedicamentelor compus dintr-o serie de microcanale. Pentru o amestecare uniformă pe lungime mai scurtă au fost propuse două soluții pentru mixare statică a nanoparticulelor și a fluidului de bază: varianta cu șicane (fig. 2.8 c(i)) respectiv cu canale perforate prezentate în fig. 2.8 c (ii). Conform rezultatelor obținute prin simulări numerice (Fig.2.9), soluția cu șicane are un impact mai favorabil asupra coeficientului de mixare și a lungimii de amestec.

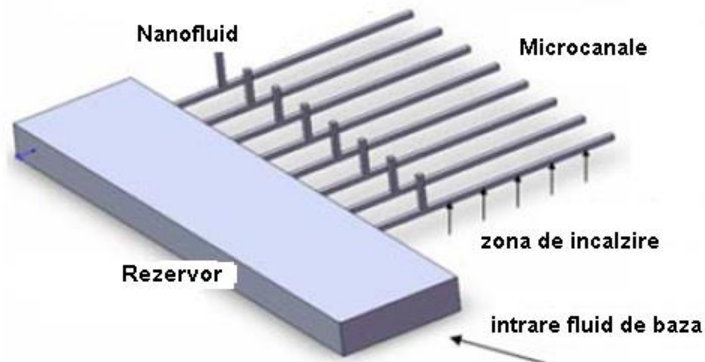


Figura 2.6. Microdispozitivul de mixare pasivă pentru administrarea medicamentelor [5]

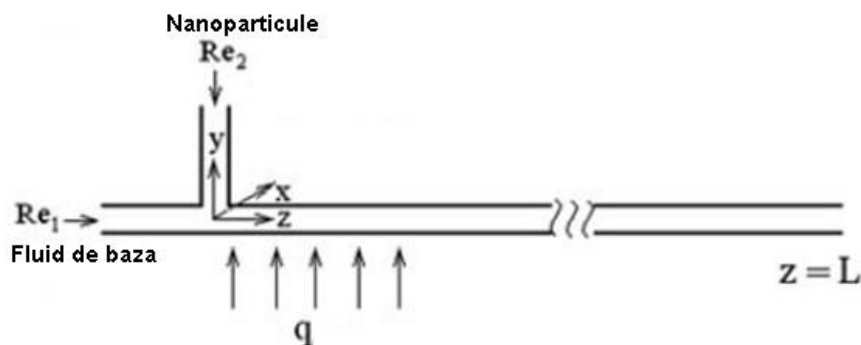


Figura 2.7. Configurația schematică a canalelor de curgere [5]

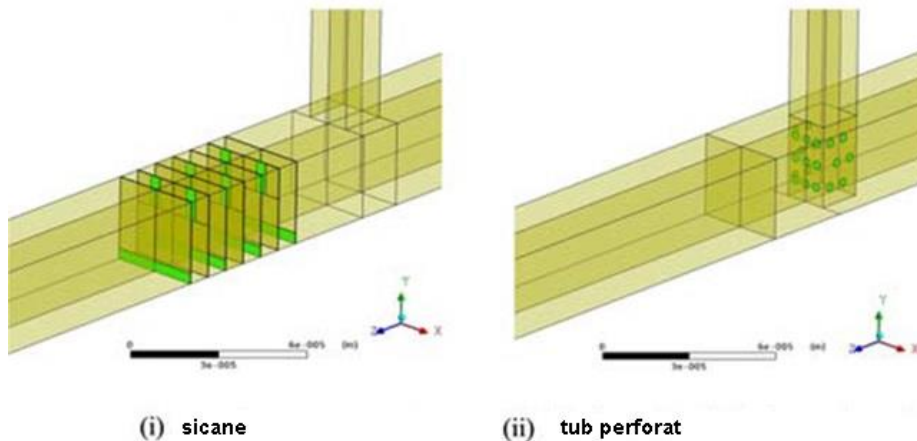


Figura 2.8. Configurația micro-mixerului cu șicane (i) respectiv tub perforat (ii) [5]

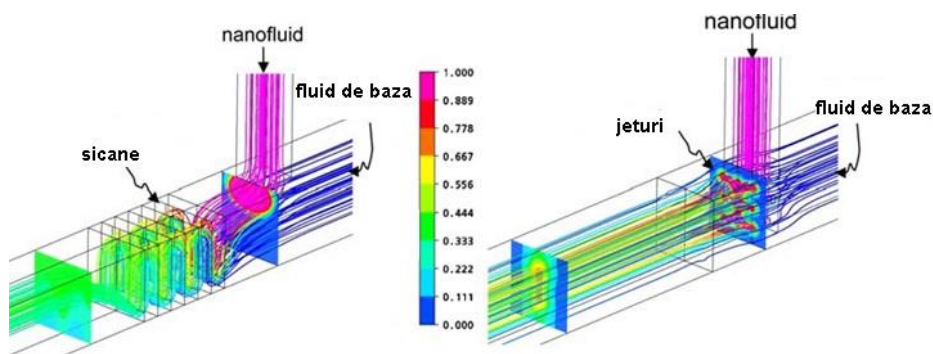


Figura 2.9. Distribuția coeficientului de mixare pentru cele două dispozitive de mixare pasivă [5]

2.4 Micro-tuburi termice cu micropulsații ale fluidului

Funcționarea corespunzătoare a componentelor electronice implică un sistem de răcire performant. Deseori sistemele clasice cu aer sau lichid nu sunt suficiente pentru a menține temperatura componentei electronice sub limita admisibilă de funcționare. Microtuburi termice pot reprezenta o soluție eficientă pentru îmbunătățirea managementului termic al sistemului de răcire. În cazul tuburilor termice clasice cu mediul poros, performanța lor scade odată cu scăderea diametrului hidraulic. În fig.2.10 se prezintă un micro-tub-termic cu microcanal sub formă de serpentină și diametrul echivalent de 0.56 mm, construit pe substrat de siliciu [6]. De asemenea, micro dispozitivul termic conține două zone în care are loc schimb de fază a fluidului de lucru, vaporizator respectiv condensator (fig.2.11).

Pentru un raport de umplere de 50 % cu fluidul de lucru, conductivitatea termică efectivă a microdispozitivului de căldură este de $k_{ef} = 600 \text{ W/mK}$, cu mult peste conductivitatea termică a siliciului $k = 163 \text{ W/mK}$ sau a cuprului $k = 400 \text{ W/mK}$.

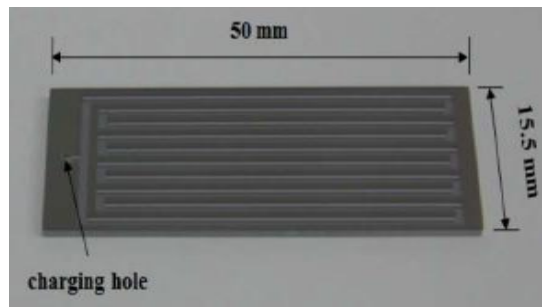


Figura 2.10. Micro-tub termic [6]

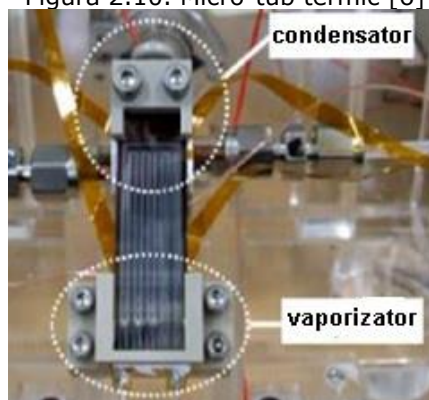


Figura 2.11. Micro-tub termic în poziția de funcționare [6]

2.5 Microsisteme termice pentru răcirea calculatorului de tip notebook

Sistemele de răcire ale calculatoarelor contemporane de tip laptop sau notebook se bazează pe cele trei modalități de transfer de căldură:

- Schimb de căldură bifazic realizat în tuburi termice realizat în contact cu sursele de căldură (procesoare, chipset-uri);
- Schimb de căldură realizat prin convecție forțată a aerului de la partea rece a tubului termic spre mediul ambiant;
- Schimb de căldură prin conducție prin carcasa calculatorului.

În 2002 compania Hitachi [7] a lansat primul calculator de tip notebook cu un sistem de răcire prin convecție forțată printr-un circuit clasic cu micro-schimbător de căldură, pompă și serpentină, poziționată în spatele display-ului, pentru degajarea căldurii în mediul ambiant (fig. 2.12). Trebuie menționat că fluidul de lucru este apa.

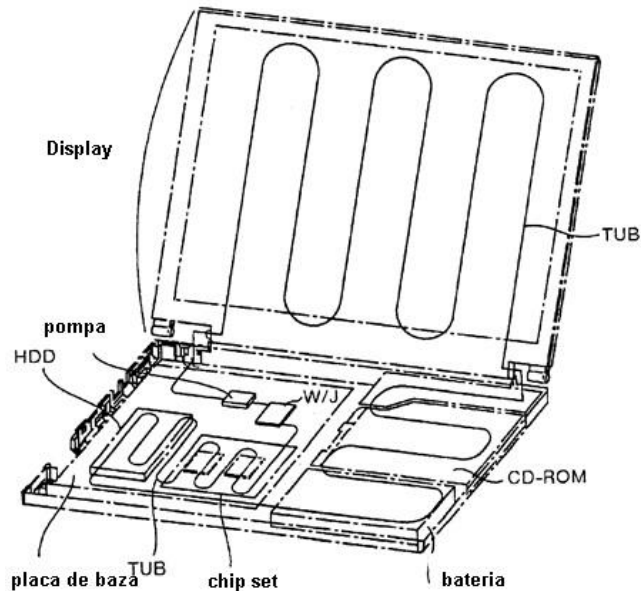


Figura 2.12. Circuitul de răcire a calculatorului de tip notebook [7]

2.6 Micro-colector solar cu nanofluid

Producția sustenabilă de energie reprezintă în prezent, unul dintre cele mai importante obiective. În acest sens, energia solară poate reprezenta o soluție viabilă, având în vedere că energia incidentă pe suprafața solului este mai mare decât consumul total de energie pe un an. Problema constă în colectarea eficientă a energiei prin utilizarea colectoarelor solare. Fluidele obișnuite, folosite în astfel de echipamente termice au proprietăți de absorbție a energiei solare reduse. Îmbunătățirea proprietăților se poate realiza prin adăugarea nanoparticulelor metalice în fluidul de bază.

În fig.2.13 se prezintă un micro-colector solar cu absorbție directă și canal de curgere cu diametrul echivalent de $D_h = 150 \mu\text{m}$, având nanofluid ca fluid de lucru [8]. S-au folosit nanoparticule sferice de grafit cu $d_p = 30 \text{ nm}$, nanotuburi de carbon cu $d_p = 6 - 20 \text{ nm}$ și lungimi de $L = 1000 - 5000 \text{ nm}$ și nanoparticule de argint cu $d_p = 20 - 40 \text{ nm}$. Se observă o îmbunătățire a randamentului colectorului solar în cazul nanofluidelor față de apa ca fluid de lucru (fig.2.14).

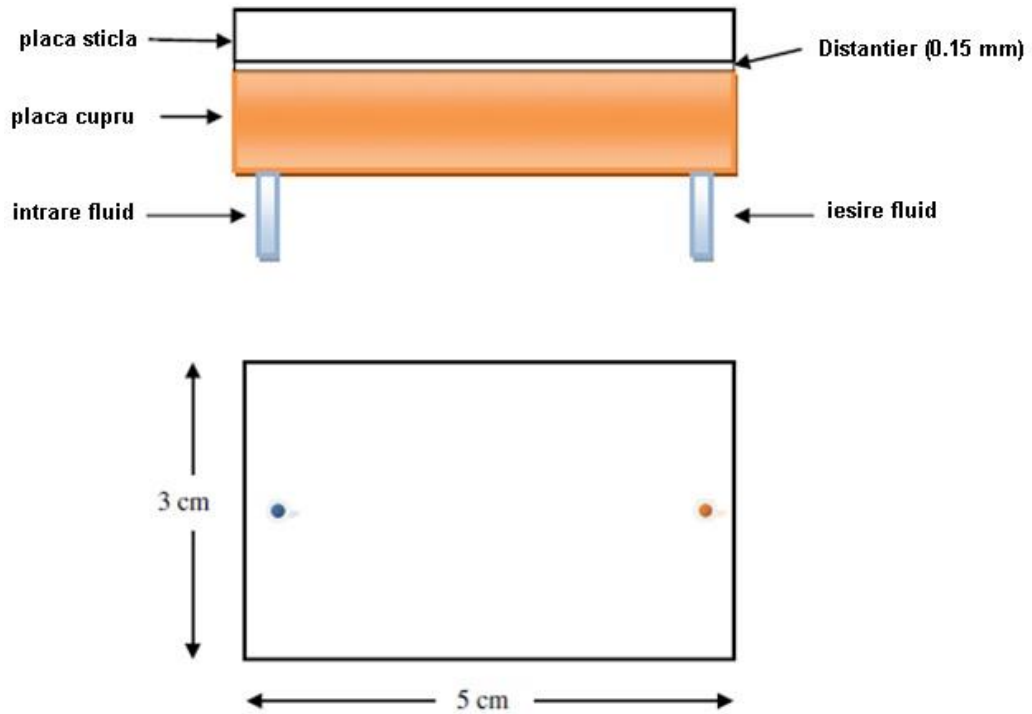


Figura 2.13. Micro-colector solar cu absorbție directă [8]

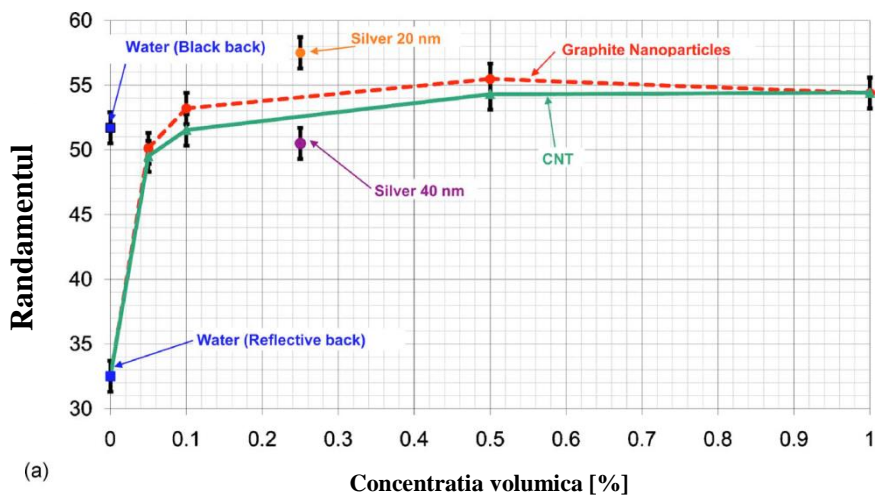


Figura 2.14. Randamentul colectorului în funcție de concentrația volumică a nanoparticulelor [8]

2.7 Colector solar plan cu nanofluid Al_2O_3 – apă

O altă aplicație care implică colectorul solar plan cu nanofluidul Al_2O_3 – apă, se prezintă în fig. 2.15 [9]. Diametrul nanoparticulelor este de $D_p = 15$ nm iar participarea masică este de 0.2 sau 0.4 %. Din fig.2.16 rezultă că eficiența colectorului solar crește cu 28 %, pentru nanofluid Al_2O_3 și concentrația masică de 0.2 %, față de cazul în care instalația funcționează cu apă.



Figura 2.15. Colectorul solar plan [9]

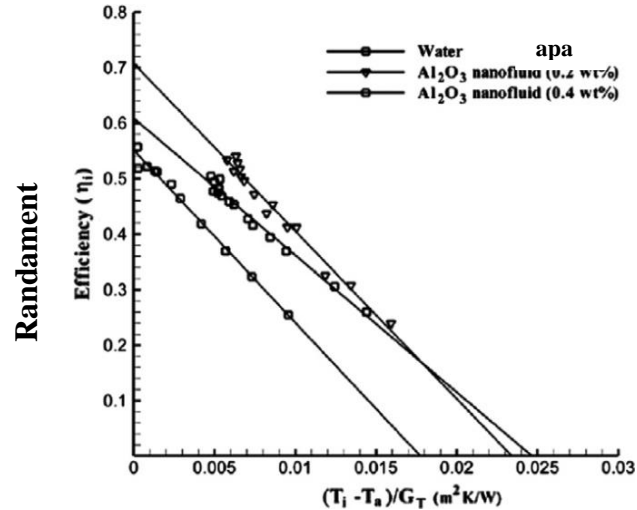


Figura 2.16. Eficiența colectorului solar pentru apă și nanofluid [9]

2.8 Celulele termoelectrice răcite cu nanofluide

Celulele termoelectrice se folosesc pentru conversia energiei termice în energie electrică. Cu cât diferența de temperatură dintre punctul cald și cel rece este mai mare, cu atât producția de curent electric este mai mare. În fig.2.17 se prezintă

sistemul solar cu celula termoelectrică poziționată în punctul în care sunt focalizate razele solare cu ajutorul concentratorului solar parabolic [10]. Prin urmare performanțele celulei termoelectrice sunt direct proporționale cu performanțele sistemului de răcire [11]. Folosirea nanofluidelor în sistemul de răcire poate reprezenta o soluție avantajoasă în primul rând datorită creșterii conductivității termice a nanofluidelor (fig.2.18). Mai mult, eficiența celulelor fotovoltaice crește odată cu scăderea temperaturii suprafeței panoului (fig. 2.19).

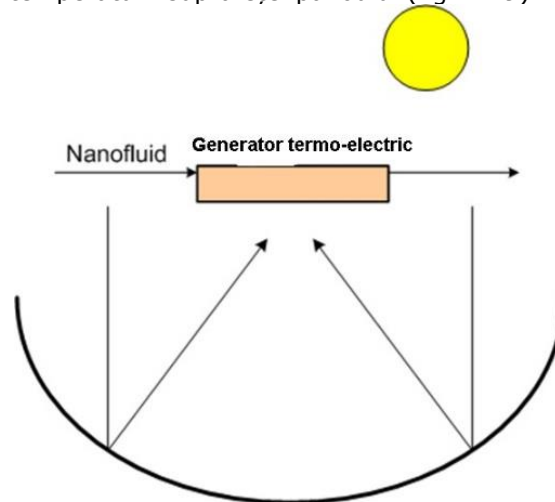


Figura 2.17. Sistemul de racire pentru celula termoelectrica [10]

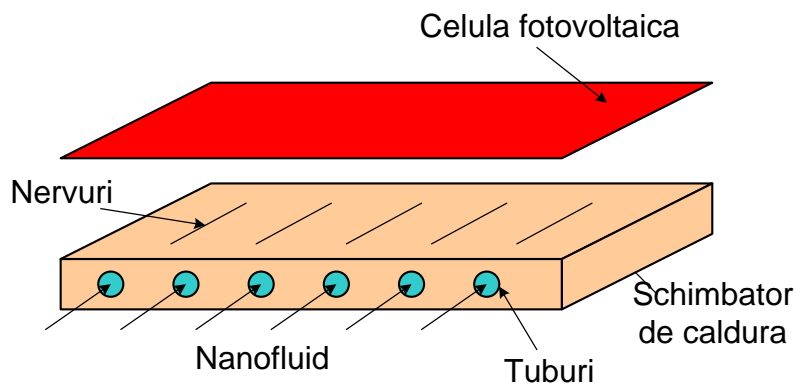


Figura 2.18. Sistemul de răcire cu nanofluid pentru celulele fotovoltaice [10]

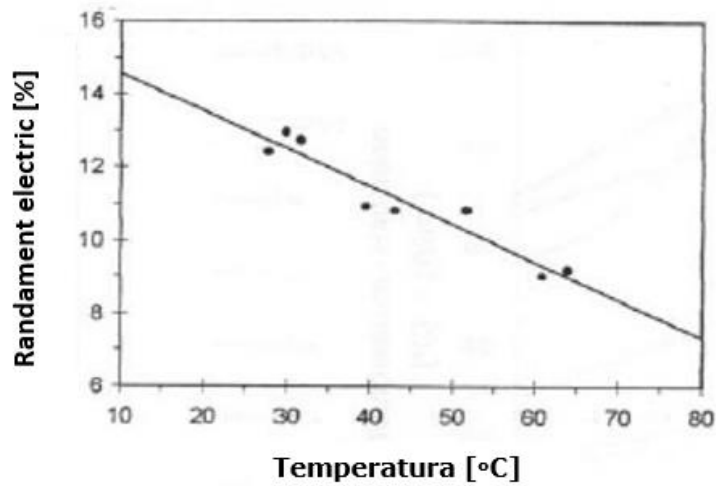


Figura 2.19. Eficiența electrică în funcție de temperatură [11]

2.9 Sistemul hibrid de răcire cu microcanale și nanofluid pentru celule fotovoltaice

Principiul de funcționare care stă la baza celulelor fotovoltaice constă în folosirea lentilelor puternice care focalizează cantitate mare de energie solară pe o suprafață redusă a semiconductorului. Beneficiul acestei construcții rezultă din faptul că se folosește doar o porțiune din materialul semiconductor, ceea ce rezultă cu reducerea costurilor.

Dezavantajul acestui sistem solar constă în faptul că razele solare produc o densitate a fluxului termic comparabilă cu cele obținute în cazul procesoarelor ($q = 100 \text{ W/cm}^2$). Prin urmare soluțiile de răcire folosite în cazul componentelor electronice pot fi replicate și în cazul celulelor fotovoltaice [12].



Figura 2.20. Panouri solare cu celule fotovoltaice concentrate [12]

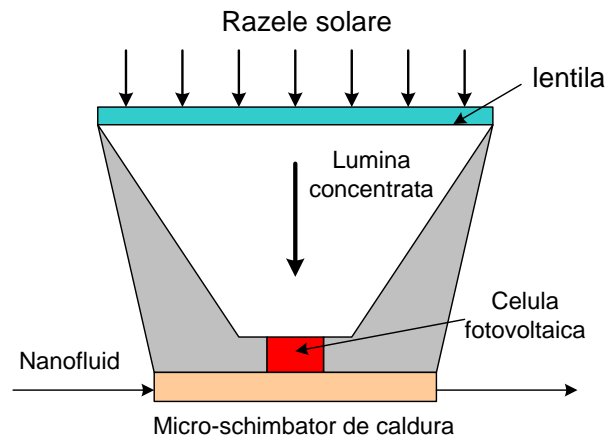


Figura 2.21. Sistemul de răcire hibrid pentru răcirea celulelor fotovoltaice concentrate [12]

3. Stadiul actual al microsystemelor de răcire

Naphon și Klangchart [13] au cercetat prin modelare numerică efectele poziției secțiunii de ieșire asupra caracteristicilor de transfer de căldură într-un radiator cu pinuri și jeturi de fluid. În aplicațiile practice, radiatorul este atașat la o sursă de căldură cum ar fi CPU pentru a prelua căldura și a o disipa prin curgerea fluidului prin radiator. Debitul de fluid este asigurat de o pompă externă sau un ventilator. Ecuațiile care descriu curgerea fluidului și schimbul de căldură sunt rezolvate numeric folosind metoda elementului finit. Pentru a rezolva câmpul hidrodinamic s-a folosit modelul standard de turbulență $k-\epsilon$. Rezultatele obținute pe două modele A și B au fost comparate și verificate cu rezultatele experimentale (fig.3.1). S-a constatat că pozițiile orificiului de evacuare au un efect semnificativ asupra uniformității vitezei și a temperaturii.

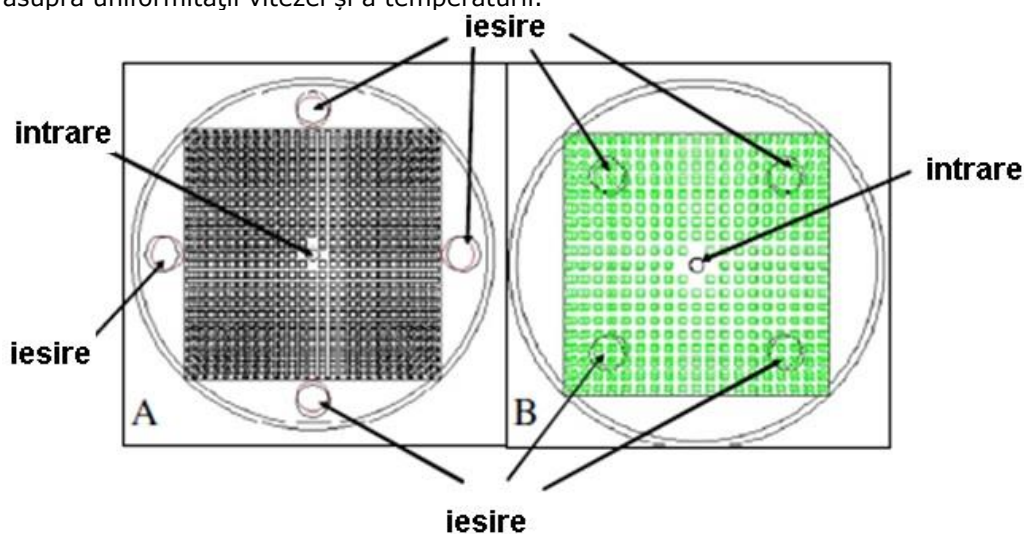


Figura 3.1. Schema de principiu a secțiunilor pentru modelele A și B [13]

Debitul în fiecare zonă a radiatorului este diferit datorită instabilităților hidrodinamice. Ca efect al acestor instabilitati hidrodinamice, câmpul de temperatură a radiatorului este neuniform. Se constată că pozițiile secțiunii de ieșire au un efect semnificativ asupra distribuției de temperatură și a câmpului de viteză (fig.3.2).

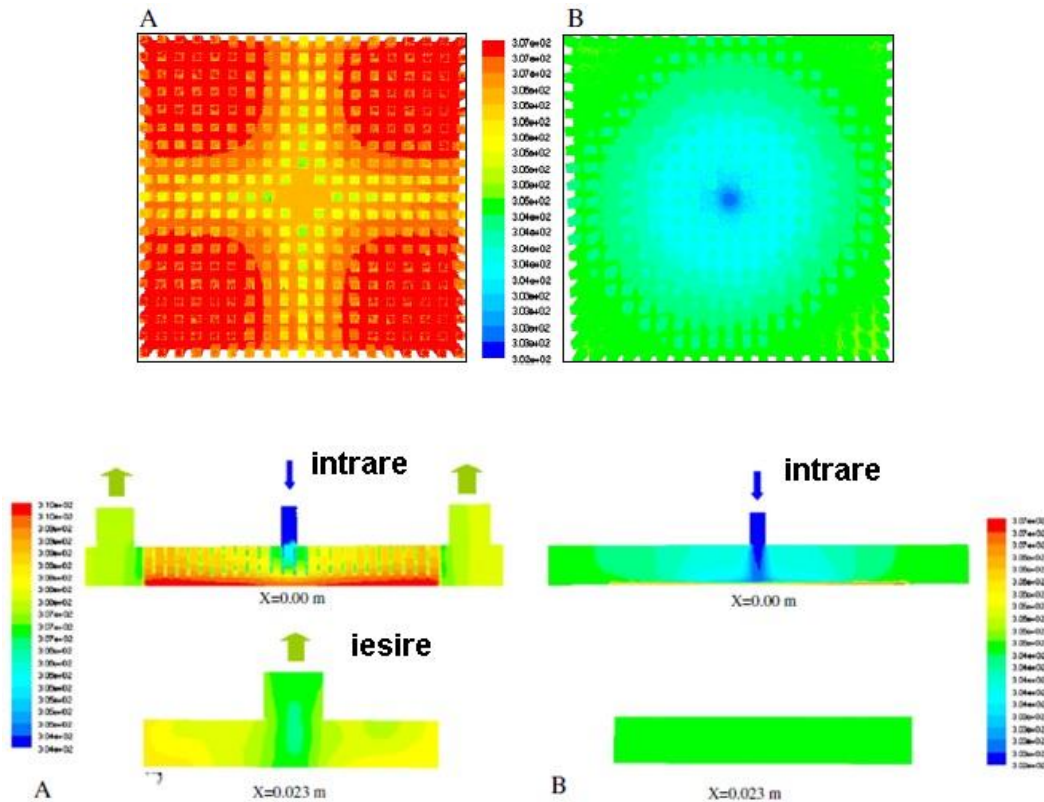


Figura 3.2. Variațiile de temperatură pentru radiatorul model A și modelul B [13]

Naphon, Klangchart și Wongwies [14] au studiat curgerea fluidului și transferul de căldură în microschimbătoarele de căldură pentru un procesor de PC folosind apă deionizată ca fluid de lucru. Pe baza condițiilor reale de operare a PC-ului, au fost modelate numeric ecuațiile tridimensionale care descriu curgerea fluidului și transferul de căldură folosind metoda volumului finit. Pentru a descrie structura fluxului și comportamentul acestuia s-a folosit modelul standard de turbulență $k-\varepsilon$ (fig.3.3). Rezultatele obținute pe baza modelului au fost verificate și comparate cu datele experimentale (fig.3.4). S-a constatat existența unei concordanțe rezonabile între rezultatele obținute pe baza modelului și rezultatele experimentale. Rezultatele acestui studiu permit trasarea liniilor directe pentru proiectarea sistemului de răcire cu performanța de răcire mai bună a echipamentelor electronice și creșterea funcționării fiabilității acestor dispozitive.

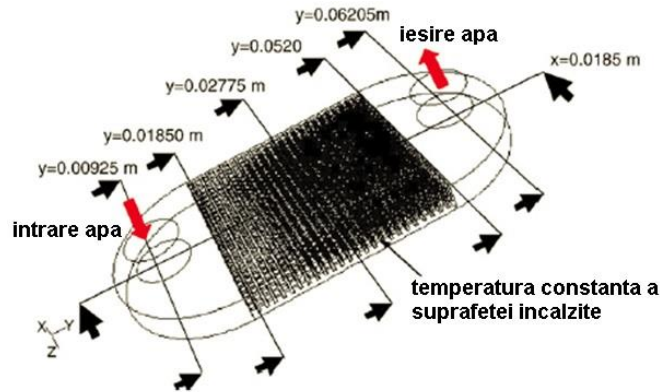


Figura 3.3. Schema de principiu a modelului de calcul [14]

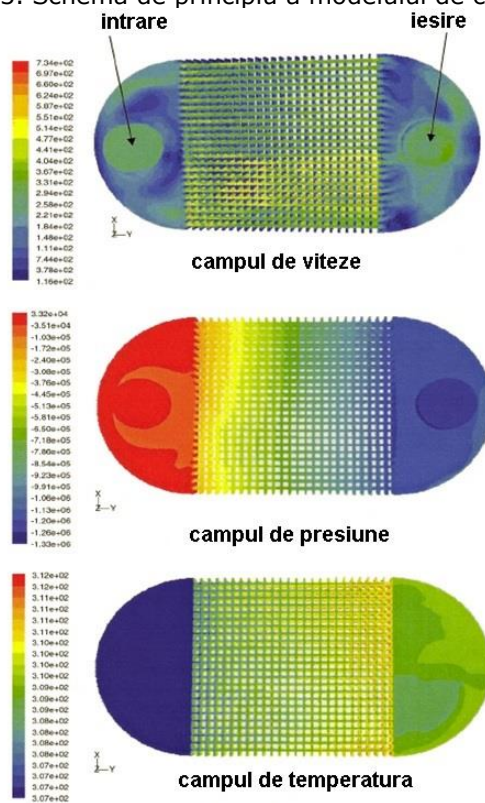


Figura 3.4. Variația marimilor caracteristice între secțiunile de intrare și ieșire pentru: viteză, presiune, și temperatură. [14]

Sistemul de răcire pentru procesorul PC-ului a fost cercetat având în vedere nivelul ridicat de generare de căldură, limitarea spațiului pentru sistemul de răcire, și limitările aerului ca fluid de răcire. Starea de funcționare a PC-ului privind temperatura procesorului s-a studiat luând în considerare canalul radiatorului, lichidul de răcire, debitul de aer. S-a constatat de asemenea faptul că, curgerea și distribuția temperaturii nu sunt uniforme și că distribuția temperaturii în radiator

este în funcție de câmpul de viteză. Câmpul neuniform de temperatură a radiatorului este o problemă serioasă pentru dispozitivele electronice. Rezultatele acestui studiu oferă soluții care să permită proiectarea sistemului de răcire cu performanță îmbunătățită de transfer de căldură, pentru a se asigura că temperatura de funcționare a dispozitivelor electronice este mai mică decât temperatura critică.

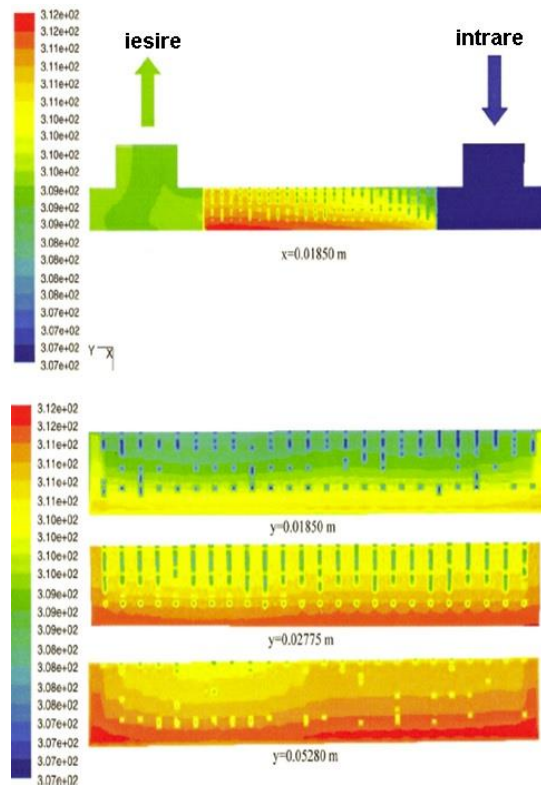


Figura 3.5. Variația temperaturii lichidului de răcire în diferite secțiuni ale modelului [14]

Seyf și Feizbakhshi [15] au investigat prin simulări numerice posibile aplicații ale nanofluidelor în schimbătoare de căldură cu micropini (MPFHSs) (fig.3.6). Pentru a studia fluxul și transferul de căldură în MPFHS au fost utilizate ecuațiile Navier-Stokes împreună cu ecuațiile diferențiale cu derivate parțiale de conservare a energiei. Sistemul de ecuații a fost soluționat cu metoda volumului finit prin metode iterative. Ca lichid de răcire de bază s-a folosit apa iar nanoparticulele utilizate sunt nanoparticule CuO cu diametre medii de 28.6 și 29 nm și nanoparticule Al_2O_3 cu diametre medii 38.4 și 47 nm. Rezultatele arată că o îmbunătățire semnificativă a transferului termic în MPFHS se datorează prezenței particulelor de CuO sau Al_2O_3 în fluidul de bază. De asemenea transferul de căldură se intensifică odată cu creșterea concentrației volumice de nanoparticule și cu creșterea numărului Reynolds. Creșterea concentrației volumice are ca efect îmbunătățirea performanțelor termice, dar pe de altă parte conduce la pierderi de presiune mai mari. La concentrații mai mici de particule îmbunătățirile sunt nesemnificative. S-a observat că numărul Nusselt crește prin scăderea diametrelor

particulelor de Al_2O_3 comparativ cu apa, în timp ce tendința pentru numărul Nusselt este inversă în cazul nanofluidului cu CuO .

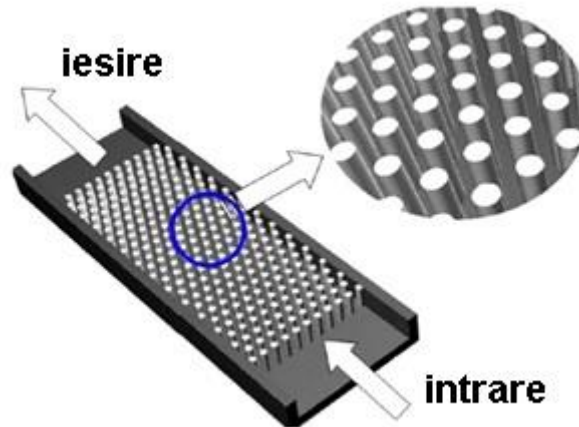


Figura 3.6. Schema unui radiator cu micropini [15]

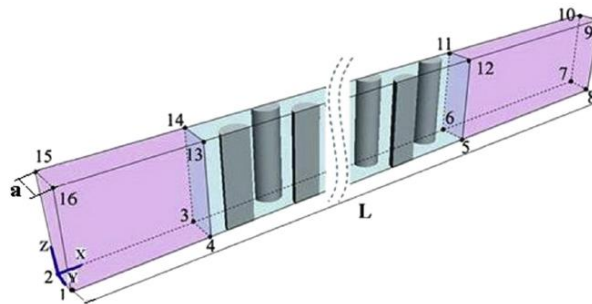


Figura 3.7. Domeniul de calcul [15]

Totodată se constată că există beneficii asupra criteriului Nusselt a MPFHS cu nanofluid în comparație cu MPFHS cu apă ca agent de răcire, datorită conductivității termice mai mari a nanoparticulelor (fig. 3.8). Mai mult, crescând numărul Reynolds, numărul Nusselt și eficiența transferului termic crește. În final, s-a constatat că odată cu scăderea diametrului particulelor numărul Nusselt crește, în cazul nanoparticulelor de Al_2O_3 , în timp ce în cazul nanoparticulelor CuO se observă o scădere a numărului Nusselt.

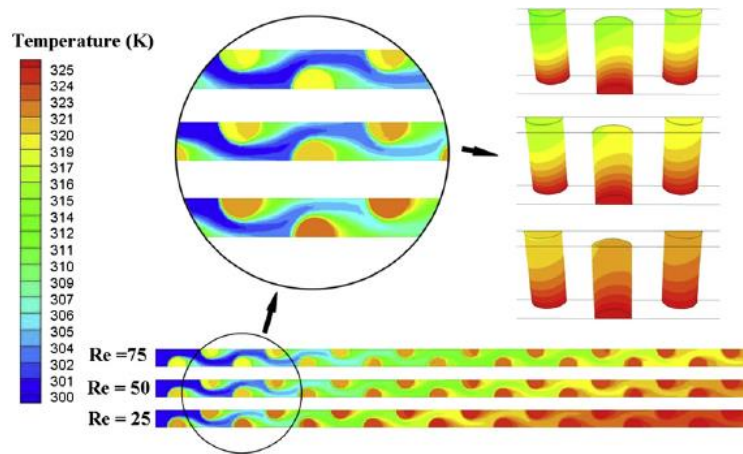


Figura 3.8. Variațiile de temperatură ale micropinilor pentru trei valori diferite ale criteriului Re, având ca agent de răcire apa [15]

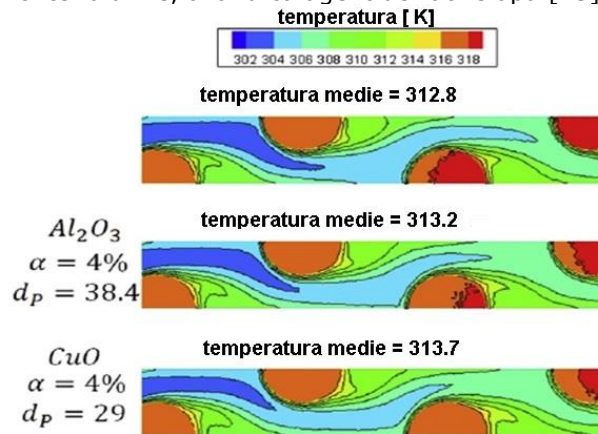


Figura 3.9. Efectul de răcire al nanofluidelor în jurul pinilor [15]

Hashemi, Fazeli și Ashjaee [16] au prezentat soluții numerice pentru determinarea câmpului termic și a profilului de viteză, într-un radiator miniaturizat având ca agent de răcire nanofluid SiO_2 -apă (fig.3.10). Criteriu Reynolds variază între 0 și 800, regimul de curgere fiind laminar. Radiatorul modelat este asimilat cu un mediu poros. Coeficientul de transfer termic local din radiator s-a obținut modificând ecuația lui Darcy pentru curgerea fluidului și modelul celor două ecuații pentru transfer de căldură pentru faza lichidă și solidă. Din rezultatele obținute se constată că, coeficientul de transfer termic la radiatorul răcit cu nanofluid este mult mai mare decât cel al radiatorului răcit cu apă. Au fost studiate în detaliu influența formei canalului și a porozității asupra transferului de căldură. Pe baza rezultatelor, se constată că o creștere a porozității canalului radiatorului îmbunătățește tranferul de căldură.

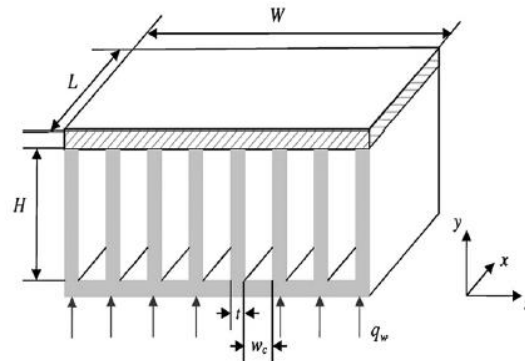


Figura 3.10. Radiatorul miniaturizat [16]

Choi, Jeong, Yoo și Seo [17] au considerat că performanța de răcire a procesorului este dependentă în primul rând de convecția forțată a aerului, creată de ventilatoarele calculatorului. În schimb, creșterea vitezei ventilatorului generează zgomot, probleme cu vibrațiile și a dus la creșterea consumului de energie electrică. Prin urmare radiatorul ar trebui să fie optimizat prin aplicarea constrângerilor de volum, de costuri și de nivel de zgomot. Prin urmare autorii au propus un nou răcitor care oferă procesorului o capacitate mai mare de disipare a căldurii, fără a adăuga mai multe tuburi termice și la un nivel de zgomot mai redus și cu un ventilator mai mic, limitat de spațiul carcusei calculatorului (fig.3.11). Simulările numerice au fost folosite ca instrument de analiză, pentru a crea un concept nou pentru răcirea corespunzătoare a procesorului.

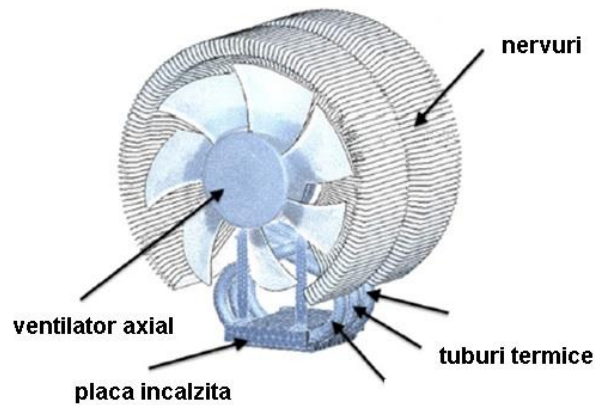


Figura 3.11. Răcitorul folosit în testare [17]

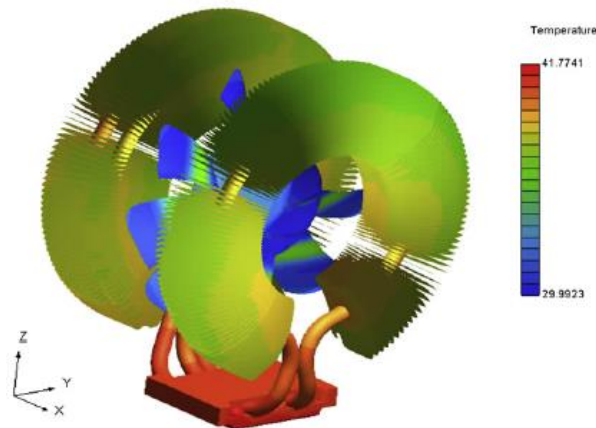


Figura 3.12. Distribuția temperaturii pentru răcitor având sursa de caldură de 130 W și turația ventilatorului 2000 rpm [17]

Pe baza formei canalului de răcire al procesorului existent, noul răcitor a fost conceput pentru a poziționa ventilatorul în centrul nervurilor radiatorului, combinat cu tuburi termice îndoite în formă de "Ω". Astfel aerul este aspirat printr-o parte și apoi refulat prin cealaltă parte a nervurilor. Rezultatele măsurătorilor experimentale au indicat faptul că rezistența termică totală a răcitorului propus a fost între 0,11 și 0,19 K/W în timp ce valorile nivelului de zgomot au fost între 21,5-36,3 dB. Temperatura de contact a încălzitorului folosit în loc de procesor a variat între 55-45,2 °C la o sarcină de 130 W (fig.3.12). Toate rezultatele indică faptul că noul sistem de răcire este superior celor convenționale, chiar dacă, suprafața nervurată, numărul de tuburi termice și dimensiunile răcitorului sunt foarte asemănătoare sau identice cu modelele convenționale. Noul design acoperă toate cerințele, și anume, îmbunătățirea capacității de răcire, dimensiuni limitate, preț scăzut și zgomot redus.

Totodată din rezultatele simulărilor, s-a constatat că dispunerea decalată a tuburilor termice a îmbunătățit transferul termic. În schimb, datorită procesului complex de fabricație, este dificil să se aplice o schimbare rapidă a formei răcitorului.

Whelan, Kempers și Robinson [18] au conceput și testat un nou sistem de răcire cu lichid cu scopul de a disipa un flux termic de 200 W pentru o suprafață de 8,24 cm², proporțional cu dimensiunile radiatorului integrat a unui procesor Intel Pentium 4 (fig.3.13). Scopul principal al proiectului a fost de a dezvolta componente hardware și termice care pot fi fabricate simplu și eficient. În acest scop s-au folosit radiatoarele de tip „waterblock” cu jeturi miniaturizate de lichid și un schimbător de căldură cu fascicul de tuburi, deoarece au putut fi fabricate folosind tehnici de injecție low-cost care ar putea reduce semnificativ costul total al sistemului, comparativ cu unitățile convenționale (fig.3.14). Sistemul a fost capabil de a disipa sarcina termică necesară cu o rezistență termică de 0,18 K/W și care necesită aproximativ 1,5 W putere de pompare. La puterea maximă diferența de temperatură procesor-aer a fost de 45° C, adecvată condițiilor specifice de proiectare. Au fost discutate de asemenea influențele puterii și debitului volumic de aer asupra performanțelor termice.

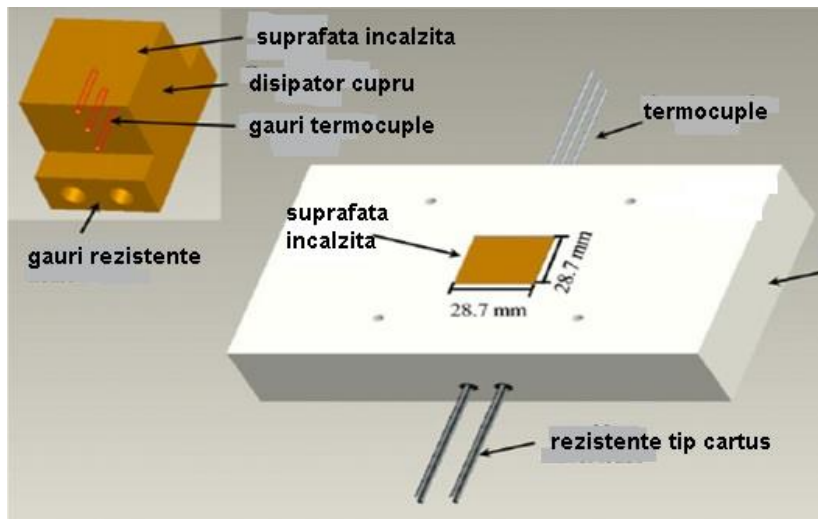


Figura 3.13. Ansamblul carcasei și a blocului de încălzire [18]

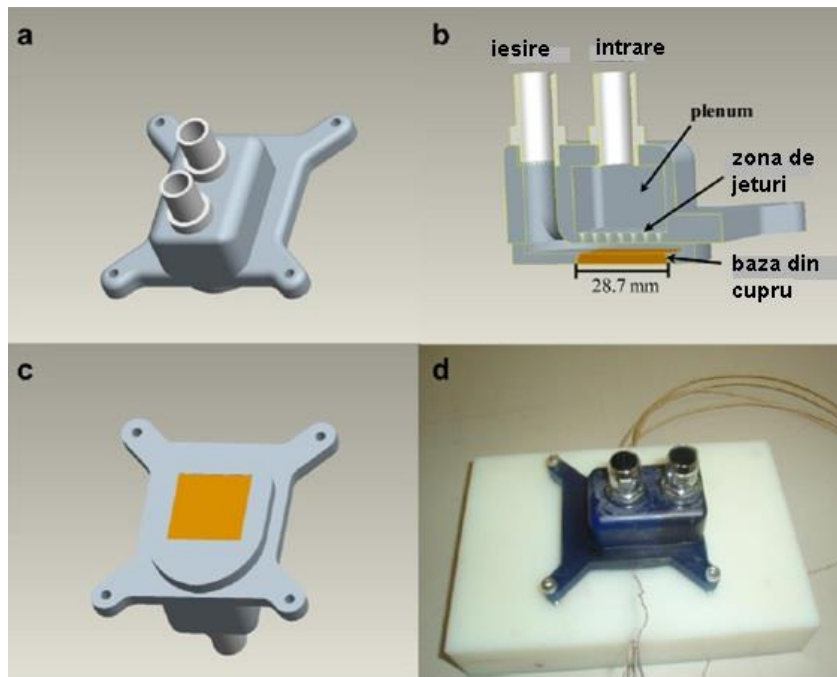


Figura 3.14. (a-c) Prezentarea schimbătorului de căldură (water-block) [18]

Răcitorul cu apă a fost conceput în așa fel încât să influențeze cât mai puțin arhitectura computerului, dar să disipeze căldura ocupând un volum cât mai mic. Sistemul de răcire cu lichid, propus în lucrare disipează cu succes cei 200 W cu o temperatură a procesorului de 65 °C și o temperatură a „waterblock-ului” de 53 °C. Rezistența termică totală a sistemului a scăzut de la $R = 0,25$ K/W iar pentru $Q = 50$ W la $R = 0,18$ K/W pentru $Q = 200$ W. O scădere similară a rezistenței termice a

sistemului s-a realizat prin creșterea debitului volumic de aer de la 2 l/min la 5,5 l/min.

În opinia autorilor cercetările viitoare se vor orienta spre rezistența termică a „waterblock-ului”. Prin aplicarea unui număr mai mare de orificii, cu diametru mai mic al jeturilor, ar trebui să fie posibilă reducerea în mod semnificativ a rezistenței termice și a căderii de presiune și prin urmare a sistemului în ansamblu.

Jeng și Teng [19] au studiat un sistem de răcire hibrid care combină avantajele unui sistem de răcire cu lichid și a unui sistem de refrigerare prin compresie de vapori pentru procesor (VCRS). Acest sistem de răcire hibrid folosește nanofluid Al_2O_3 -apă, agent frigorific pe bază de hidrocarburi și VCRS de răcire pentru procesor (fig.3.15). Pentru a simula căldura procesorului, la diferite nivele de putere, a fost utilizat un modul de încălzire (fig.3.16). Pentru a evalua performanța și fezabilitatea sistemului de răcire hibrid au fost măsurate temperatura superficială a modulului de încălzire și consumul de energie al modulului de pompare pentru diferiți parametri experimentali. Rezultatele experimentale arată că puterile maxime de răcire ale lichidului, ale sistemului de răcire cu vapori comprimați și ale sistemelor de răcire hibride sunt de 450 W, 270 W și, respectiv 540 W. Folosind nanofluidul Al_2O_3 -apă, în loc de apă distilată, în sistemul de răcire cu lichid, duce la o performanță mai bună de disipare a căldurii, la un consum mai mare de energie pentru pompa de apă, iar temperatura superficială a sistemului de încălzire este mai mică. De asemenea, sistemul de răcire hibrid poate fi folosit și în alte aplicații de disipare a căldurii, care implică componente supuse la căldură, pentru a crește performanța sistemului și pentru a prelungi durata de viață a aparatului sau a echipamentului.

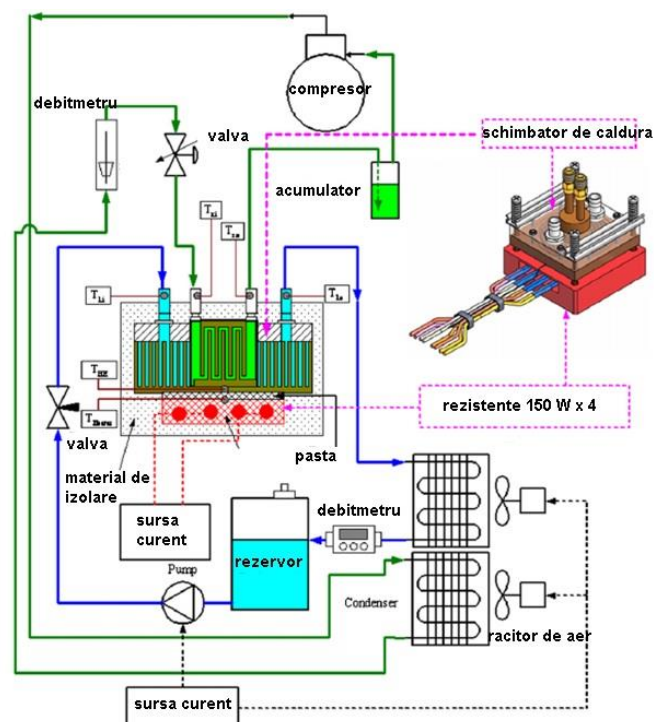


Figura 3.15. Schema instalatiei experimentale [19]

Cantitatea necesară de agent frigorific este de doar 54 g în sistem de refrigerare prin compresie de vapori, dar poate disipa o putere termică de $Q = 270$ W.

Delavari și Hashemabadi [20] au studiat prin simulare numerică cazul curgerii laminare și turbulente cu schimb de căldură, printr-un tub aplatizat al unui radiator de mașină (fig.3.17). Nanofluidelor au fost compuse din particule de Al_2O_3 având apă și glicol-etilenă ca fluid de bază. Performanțele schimbătorului de căldură cu nanofluid au fost comparate cu cele obținute pentru schimbătorul cu fluidele de bază. Pentru a calcula vâscozitatea nanofluidului și conductivitatea termică în funcție de concentrația volumică a nanoparticulelor au fost utilizate relații empirice. Pentru studiul numeric s-au luat în considerare cele două abordări, și anume: monofazică respectiv bifazică.

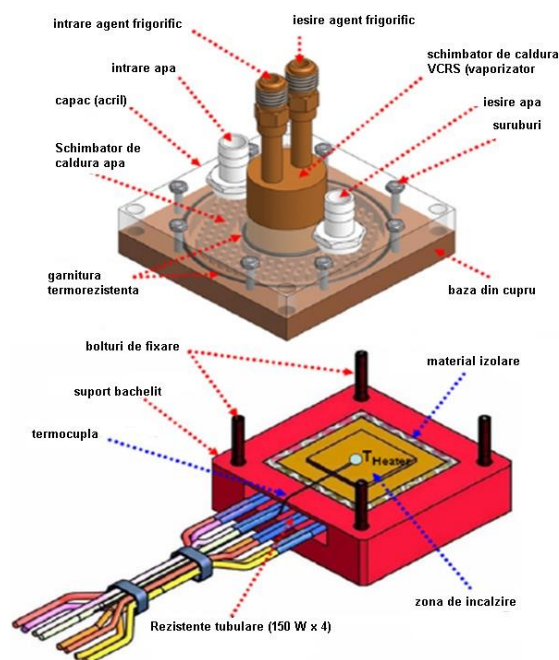


Figura 3.16. Schema structurală a schimbătorului de căldură hibrid și modulul de încălzire [19]

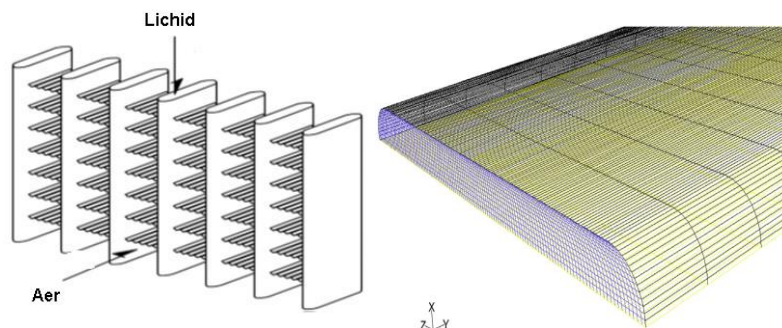


Figura 3.17. Schimbător de căldură [20]

Pentru diferite concentrații ale nanoparticulelor la același număr Reynolds au fost comparate datele experimentale pentru numărul Nusselt pentru nanofluid cu Nu ale fluidului de bază, apă cu etilen-glicol. S-a observat o mică diferență la coeficienții de frecare ai tubului între cele două tipuri de curgere: monofazică și bifazică. Pe de altă parte, numărul Nusselt a fost diferit pentru modelul bifazic față de modelul monofazic. Pentru același flux de căldură debitul volumic în cazul nanofluidelor scade și prin urmare este necesară o putere de pompare mai mică.

Naphon și Nakharintr [21] au studiat caracteristicile transferului de căldură dintre nanofluid și pinuri de formă dreptunghiulară în microschembătoarele de căldură. Radiatoarele, sunt fabricate din aluminiu cu lungimea, lățimea și grosimea bazei de 110, 60, 2 mm și cu trei înălțimi de canal diferite (fig.3.18). Nanofluidul este un amestec compus din apă deionizată și nanoparticule de TiO_2 .

Rezultatele obținute de microschembătorul de căldură cu nanofluid sunt comparate cu cele obținute prin răcire cu apă deionizată. S-a studiat influența temperaturii de intrare, a criteriului Re și a fluxului de căldură asupra performanțelor termice. Se constată că fluxul de căldură în cazul nanofluidelor este mai mare decât fluxul de căldură în cazul apei.

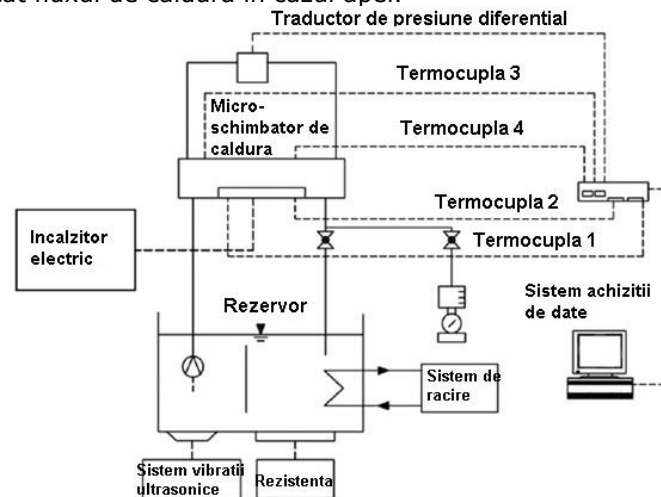


Figura 3.18. Schema standului experimental. [21]

Căderile de presiune în cazul nanofluidelor sunt aproximativ aceleași cu rezultatele obținute pentru apă deionizată.

Naphon și Nakharintr [22] au simulat numeric transferul de căldură turbulent și a caracteristicilor de curgere dintr-un schimbător de căldură, având nanofluid ca fluid de lucru. Micro-dispozitivul de răcire a fost realizat din cupru având următoarele dimensiuni ale canalelor: lungimea (100 mm), lățimea (60 mm) respectiv înălțimea nervurilor (1 mm) (fig.3.19). Experimentele sunt realizate folosind mai multe nanofluid cu valoarea numărului Reynolds cuprins între 80 - 200. În lucrare au fost folosite următoarele modele de simulare numerică pentru a descrie transferul de căldură și caracteristicile curgerii: modelul de turbulență $k - \epsilon$ cu două ecuații și abordare monofazică, modelul mixt bifazic și metoda volumului de fluid (VOF). Se constată diferențe rezonabile între rezultatele simulărilor și datele măsurate. Din rezultatele obținute s-a observat că modelele bifazice (mixt bifazic și VOF) sunt mai corespunzătoare decât modelul omogen (monofazic). De asemenea, rezultatele obținute pentru răcirea cu nanofluid au fost comparate cu cele obținute

pentru apa deionizată. Nanoparticulele suspendate au un efect semnificativ asupra îmbunătățirii transferului de căldură.

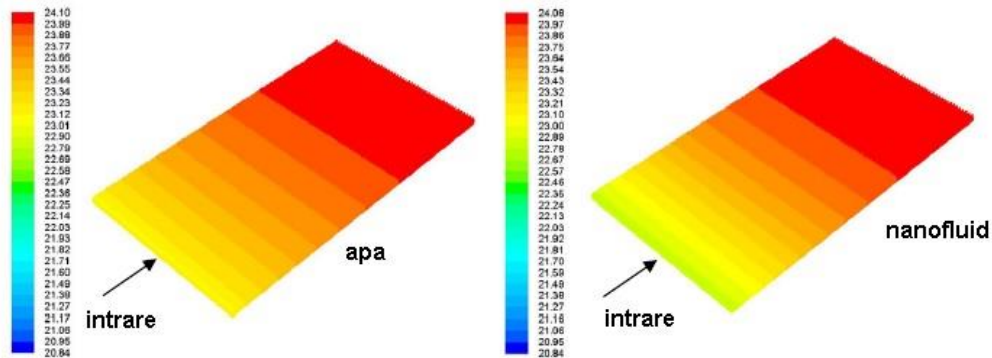


Figura 3.19. Variația de temperatură a micro-dispozitivului termic pentru apă și nanofluid [22]

Cu toate acestea, stabilitatea nanofluidelor și costul de producție sunt factori majori care împiedică comercializarea lor. Prin rezolvarea acestor probleme, este de așteptat ca nanofluidul să aibă un impact substanțial asupra fenomenelor de răcire în dispozitivele de schimb de căldură.

Kasaeian, Eshghi și Sameti [23] au făcut cercetări privind impactul negativ al activității umane asupra mediului înconjurător, cu o deosebită atenție asupra încălzirii globale. Pentru a limita schimbările climatice la nivel global, este necesară găsirea rapidă a unor surse de energie curate și sustenabile. Tehnologia utilizării energiei solare este considerată ca fiind o sursă ideală de energie neconvențională, care transformă în mod direct energia solară în energie termică și energie electrică, fără emisii de gaze cu efect de seră. În ambele domenii (generarea energiei termice și a energiei electrice) performanța de răcire, încălzirea și producerea de energie electrică este una dintre nevoile vitale. Nanotehnologia modernă poate produce particule metalice sau nemetalice de nano-dimensiuni având proprietăți mecanice, optice, electro-magnetice și termice deosebite. Studiile din acest domeniu indică faptul că folosirea nanofluidelor în sistemele solare oferă avantaje considerabile față de utilizarea fluidelor convenționale. Autorii au analizat utilizarea nanofluidelor pe diferite tipuri de captatoare solare, sisteme fotovoltaice și generatoare termoelectrice solare (fig.3.20). De asemenea, au fost analizate soluțiile pentru sisteme de stocare a energiei (SSE) având în vedere diversitatea modurilor de conversie a energiei. Din punct de vedere economic, nanotehnologiile au un cost de producție redus datorită temperaturii scăzute din timpul procesării.

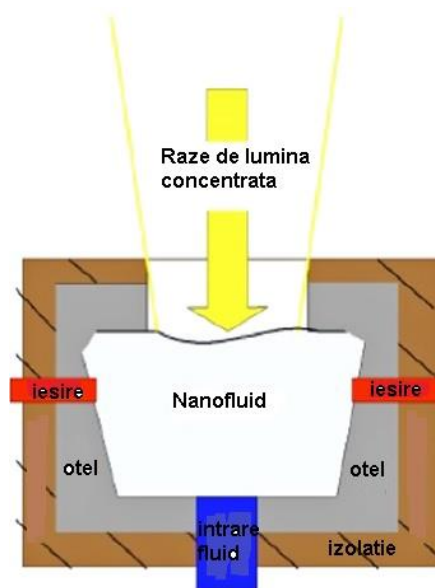


Figura 3.20. Proiect conceptual al colectorului concentrat cu nanofluid [23]

Din literatura de specialitate se constată faptul că îmbunătățirea conductivității termice a nanofluidului este cel mai important factor pentru creșterea eficienței sistemelor solare, dar creșterea diametrului nanoparticulelor nu ducе totdeauna la creșterea eficienței.

Rezultatele privind efectul diametrului nanoparticulelor asupra eficienței colectoarelor solare sunt contradictorii și necesită în continuare cercetări experimentale asupra importanței mărimii particulei. Prezența particulelor de nanofluid în colectoarele solare, reduce rezistența termică și diferența de temperatură dintre suprafața de transfer termic și fluidul de lucru, rezultând o eficiență mai mare. Deoarece, din punct de vedere electric, valoarea pH-ului nanofluidului variază între pozitiv și negativ, apare o coagulare mai mică a particulelor de nanofluid, și în consecință o conductivitate termică mai bună. Cercetările experimentale au evidențiat influența acestui mecanism asupra îmbunătățirii eficienței colectoarelor plane.

Utilizarea nanofluidului în captatoarele solare este benefică asupra mediului înconjurător dar și din punct de vedere economic, deoarece se reduc emisiile de CO₂ prin creșterea eficienței și prin procesul de fabricație al colectoarelor solare cu nanofluid. Cercetările au arătat că se poate realiza un venit anual de 3,5 milioane de dolari, folosind nano-fluid pentru o instalație solară cu o putere de 100 MW. În ceea ce privește rezultatele cercetărilor experimentale cu referire la utilizarea nanofluidelor în sistemele solare precum: celulele termoelectrice; sistemele colectoare de formă parabolică; câmpuri solare și sistemele termice fotovoltaice, sunt necesare mai multe date experimentale pentru a se putea determina performanțele nanofluidului.

Naphon și Wongwises [24] au investigat experimental caracteristicile termice ale unui microschimbător de caldură cu jeturi de lichid (fig.3.21; fig.3.22.). Experimentele au fost efectuate pe trei microschimbătoare de căldură în condiții reale de exploatare: cu și fără sarcină termică. Sistemul de răcire cu jeturi de lichid

aplicat la radiatorul cu pinuri dreptunghiulare este considerat o metodă activă respectiv pasivă de transfer de căldură. S-au luat în considerare parametri termici referitori la procesor. Se constată că temperaturile din CPU obținute prin sistemul de răcire cu jeturi de lichid sunt mai mici decât cele de la sistemul convențional de răcire cu lichid. Pe de altă parte, consumul de energie, crește.

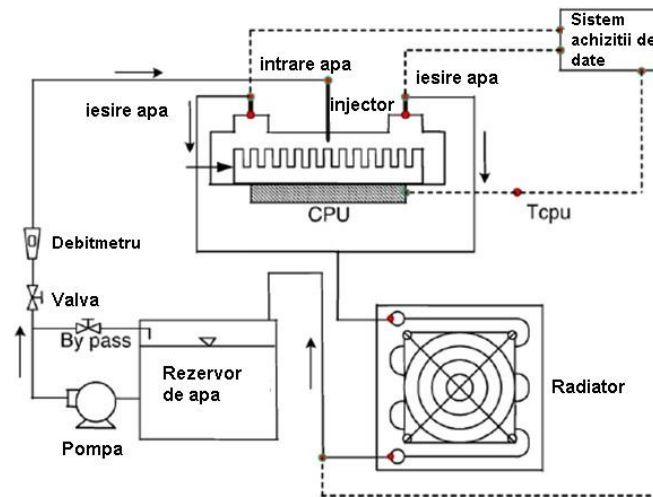


Figura 3.21. Schema aparatului experimental [24]

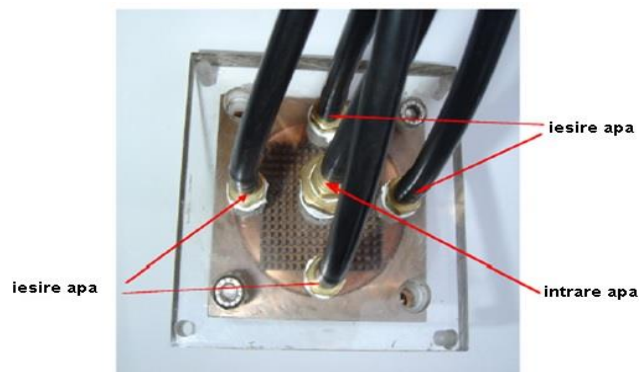


Figura 3.22. Schimbătorul de căldură răcit cu apă [24]

Nguyen, Roy, Gauthier și Galanis [25] au investigat experimental comportamentul și îmbunătățirea transferului de căldură a unui anumit nanofluid, amestec de nanoparticule de Al_2O_3 cu apă, care curge în interiorul unui sistem închis, fiind destinat răcirii microprocesoarelor sau a altor componente electronice (fig.3.23; fig.3.24.). Datele experimentale obținute pentru regimul de curgere turbulent, au arătat în mod clar că includerea nanoparticulelor în apa distilată a condus la o îmbunătățire considerabilă a coeficientului de transfer termic prin convecție. Pentru un anumit nanofluid, cu o concentrație de particule de 6,8 %, s-a constatat o creștere a coeficientului de transfer termic de 40% în comparație cu cea a fluidului de bază. S-a constatat, de asemenea, că o creștere a concentrației de particule a produs o scădere evidentă a temperaturii componentei încălzite.

Datele experimentale au arătat în mod clar că un nanofluid, cu diametrul particulei de 36 de nm oferă coeficienți mai mari de transfer de căldură decât cele de nanofluid cu diametrul particulei de 47 nm .



Figura 3.23. O vedere cu nervurile schimbătorului de căldură (water-block) [25]

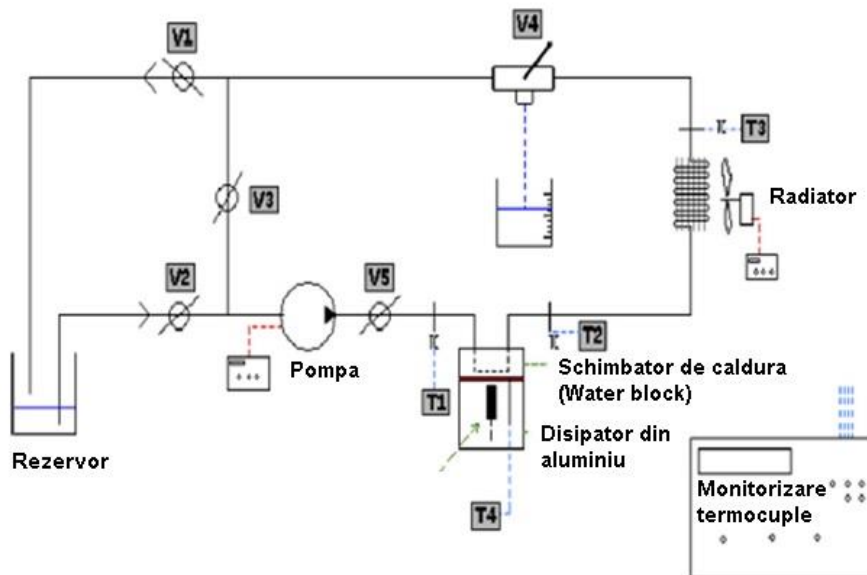


Figura 3.24. Schema sistemului experimental de răcire cu lichid [25]

Ho,Wei și Li [26] au făcut cercetări pentru a investiga răcirea prin convecție forțată a unui radiator cu microcanale din cupru, având ca lichid de răcire nanofluidul Al_2O_3 -apă. Radiatorul cu microcanale din cupru este compus din 25 de microcanale dreptunghiulare paralele, având lungimea de $L = 50$ mm, lățimea de $283 \mu\text{m}$ iar înălțimea de $800 \mu\text{m}$ (fig.3.25; fig.3.26). Performanțele hidraulice și termice ale nanofluidelor ca lichid de răcire în schimbătoarele de căldură au fost evidențiate prin coeficientul de frecare, puterea de pompare, coeficientul de transfer termic, rezistența termică și temperatura maximă a peretelui, criteriul Reynolds variind între 226 și 1676. A rezultat că răcirea cu nanofluid este mai bună decât răcirea tradițională cu apă, având o rezistență termică și o temperatură a peretelui mai mică și totodată o putere de pompare mai mare. S-a constatat o creștere

ușoară a factorului de frecare ca urmare a unei creșteri importante a vâscozității fluidului datorată prezenței nanoparticulelor în apă.

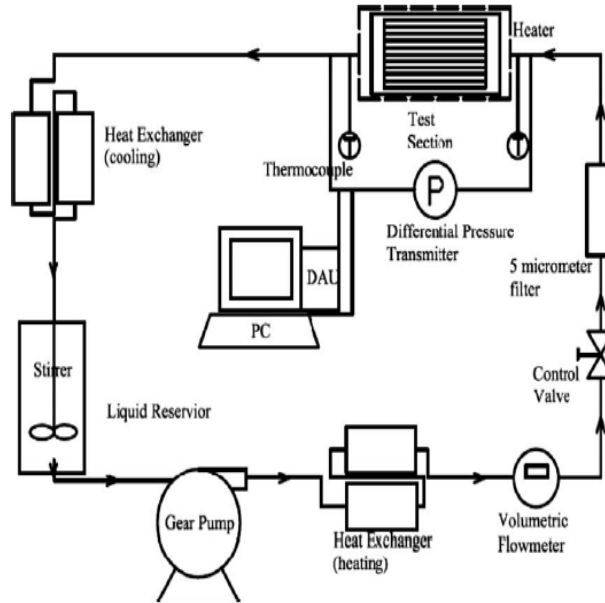


Figura 3.25. Schema instalației de testare experimentală [26]

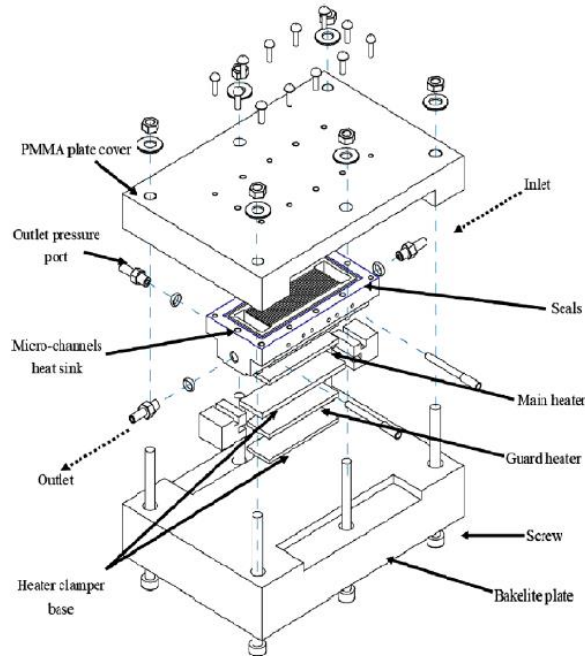


Figura 3.26. Configurația pentru modulul de testare. [26]

Totodată experimentul confirmă constatările prin care se poate observa ca factorul de frecare în microcanalul răcit cu nanofluid cu fracțiuni mici de nanoparticule tinde să crească în raport cu apa. Printr-o analiză atentă se constată că, căldura specifică a nanofluidului comparativ cu fluidul de bază scade, dar efectul benefic asupra eficientizării transferului termic îl are conductivitatea termică.

În consecință, pentru nanofluidul utilizat, diferența de căldură specifică evaluată pentru cele două formule adoptate, s-a dovedit a avea o influență importantă asupra rezultatelor experimentale, mai ales pentru coeficientul mediu de transfer de căldură. Încercările confirmă rezultatele din studiile anterioare și anume că factorul de frecare în microcanalul răcit crește odată cu creșterea concentrației de nanoparticule comparativ cu apa. De altfel, din compararea rezultatelor obținute prin utilizarea nanofluidelor se observă îmbunătățirea semnificativă a coeficientului mediu de transfer de căldură. Pentru debitul maxim testat al nanofluidului cu participarea volumică de 1 %, coeficientul de transfer termic crește cu aproximativ 70 % în comparație cu cel al apei, în timp ce rezistența termică în funcție de diferența de temperatura de intrare și temperatura maximă a peretelui poate fi redus cu aproximativ 25 %, respectiv la 0,029 K/W. Rezultatele experimentale obținute sunt, cu siguranță departe de a fi complete, în special privind variațiile parametrilor relevanți, cum ar fi concentrația volumică a nanoparticulelor. Autorii studiului susțin că este necesară rezolvarea decalajului din literatura de specialitate existentă, în ceea ce privește proprietățile termofizice ale nanofluidului de răcire, eficacitatea nanofluidului precum și, pentru a aborda alte probleme, cum ar fi aglomerare, grupare, depunere de nanoparticule, înfundarea intrării în microcanal precum și stabilitatea suspensiei pe termen lung a nanoparticulelor în fluidului de bază. Toate aceste aspecte sunt vitale pentru punerea în practică a răcirii cu nanofluid a unui radiator cu microcanale.

Rafati, Hamidi și Niaser [27] au cercetat folosirea nanofluidelor în sisteme de răcire sub forma unor suspensii stabile de nanofibre și particule în fluidul de bază (fig.3.27). Investigațiile demonstrează faptul că, comportamentul termic al acestor fluide, cum ar fi conductivitatea termică și coeficienții de convecție, sunt superioare celor ale lichidului pur sau a suspensiei de fluid care conține doar particule de dimensiuni mai mari. Scopul principal al acestei cercetări a fost utilizarea proprietăților termice îmbunătățite a nanofluidelor pentru răcirea microcipurilor de calculator. Fluidul de bază utilizat, este compus din diferite compoziții ale unui amestec de apă deionizată și etilen glicol. Au fost utilizate trei tipuri de nanoparticule, și anume din siliciu, alumina și oxid de titan, fiecare cu trei concentrații volumice diferite în fluidul de bază. A fost de asemenea studiat efectul debitului de nanofluid, în procesul de răcire.

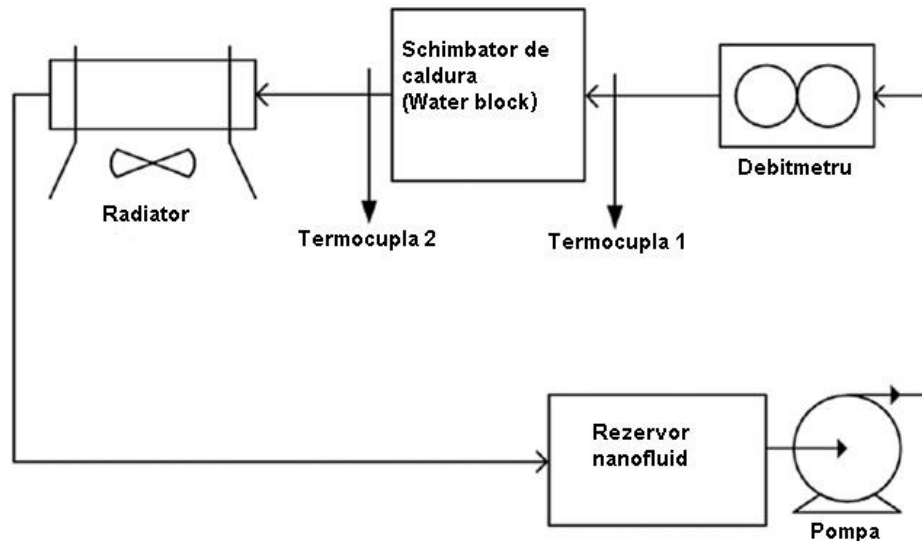


Figura 3.27. Schema instalației experimentale [27]

Conform așteptărilor, s-a observat că o creștere a debitului de nanofluid a dus la scăderea temperaturii procesorului. Cea mai mare scădere a fost observată pentru nanofluidul din alumina, care a scăzut temperatura procesorului de la 49,4 °C la 43,9 °C pentru 1,0 % concentrație volumică a nanoparticulelor și debitul volumic de 1,0 l/min, în comparație cu fluidul de bază pur la același debit volumic. Rezultatele sugerează faptul că ar trebui să existe un echilibru între concentrația volumică a nanoparticulelor și debitul volumic pentru a se crea economie la consumul de energie al sistemului de răcire.

Pentru a alege nanofluidul potrivit pentru sistemele de răcire ale calculatoarelor, se iau în considerare următorii parametri [27]:

- performanța termică mai bună comparativ cu fluidul de bază, cum ar fi apa și etilenglicol;
- lipsa impactului chimic sau coroziv asupra sistemului de răcire;
- stabilitatea suspensiei;
- aspecte economice asupra performanțelor de răcire.

Se poate preconiza că o mai bună performanță a transferului de căldură poate fi obținută folosind nanotuburi de carbon în fluidul de bază, dar nu trebuie neglijat costul nanoparticulelor și economicitatea sistemului de răcire.

Prin urmare, exploatarea nanofluidelor poate fi efectuată numai în cazul în care costul final al sistemului de răcire cu nanofluid este în limite rezonabile. Stabilitatea nanofluidului este un alt aspect important privind utilizarea acestora ca agenți de răcire.

Criteriile de selecție ale nanoparticulelor pentru sistemele de răcire sunt următoarele [27]:

- stabilitate ridicată în fluidul de bază și tendința scăzută de aglomerare și depunere;
- performanțe termice ridicate în suspensie chiar și la concentrații scăzute;
- disponibilitatea și prețul rezonabil;
- non-toxic și ecologic.

Rea, McKrell, Hu și Buongiorno [28] au cercetat transferul de căldură laminar prin convecție și pierderile de presiune, pentru nanofluid pe bază de alumină-apă și zirconiu-apă într-un circuit cu un tub încălzit (fig.3.28). Coeficienții de convecție din zona de intrare și din zona complet dezvoltată au fost mai mari cu 17 % respectiv 27 % pentru nanofluidul alumină-apă cu concentrație volumică de 6 % în raport cu apa pură. Coeficientul de convecție al nanofluidului zirconiu-apă crește cu aproximativ 2 % în regiunea de intrare și cu 3 % în regiunea complet dezvoltată la concentrația volumică de 1,32 %. Pierdere de presiune măsurată pentru nanofluid este, în general, mult mai mare decât pentru apa pură. Oricum, atât coeficientul de convecție al nanofluidului, cât și pierdere de presiune sunt în concordanță cu teoriile convenționale (clasice) ale transferului de căldură laminar.

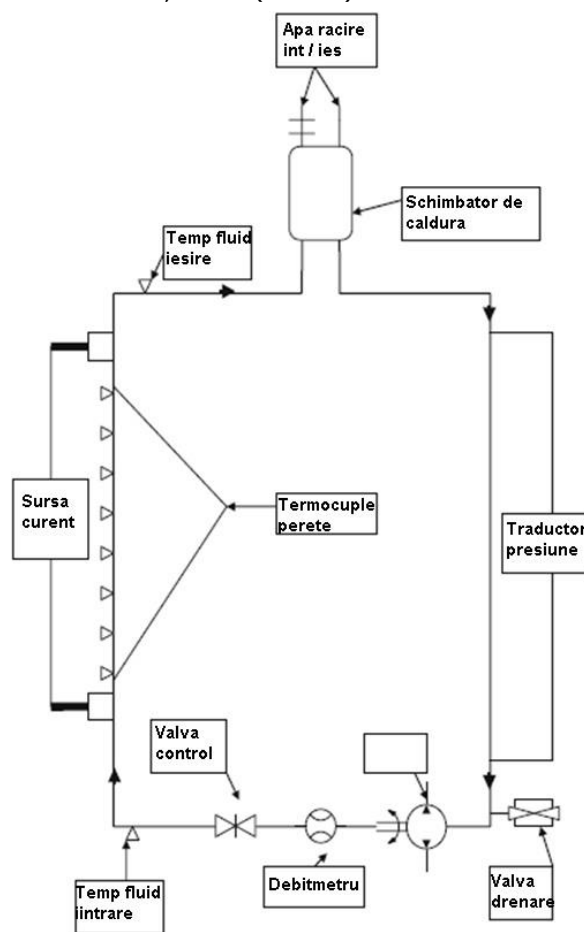


Figura 3.28. Schema standului experimental [28]

Mai mult, rezultatele arată că nanofluidul se comportă corespunzător cu amestecurile omogene. Ca atare, creșterea coeficientului de convecție se datorează proprietăților termofizice diferite ale nanofluidelor în raport cu apa. Concluzii similare se aplică și în cazul pierderii de presiune, care este mai mare decât cea a apei, dar variază linear cu vâscozitatea fluidului, conform relației cunoscute pentru pierdere de presiune în cazul curgerii laminare.

Koo și Kleinstreuer [29] au analizat numeric transferul de căldură la curgerea laminară a nanofluidului în microcanale (fig.3.29). Au fost luate în considerare două tipuri de nanoparticule din oxid de cupru, cu concentrații volumice reduse în apă sau etilen glicol. Folosind noi modele pentru calculul conductivității termice efective și vâscozității dinamice a nanofluidelor, s-a analizat influența concentrațiilor nanoparticulelor asupra gradientului de presiune, profilurilor de temperatură și numerelor Nusselt, în funcție de geometria secțiunii de curgere, de disiparea vâscoasă și de diferențele de temperatură.

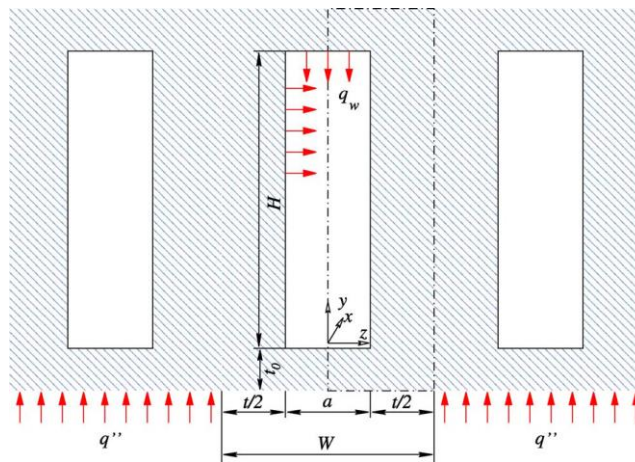


Figura 3.29. Geometria canalelor de curgere [29]

S-a arătat că numărul Prandtl ridicat, crește semnificativ coeficientul de convecție a micros schimbătorului de căldură prin adăugarea de nanoparticule, precum particulele CuO cu diametru mediu $d_p = 20$ nm și concentrații volumice scăzute $1 \leq \phi \leq 4\%$.

În urma analizei numerice realizate pentru microdispozitivul termic, se fac următoarele recomandări pentru a maximiza impactul pozitiv al nanoparticulelor:

- folosirea fluidelor de bază cu valoare ridicată a criteriului Prandtl precum etilenglicol sau uleiuri.
- nanoparticulele cu conductivitate termică ridicată.
- canale de curgere cu secțiuni de curgere înguste.

Pentru a minimiza problemele de interacțiune particulă-particulă și particulă-perete, se recomandă:

- particule cu o constantă dielectrică foarte apropiată de cea a fluidului de bază;
- un material al peretelui în așa fel încât forțele de atracție particulă-perete să fie minime;
- tratarea peretelui și particulelor pentru a crește bariera energetică dintre ele.

Lee și Mudawar [30] au efectuat experimente asupra răcirii microcanalelor cu ajutorul nanofluidelor pe bază de apă conținând mici concentrații de Al_2O_3 (fig.3.30). Îmbunătățirea coeficientului de convecție monofazic, în special pentru curgere laminară este datorată conductivității termice ridicate a nanoparticulelor. S-au determinat coeficienți de convecție mai ridicați mai ales în regiunea de intrare a microcanalelor. Creșterea a fost mai scăzută în regiunea complet dezvoltată, ceea ce arată că nanoparticulele au un efect considerabil asupra dezvoltării stratului limită

termic. Concentrații mai mari au produs de asemenea și o influență mai ridicată asupra fluxului termic dispersat. În ciuda acestei creșteri, eficiența de răcire cu ajutorul nanoparticulelor a fost redusă datorită creșterii temperaturii axiale, asociată cu căldura specifică scăzută a nanofluidului comparativ cu fluidul de bază. La răcirea bifazică s-au înregistrat deficiențe majore prin depozitarea particulelor lângă secțiunea de ieșire, datorită vaporizării locale în apropierea punctului de fierbere. Acestea și alte dezavantaje practice pun sub semnul întrebării folosirea nanofluidelor în microschimbătoarele termice.

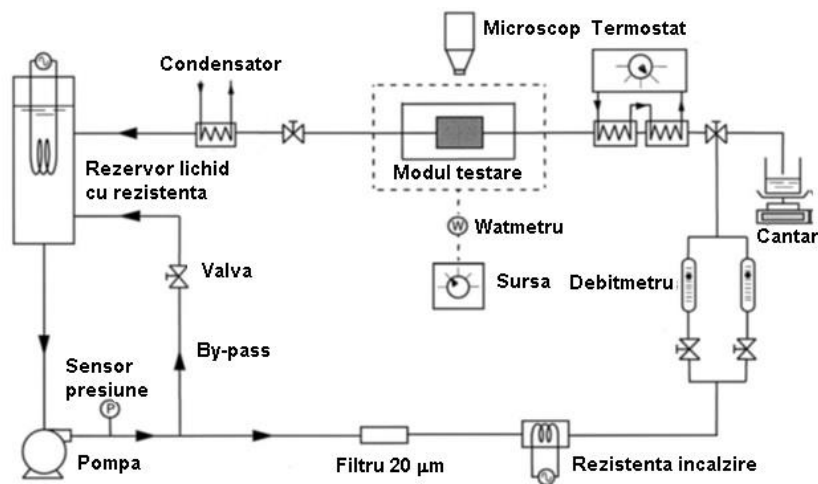


Figura 3.30. Schema standului experimental [30]

Wen și Ding [31] prezintă un experiment asupra transferului de căldură prin convecție a nanofluidelor, acestea fiind compuse din nanoparticule Al_2O_3 și apă deionizată, având regimul de curgere laminar printr-un tub de cupru (fig.3.31). Rezultatele obținute au arătat o creștere considerabilă a coeficientului de convecție cu ajutorul nanofluidelor. Îmbunătățirea a fost deosebit de importantă în regiunea de intrare, și a fost mult mai mare decât cea datorată exclusiv îmbunătățirii conducerii termice. Principalele motive ar fi amestecul nanoparticulelor și perturbarea din stratul limită.

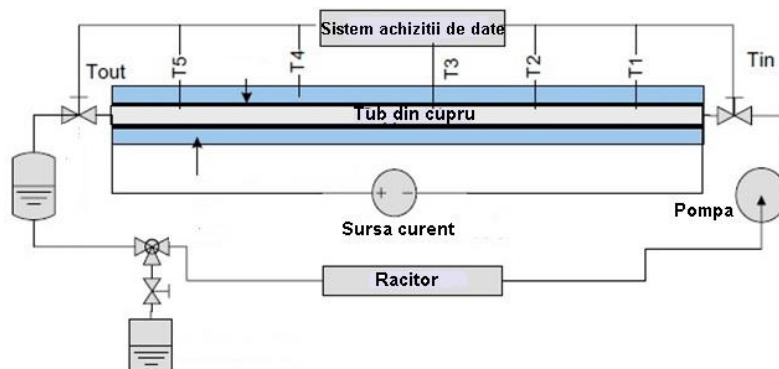


Figura 3.31. Schema standului experimental cu tub de cupru [31]

În urma experimentelor s-au obținut următoarele concluzii:

- utilizarea nanoparticulelor Al_2O_3 ca fază dispersată în apă poate îmbunătăți în mod semnificativ transferul de căldură prin convecție în regimul laminar, iar îmbunătățirea crește odată cu creșterea numărului Reynolds, precum și cu concentrația particulelor;
- îmbunătățirea este deosebit de importantă în regiunea de intrare, și scade în direcția axială;
- îmbunătățirea transferului de căldură prin convecție nu poate fi atribuită exclusiv creșterii conductivității termice efective. Migrarea particulelor poate fi un motiv pentru o îmbunătățire a transferului termic, dar ea duce la o distribuție neuniformă a conductivității termice și a vâscozității precum și a grosimii stratului limită termic.

Rimbault, Nguyen și Galanis [32] au prezentat în lucrare o cercetare experimentală asupra câmpurilor hidraulice și termice pentru un nanofluid având apă ca fluid de bază, cu nanoparticule de CuO cu diametrul particulelor de 29 nm și concentrațiilor volumice de 0,24 %, 1,03 % și 4,5%, atât în regim laminar cât și turbulent, în interiorul microcanalelor dreptunghiulare ale unui radiator (fig.3.32). Încercările au fost efectuate pentru criteriu Reynolds cu valori între $\sim 5000 - 25000$. Pentru un debit de fluid impus, rezultatele experimentale indică o creștere a căderii de presiune și a coeficientului de frecare în raport cu apa. Astfel, creșterea a fost de 70 %, 25 %, și 30 %, pentru concentrațiile volumice ale particulelor de 4,5 %, 1,03 % respectiv 0,24 %. Cu toate că trecerea de la regimul laminar la turbulent a fost observată la aproximativ același număr Reynolds critic $Re_c \sim 1000$ pentru apă și nanofluidurile testate, această valoare de Re_c este în mod clar mai mică decât cea corespunzătoare unui microcanal cu suprafața netedă. Rezultatele arată o îmbunătățire mică a convecției termice în raport cu apa pentru nanofluidurile cu concentrațiile volumice a particulelor mici, 0,24% și 1,03%. În schimb pentru concentrația de 4,5 % s-a constatat o scădere accentuată a coeficientului de convecție. În general, performanța energetică globală a nanofluidului, definită prin raportul dintre puterea termică transferată și puterea de pompare, rămâne mai mică decât cea a apei pentru un anumit număr Reynolds. Acest raport scade cu mărirea concentrației volumice a particulelor.

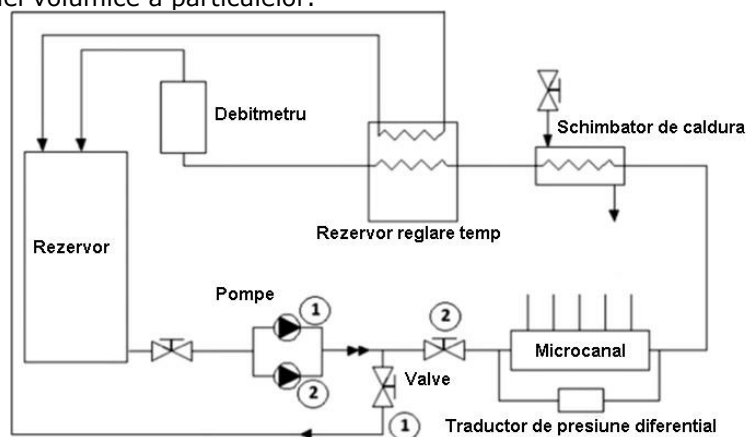


Figura 3.32. Schema standului experimental pentru radiator cu microcanale dreptunghiulare [32]

În concluzie, în condițiile testate pentru schimbătoarele cu microcanale, utilizarea nanofluidului apă - C_{60} nu a oferit o îmbunătățire semnificativă a transferului de căldură convectiv față de cel al apei.

Hussein, Bakar, Kadirgama și Sharma [33] au prezentat o cercetare experimentală privind îmbunătățirea transferului de căldură într-un radiator auto utilizându-se nanofluidul cu nanoparticule de TiO_2 și SiO_2 dispersate în apă (fig.3.33). Numărul Reynolds are valori cuprinse între 250 – 1750 iar concentrația nanoparticulelor este cuprinsă între 1,0 – 2,5%. Au fost observate îmbunătățiri ale transferului termic prin convecție atât pentru nanofluidul pe bază de TiO_2 cât și pentru nanofluidul cu SiO_2 . Coeficientul de frecare are creștere nesemnificativă în cazul nanofluidelor cu TiO_2 - apă și SiO_2 - apă. S-a observat o îmbunătățire a transferului termic odată cu creșterea concentrației volumice a nanoparticulelor. S-a înregistrat un număr Nusselt mai ridicat, acesta având valoarea de 16,4 pentru TiO_2 și respectiv 17,85 pentru SiO_2 . Adică, nanoparticulele de SiO_2 au valori mai mari ale numărului Nusselt decât nanoparticulele de TiO_2 în apă. Rezultatele experimentale confirmă faptul că, numărul Nusselt al nanofluidelor depinde foarte mult de concentrația volumică și de debitul volumic. De asemenea, a fost evaluată și eficiența schimbătoarelor de căldură în funcție de concentrația nanoparticulelor dispersate în apă. S-a înregistrat o îmbunătățire a eficienței cuprinsă între 20 și 30 % și între 24 și 29,5 % pentru nanofluidul de TiO_2 -apă respectiv SiO_2 -apă. Energia termică dispersată din sistemul de răcire va face ca motorul să aibă o eficiență și o performanță mai ridicată. Prin urmare se oferă posibilitatea de a dezvolta schimbătoare de căldură și radiatoare auto extrem de compacte.

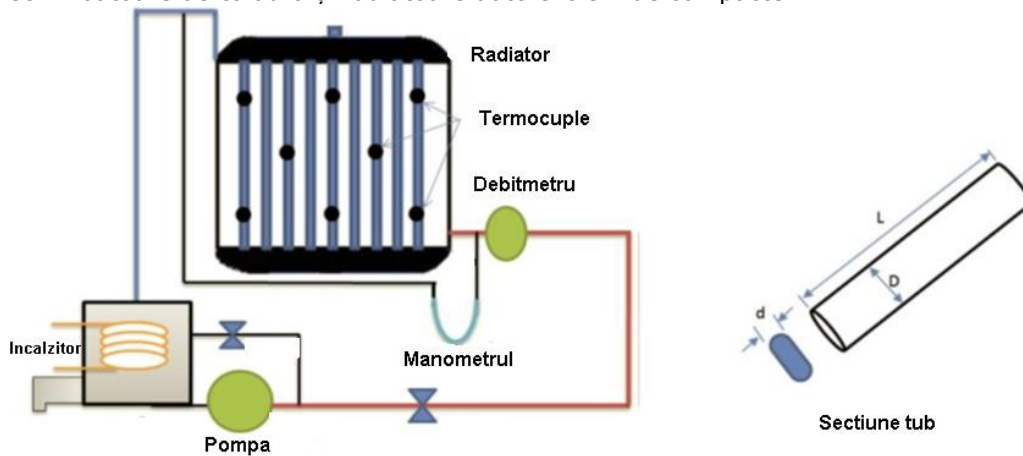


Figura 3.33. Schema standului cu radiator auto [33]

În domeniul optimizării performanțelor schimbătoarelor de căldură cu microcanale, s-a raportat un număr foarte mare de articole, atât în cazul dispozitivelor cu un singur strat, cât și în cazul celor cu două sau mai multe straturi, Xu și alții. [34] au prezentat rezultatele simulărilor numerice tridimensionale ale transferului de căldură conjugat în schimbătoare de căldură cu microcanale convenționale și cele întrerupte. S-a observat că transferul de căldură a fost mai bun, în cazul schimbătorului de căldură cu microcanale întrerupte, comparativ cu cele convenționale.

Liu și alții [35] a prezentat modelul îmbunătățit al rețelei de canale ramificate, folosite pentru a răci chip-urile electronice dreptunghiulare. S-a

descoperit că nivelul optim de ramificații este 7, indiferent de debitul masic, căderea de presiune sau puterea de pompare. Odată ce zona suprafeței de răcire este fixată, raportul optim dintre lungime și lățime este 1,87.

Hung și Yan [36] au prezentat rezultate referitoare la optimizarea numerică a schimbătorului de căldură cu micro-canale cu un design conic al canalelor. S-a constatat că schimbătorul cu micro-canale conice are o rezistență termică mai redusă cu 37,6% decât configurația clasică, cu canale paralele.

Ma și alții [37] au prezentat o soluție de răcire a componentelor cu flux de căldură ridicat bazată pe un schimbător de căldură cu micro-canale. S-a constatat că temperatura poate fi păstrată în limite de siguranță cu un debit masic de apă rezonabil.

Raisi și alții [38] au raportat un studiu numeric asupra performanțelor termice a unui micro-canal, răcit cu apă și nanofluid Cu-apă, luând în considerare diverse tipuri de condiții la limită, atât termice cât și fluidodinamice.

Boteler și alții [39] au realizat o analiză fundamentală a schimbătorului de căldură cu canale multiple. S-a concluzionat că, coeficientul de convecție a crescut cu 50%.

Cercetarea numerică și experimentală asupra schimbătorului de căldură cu micro-canale pentru scopuri de răcire cu lichide a fost raportată și de Chiu și alții [40], în vreme ce noul concept hibrid de răcire cu jet perpendicular în micro-canale a fost propus de către Sung și Mudawar [41]. În aceeași ordine de idei Chang și Dhir [42] au analizat transferul termic în curgerea turbionară indusă de injecția tangențială a fluidului.

Conceptul de schimbător de căldură cu micro-canale tangențiale a fost propus de Lelea [43,44], pentru jet singular în secțiunea de intrare, și tot Lelea [45] a propus o configurație a dispozitivului de răcire cu jeturi multiple la intrare.

Tabrizi și Seyf [46] au analizat numeric curgerea nanofluidului Al_2O_3 -apă și transferul de căldură în schimbătorul de căldură cu micro-canale tangențiale cu o singură intrare a nanofluidului. S-a realizat că nanofluidul poate diminua generarea entropiei datorită transferului termic.

Hung și alții [47] au realizat o analiză numerică privind intensificarea transferului de căldură în schimbătorul de căldură cu micro-canale prin folosirea diverselor tipuri de nanofluide, luând în considerare diferite concentrații volumice sau materialul substratului bazată pe o putere de pompare fixă. Trebuie menționat că relația pentru vâscozitatea dinamică este bazată doar pe concentrație volumică, fără a lua în considerare diametrul particulei. S-a descoperit că cele mai bune performanțe termice au fost observate în cazul nanofluidului Al_2O_3 -apă.

Cercetarea experimentală asupra transferului de căldură al nanofluidului de Al_2O_3 -propanol a fost efectuată de către Sommers și Yerkes [48]. Intensificarea coeficientului de convecție a fost observată pentru $Re_D < 3000$ cu o creștere a căderii de presiune de la 400 % la 600 % pentru nanofluidul cu o concentrație de 1 % a Al_2O_3 -propanol.

Nayak și alții [49] au prezentat o cercetare experimentală privind răcirea suprafețelor calde răcite cu jeturi de nanofluide Al_2O_3 -apă respectiv TiO_2 -apă. Rezultatele au scos în evidență faptul că transferul de căldură este mai intens în cazul folosirii nanofluidelor. Mai mult, fluxul de căldură crește odată cu creșterea concentrației nanoparticulelor după care înregistrează o scădere.

Transferul de căldură a nanofluidelor de Al_2O_3 -apă în zona de intrare din spațiul inelar a fost studiată de către Izadi și alții [50] printr-o abordare monofazică adoptată pentru modelarea numerică. S-a concluzionat că influența concentrației de nanoparticule asupra temperaturii masice medii a nanofluidului, este semnificativă.

Cercetarea experimentală asupra transferului de căldură a nanofluidului Al_2O_3 -apă prin tuburi a fost realizată de către Wen și Ding [51], respectiv Anoop și alții [52]. Rezultatele au evidențiat o creștere considerabilă a transferului de căldură convectiv prin folosirea nanofluidelor, mai pronunțată în zona de intrare.

Salaman și alții [53] și Abbassi și Aghanajafi [54] au analizat numeric intensificarea transferului de căldură, în cazul curgerii nanofluidelor prin radiatoare cu micro-tuburi respectiv micro-canale.

O analiză comparativă a diferitelor modele monofazice sau bifazice, folosite pentru a simula curgerea nanofluidelor și transferul de căldură, a fost realizată de Akbari și alții [55]. S-a ajuns la o concluzie că modelul monofazic are o mai bună predicție a rezultatelor termice decât cel bifazic, atunci când sunt folosite relațiile corespunzătoare pentru proprietățile termice efective.

Mai mult, influența proprietăților termice asupra performanțelor schimbătoarelor de căldură cu micro-tuburi a fost investigată de Sohel și alții [56] în vreme ce analiza termică a schimbătoarelor de căldură cu micro-canale cu diverse tipuri de nanofluid, a fost raportată de Ebrahimi și alții [57] și de către Farsad și alții [58].

Minea [59] a investigat numeric curgerea turbulentă și transferul de căldură al nanofluidului de Al_2O_3 -apă prin tuburile drepte. Coeficienții de convecție au fost evaluați în funcție de lungimea tubului și a concentrației volumice a nanofluidului.

Huminic și Huminic [60] au analizat numeric fenomene de curgere și transfer de căldură dintr-un schimbător de căldură cu țevi elicoidale coaxiale. Totodată se arată că îmbunătățirea randamentului schimbătorului de căldură este de 91 % pentru nanofluidul CuO -apă cu 2% concentrație volumică și 88 % pentru nanofluidul TiO_2 -apă cu 2 % concentrație volumică.

Sidik și alții [61] au prezentat stadiul actual privind modelele de simulare referitoare la curgerea și transferul termic al nanofluidelor. De asemenea au fost abordate atât metodele monofazice cât și cele bifazice.

Ghasemi și alții [62] au analizat fenomenul de convecție liberă într-un spațiu închis înclinat, umplut cu nanofluid de CuO -apă. Rezultatele obținute indică faptul că adăugarea de nanoparticule în apă îmbunătățește performanțele termice.

Relațiile pentru conductivitatea efectivă dependentă de temperatură a nanofluidelor, au fost dezvoltate de către Mintsa și alții [63] și Chon și alții [64].

Un nou model pentru evaluarea vâscozității efective a nanofluidelor, a fost dezvoltat de Masuomi și alții [65]. Un set de date obținute experimental pentru vâscozitatea efectivă dependentă de dimensiunea particulei a fost prezentat de Nguyen și alții [66]. Zhoua și alții [67] au realizat măsurători referitor la căldura specifică a nanofluidului Al_2O_3 / apă.

O analiză de ansamblu asupra intensificării transferului termic prin folosirea nanofluidelor, a fost prezentată de Adham și alții [68], în vreme ce stadiul actual asupra influenței participării volumice și a temperaturii asupra proprietăților termofizice ale nanofluidelor este prezentat de Vajjha și Das [69].

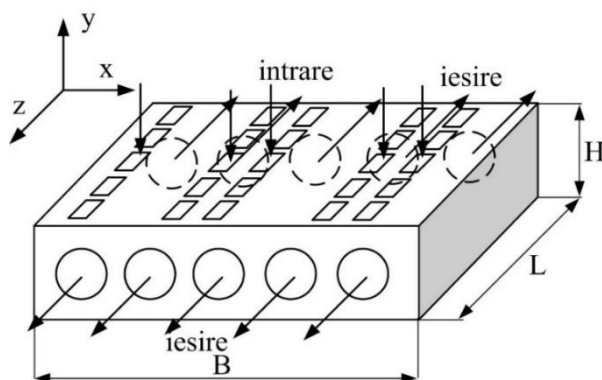
4. Performanțele termice și fluido-dinamice ale microdispozitivului de răcire cu jeturi tangențiale multiple și nanofluid

În urma cercetărilor efectuate asupra micro-schimbătoarelor de căldură tangențiale precum și analizelor referitoare la performanțele schimbătoarelor de căldură cu micro-canale în cazul folosirii nanofluidelor, s-a definit un concept inovativ sub forma microschiimbătorului de căldură cu intrări tangențiale multiple ale nanofluidului [76]. Nanofluidul Al_2O_3 - apă este folosit cu diametrele particulelor de $d_p = 13, 28, 36$ și 47 nm și concentrații volumice de $\phi = 1\%, 3\%, 5\%$. Rezultatele obținute pentru nanofluid sunt comparate cu rezultatele obținute pentru apă la o putere de pompare, criteriul *Reynolds* sau debite masice constante. Trebuie menționat că relațiile pentru conductivitatea termică efectivă și vâscozitatea dinamică iau în considerare atât participarea volumică, cât și diametrul nanoparticulei.

4.1 Descrierea problemelor și detalii numerice

4.1.1. Prezentarea conceptului de răcire

În figura 4.1. se prezintă schimbătorul de căldură cu micro-tuburi cu multiple intrări tangențiale. Se poate observa că alimentarea schimbătorului de căldură cu micro-tuburi se realizează prin multiplele secțiuni de intrare poziționate pe partea superioară a micro-schimbătorului de căldură (fig. 4.1a), în vreme ce secțiunea transversală a unui singur micro-tub cu canale de intrare este prezentată în fig. 4.1b.

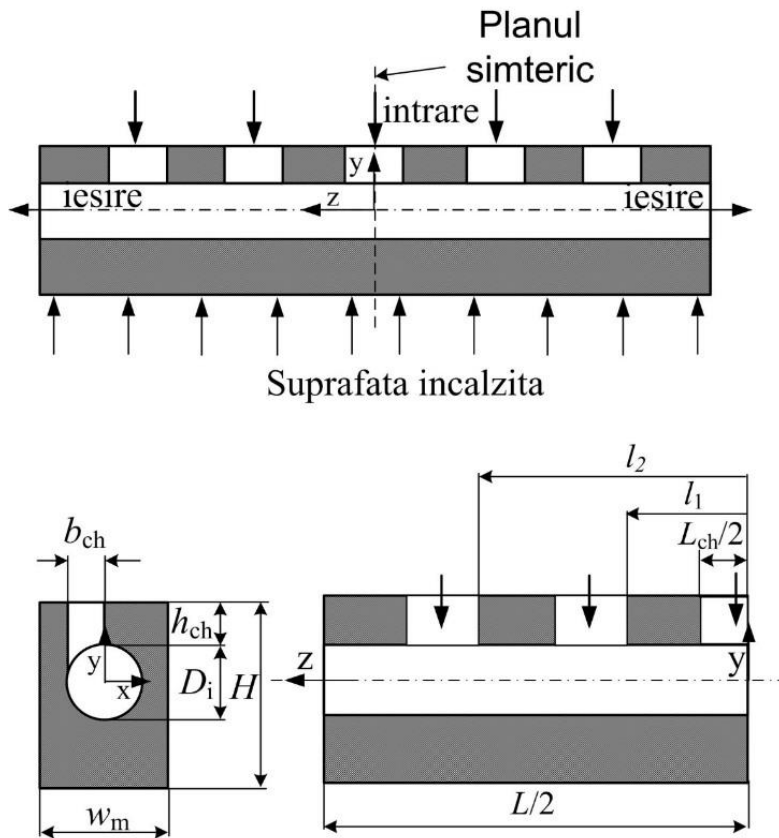


a) Microdispozitivul de răcire

Figura 4.1a Răcitorul cu micro-tuburi cu multiple jeturi tangențiale [76]

Tabelul 4.1. Geometria, condițiile termice și hidrodinamice ale radiatorului cu micro-tuburi

B, cm	$H, \mu m$	L, cm	$b_{ch}, \mu m$	L_{ch}, mm
1	1500	1	450	1
$w_m, \mu m$	$D_i, \mu m$	l_1, mm	l_2, mm	N_t
1050	900	1.5	3.25	9



b) Geometria microtubului

Figura 4.1b Secțiunea caracteristică a unui singur microtub

În tabelul 4.1. sunt prezentate geometria, condiții de curgere și cele termice ale micro-dispozitivului termic. Se poate observa că micro-tubul este simetric atât din punct de vedere termic cât și hidrodinamic în raport cu secțiunea poziționată la jumătatea lungimii a micro-tubului. Prin urmare, doar secțiunea din stânga a micro-tubului a fost luată în considerare.

Din lucrarea prezentată de Lelea și alții , rezultă că teoriile convenționale se aplică în cazul micro-tuburilor cu diametrul de până la 100 μm . Așadar, setul de ecuații *Navier-Stokes* poate fi folosit pentru a analiza fenomenele descrise mai sus, după cum urmează:

Conservarea masei:

$$\frac{\partial(\rho_{eff} \cdot u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

Conservarea momentului:

$$\frac{\partial(u_i \cdot \rho_{eff} \cdot u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.2)$$

Conservarea energiei:

$$\frac{\partial(\rho_{eff} \cdot c_{p_{eff}} \cdot u_i \cdot T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (4.3)$$

Pentru schimbătoare de căldură cu micro-tuburi prezentate în acest raport, sunt stabilite următoarele condiții la limită:

- Regimul de curgere este staționar, incompresibil și laminar;
- Proprietățile termo-fizice ale apei și nanofluidului au fost considerate dependente de temperatură, cu următoarele ecuații:

Proprietățile termo-fizice ale apei:

Vâscozitatea dinamică :

$$\mu(t) = 2.641201810 \cdot 10^{-4} + 0.0014009 e^{-\frac{t}{31.0578605}} \quad (4.4)$$

Densitatea :

$$\rho(t) = 10000 \cdot \left(1 - \frac{t + 288.9414}{5089292 \cdot (t + 68.12963) \cdot (t - 3.9863)^2} \right) \quad (4.5)$$

Conductivitatea termică :

$$k(t) = -0.58166 + 6.355 \cdot 10^{-3} \cdot T - 7.964 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \quad (4.6)$$

Căldura specifică ;

$$c_p(t) = 89589 - 40535 \cdot T + 0.11243 T^2 - 1.014 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 \quad (4.7)$$

Proprietățile termo-fizice ale nanofluidului:

Conductivitatea termică efectivă a nanofluidului, raportată la conductivitatea termică a fluidului de bază, este prezentată după cum urmează [64]:

$$\frac{k_{eff}}{k_{bf}} = 1 + 64.7 \cdot \phi^{0.7460} \left(\frac{D_{bf}}{D_p} \right)^{0.3690} \cdot \left(\frac{k_p}{k_{bf}} \right)^{0.7476} \cdot Pr^{0.9955} \cdot Re^{1.2321} \quad (4.8)$$

Criteriu *Prandtl* este definit cu următoarea relație:

$$Pr = \frac{\mu}{\rho_{bf} \cdot \alpha} \quad (4.9)$$

Criteriu *Reynolds* este calculat cu următoarea relație:

$$Re = \frac{\rho_{bf} \cdot k_b \cdot T}{3 \cdot \pi \cdot \mu^2 \cdot l_{bf}} \quad (4.10)$$

unde $k_b = 1.3807 \times 10^{-23}$ J/K, $l_{bf} = 0.17$ nm și $D_{bf} = 0.384$ nm.

Vâscozitatea dependentă de temperatura a nanofluidului Al_2O_3 - apă și $d_p = 47$ nm este calculată conform relației prezentate în [66,70]:

$$\begin{aligned} \mu_{eff} = & -0.155 - \frac{19.582}{T} + 0.794 \cdot \phi + \frac{209447}{T^2} - 0.192 \cdot \phi^2 - 8.11 \cdot \frac{\phi}{T} \\ & - \frac{27463863}{T^3} + 0.0127 \cdot \phi^3 + 1.6044 \cdot \frac{\phi^2}{T} + 2.1754 \cdot \frac{\phi}{T^2} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Densitatea efectivă este definită astfel:

$$\rho_{eff} = (1 - \phi) \cdot \rho_f + \phi \cdot \rho_p \quad (4.12)$$

Căldura specifică efectivă este calculată astfel:

$$c_{peff} = \frac{(1 - \phi) \cdot (\rho \cdot c_p)_f + \phi \cdot (\rho \cdot c_p)_p}{\rho_{eff}} \quad (4.13)$$

Pentru nanofluidul Al_2O_3 cu $d_p = 13, 28$ și 36 nm, se folosește metoda descrisă în lucrarea [65]. Vâscozitatea efectivă reprezintă o sumă a vâscozității fluidului de bază și a vâscozității aparente:

$$\mu_{eff} = \mu_{bf} + \mu_{app} \quad (4.14)$$

Vâscozitatea fluidului de baza (apa) este calculată cu ecuația (4.4), în timp ce vâscozitatea aparentă a nanofluidului este definită cu următoarea relație:

$$\mu_{app} = \frac{\rho_p \cdot V_b \cdot d_p^2}{72 \cdot C \cdot \delta} \quad (4.15)$$

unde viteza *Browniană* este definită ca:

$$V_b = \frac{1}{d_p} \sqrt{\frac{18 \cdot K_b \cdot T}{\pi \cdot \rho_p \cdot d_p}} \quad (4.16)$$

Distanța dintre centrele particulelor este obținută din:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\pi}{6 \cdot \phi}} \cdot d_p \quad (4.17)$$

Factorul de corecție este definit ca:

$$C = \mu_{bf}^{-1} \cdot [(c_1 \cdot d_p + c_2) \cdot \phi + (c_3 \cdot d_p + c_4)] \quad (4.18)$$

unde: $c_1 = -1.2331 \cdot 10^3$, $c_2 = -1.5331 \cdot 10^{-6}$, $c_3 = 94.383$ și $c_4 = -4.5731 \cdot 10^{-7}$.

Proprietățile particulelor de Al_2O_3 sunt definite astfel [71]: $\rho_p = 3975$ kg/m³, $c_{pp} = 765$ J/kgK, $k_p = 36$ W/mK, $\alpha = 11.9 \cdot 10^{-6}$ m²/s.

- Disiparea vâscoasă este neglijată datorită vitezelor de curgere scăzute, și a diametrului mai mare a micro-tubului;
- Câmpul uniform de viteză precum și temperatura constantă sunt impuse în secțiunea de intrare a canalului, în timp ce la ieșire derivatele parțiale ale vitezelor și a temperaturii sunt egale cu zero;
- Se consideră transferul de căldură conjugat pe suprafața de contact dintre partea solidă și fluid iar vitezele sunt egale cu zero pe suprafețele solide; Fenomenul de transfer de căldură conjugat implică o continuitate a temperaturii și a fluxului de căldură la interfața solid-lichid, definită astfel:

$$x = R_i : T_s|_{R^+} = T_f|_{R^-} \quad (4.19)$$

$$k_s \left(\frac{\partial T_s}{\partial x} \right)_{R^+} = k_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial x} \right)_{R^-} \quad (4.20)$$

$$y = R_i : T_s|_{R^+} = T_f|_{R^-} \quad (4.21)$$

$$k_s \left(\frac{\partial T_s}{\partial y} \right)_{R+} = k_f \left(\frac{\partial T_f}{\partial y} \right)_{R-} \quad (4.22)$$

De asemenea, în secțiunea de intrare avem:

$$y = R_i + h_{ch}; R_i - w_{ch} < x < R; 0 < z < l_{ch} / 2 \quad (4.23)$$

$$M = M_{in} \text{ and } T = T_{in} \quad (4.24)$$

Toate suprafețele exterioare ale schimbătorului de căldură sunt izolate din punct de vedere termic, cu excepția celei de pe partea inferioară, aflata în contact cu chip-ul:

$$y = -[H - (D_i + h_{ch}) + R_i]; -W_m < x < W_m; 0 < z < L/2 \quad (4.25)$$

$$q = k_s \frac{\partial T}{\partial y} \quad (4.26)$$

În secțiunea de ieșire a micro-tubului sunt prescrise următoarele condiții la limită:

$$z = L/2 \quad (4.27)$$

$$\frac{\partial v}{\partial z} = 0; \frac{\partial w}{\partial z} = 0; \frac{\partial u}{\partial z} = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (4.28)$$

În secțiunile simetrice avem:

$$z = 0 \quad (4.29)$$

$$\frac{\partial v}{\partial z} = 0; \frac{\partial w}{\partial z} = 0; \frac{\partial u}{\partial z} = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (4.30)$$

$$x = \pm W_m/2 \quad (4.31)$$

$$\frac{\partial v}{\partial x} = 0; \frac{\partial w}{\partial x} = 0; \frac{\partial u}{\partial x} = 0; \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (4.32)$$

Setul de ecuații cu derivate parțiale cu condiții la limită sunt soluționate cu programul comercial *Ansys Fluent* [72], alături de metodele descrise în [73,74]. Modelul monofazic omogen este aplicat împreună cu proprietățile termice efective ale nanofluidului. Algoritmul *Simple* s-a folosit pentru soluționarea problemei referitoare la cuplarea câmpului de viteză și presiune. Discretizarea ecuațiilor cu derivate parțiale s-a realizat cu metoda de discretizare de gradul doi, *Quick*. Factorii de sub-relaxare sunt folosiți pentru câmpul de presiune ($\alpha = 0,3$) și câmpul de viteză ($\alpha = 0,7$). Criteriul de convergență este definit astfel:

$$\mathcal{E}^\phi = \frac{\sum_{cells,P} \left| \sum_{nb} a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right|}{\sum_{cells,P} \left| a_p \phi_p \right|} \quad (4.33)$$

Reziduurile de viteză și de continuitate au fost de 10^{-6} , iar pentru câmpul de temperatură de 10^{-10} . S-au folosit trei grile cvasi-structurate pentru a testa sensibilitatea grilei: Mesh 1, cu un total de 257.411 noduri, Mesh 2, cu un total de 733.836 noduri și Mesh 3, cu un total de 1.498.387 noduri. În fig.4.2, se prezintă distribuția locală de temperatură pe linia mijlocie a părții inferioare a radiatorului pentru aceste trei grile. Pentru un test de sensibilitate al grilei, nanofluidul cu $d_p = 28$ nm și $\phi = 1\%$ a fost luat în considerare cu un debit masic al unui singur micro-tub de $M = 1.2 \times 10^{-6}$ kg/s. Diferența dintre Mesh 2 și Mesh 3, în ceea ce privește temperatura locală în direcția axială, este mai mică de 1% (fig.4.2.), prin urmare Mesh 2 este folosit pentru calculele ulterioare.

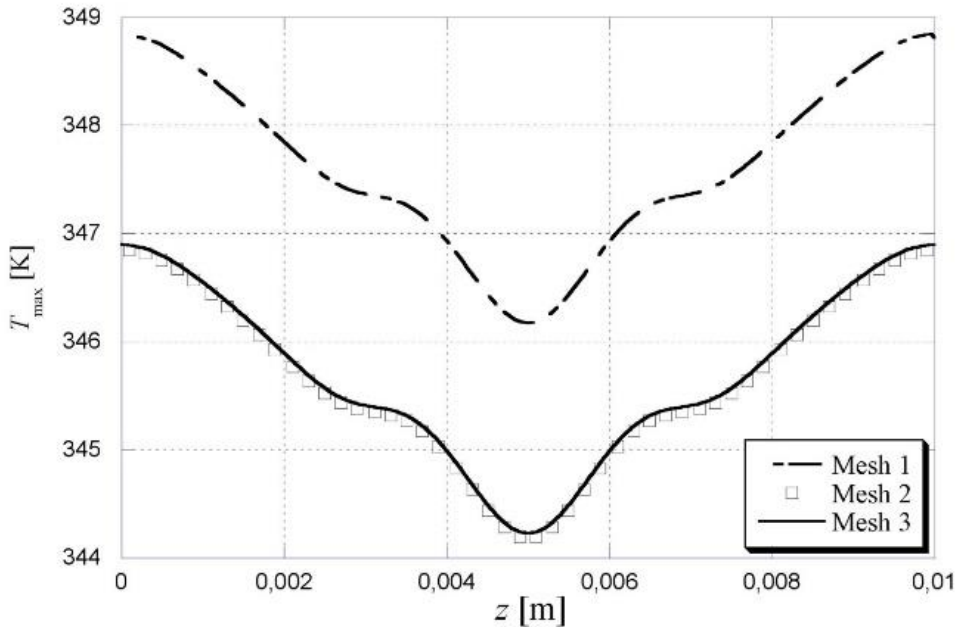


Figura 4.2. Testul de sensibilitate al grilei;

Criteriul *Reynolds* este definit astfel:

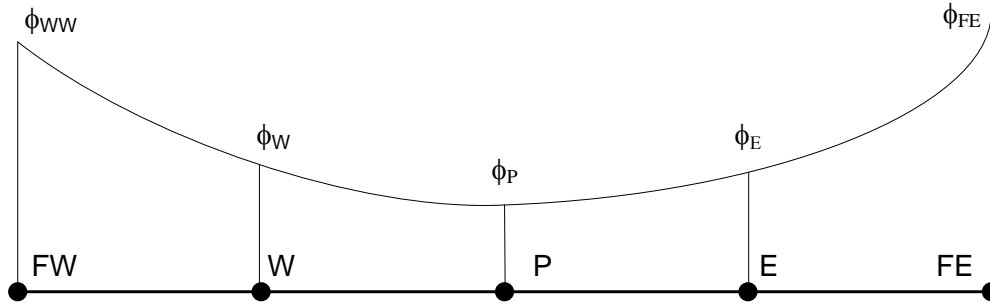
$$Re = \frac{\rho_{eff} \cdot u_m \cdot D_h}{\mu_{eff}} \quad (4.34)$$

Vâscozitatea efectivă a nanofluidului este evaluată la o temperatura medie. Puterea de pompare este definită astfel:

$$\Pi = \dot{m} \cdot \frac{\Delta p}{\rho_{eff}} \quad (4.35)$$

4.1.2. Modelul de discretizare Quick

Metodă de discretizare de gradul doi *Quick* [75] reprezintă o opțiune standard in programele comerciale de simulare numerică (*Fluent*, *Phoenix*). Schema de discretizare *Quick* folosește trei puncte din amonte pentru evaluarea variabilei ϕ (fig. 4.3). In cazul in care direcția de curgere este de la stânga la dreapta ($u_w > 0$ respectiv $u_e > 0$) pentru evaluarea variabilei pe suprafața w se folosesc nodurile P, W și FW. In schimb când curgerea are loc de la dreapta la stânga ($u_w < 0$ respectiv $u_e < 0$), sunt luați în considerare nodurile P, E și FE.

Figura 4.3. Schema pătratică de discretizare *Quick*

Schema *Quick* pentru nodurile $(i+1)$, (i) și $(i-1)$ și folosind funcția de interpolare de gradul 2 rezultă următoarea ecuație pentru evaluarea variabilei de pe suprafața volumului de control:

$$\phi_x = \frac{1}{2}(\phi_{i+1} + \phi_i) - \frac{1}{8}(\phi_{i+1} - 2\phi_i + \phi_{i-1}) \quad (4.36)$$

Sau sub altă formă:

$$\phi_x = \frac{6}{8}\phi_i + \frac{3}{8}\phi_{i+1} - \frac{1}{8}\phi_{i-1} \quad (4.37)$$

Pentru suprafața (w) ecuația (4.37) este:

$$\phi_w = \frac{6}{8}\phi_W + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{FW} \quad (4.38)$$

Pentru suprafața opusă (e) rezultă următoarea ecuație:

$$\phi_e = \frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_E - \frac{1}{8}\phi_W \quad (4.39)$$

În cazul în care $u_w > 0$ respectiv $u_e > 0$, și ținând cont de ecuațiile (4.38) și (4.39) rezultă ecuațiile discretizate (4.40) și (4.41). Totodată, discretizarea termenilor difuzivi se realizează cu *diferențe centrate*:

$$F_e \cdot \left(\frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_E - \frac{1}{8}\phi_W \right) - F_w \cdot \left(\frac{6}{8}\phi_W + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{FW} \right) = D_e \cdot (\phi_E - \phi_P) - D_w \cdot (\phi_P - \phi_W) \quad (4.40)$$

sau:

$$\left(D_w - \frac{3}{8}F_w + D_e + \frac{6}{8}F_e \right) \cdot \phi_P = \left(D_w + \frac{6}{8}F_w + \frac{1}{8}F_e \right) \cdot \phi_W + \left(D_e - \frac{3}{8}F_e \right) \cdot \phi_E - \frac{1}{8}F_w \phi_{FW} \quad (4.41)$$

de unde rezultă coeficienții:

$$a_w = D_w + \frac{6}{8}F_w + \frac{1}{8}F_e \quad (4.42)$$

$$a_e = D_e - \frac{3}{8}F_e \quad (4.43)$$

$$a_{FW} = -\frac{1}{8}F_w \quad (4.44)$$

$$a_p = a_w + a_e + a_{FW} + (F_e - F_w) \quad (4.45)$$

Ecuția compactă poate fi scrisă astfel:

$$a_P \cdot \phi_P = a_W \cdot \phi_W + a_E \cdot \phi_E + a_{FW} \cdot \phi_{FW} \quad (4.46)$$

În schimb dacă $u_w < 0$ respectiv $u_e < 0$, și ținând cont de ecuațiile (4.38) și (4.39) rezultă ecuația discretizată având în vedere că termenii difuzivi sunt discretizați cu *metoda diferențelor centrate*:

Pentru suprafața (w) ecuația de mai sus poate fi scrisă astfel:

$$\phi_w = \frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_w - \frac{1}{8}\phi_E \quad (4.47)$$

Similar pentru suprafața opusă (e) rezultă următoarea ecuație:

$$\phi_e = \frac{6}{8}\phi_E + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{FE} \quad (4.48)$$

Având în vedere ecuațiile (4.47) și (4.48), rezultă următoarea ecuație:

$$F_e \cdot \left(\frac{6}{8}\phi_E + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{FE} \right) - F_w \cdot \left(\frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_w - \frac{1}{8}\phi_E \right) = D_e \cdot (\phi_E - \phi_P) - D_w \cdot (\phi_P - \phi_w) \quad (4.49)$$

Care după rearanjare are următoarea formă compactă:

$$\left(D_w - \frac{6}{8}F_w + D_e + \frac{3}{8}F_e \right) \cdot \phi_P = \left(D_w + \frac{3}{8}F_w \right) \cdot \phi_w + \left(D_e - \frac{6}{8}F_e - \frac{1}{8}F_w \right) \cdot \phi_E + \frac{1}{8}F_e \phi_{FE} \quad (4.50)$$

Unde coeficienții sunt:

$$a_W = D_w + \frac{3}{8}F_w \quad (4.51)$$

$$a_E = D_e - \frac{6}{8}F_e - \frac{1}{8}F_w \quad (4.52)$$

$$a_{FE} = \frac{1}{8}F_e \quad (4.53)$$

$$a_P = a_W + a_E + a_{FE} + (F_e - F_w) \quad (4.54)$$

După înlocuire în ecuația (49) se obține:

$$a_P \cdot \phi_P = a_W \cdot \phi_W + a_E \cdot \phi_E + a_{FW} \cdot \phi_{FE} \quad (4.55)$$

În cazul schemei *Quick*, sunt considerate 3 puncte în loc de două corespunzător schemelor de gradul întâi. Prin urmare, în cazul direcției de curgere de la stânga la dreapta $u_w > 0$ respectiv $u_e > 0$, nodurile afectate de condițiile la limită sunt 1,2 și n . În cazul nodului 1, pentru a evalua suprafața (e) avem nevoie de asemenea de trei noduri. Având în vedere că nu avem decât două (P și E) al treilea se va obține prin crearea unui nod suplimentar în extinderea nodului limită A . Prin urmare, din media aritmetică a celor trei puncte, rezultă următoarea relație pentru nodul suplimentar:

$$\phi_A = \frac{\phi_A + \phi_P}{2} \quad (4.56)$$

Sau exprimând nodul ϕ_A' :

$$\phi_A' = 2 \cdot \phi_A - \phi_P \quad (4.57)$$

Relația de interpolare de gradul doi pentru nodul E are următoarea formă:

$$\phi_e = \frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_E - \frac{1}{8}\phi_A \quad (4.58)$$

Considerând relația (4.57) rezultă:

$$\phi_e = \frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_E - \frac{1}{8}(2\phi_A - \phi_P) = \frac{7}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_E - \frac{2}{8}\phi_A \quad (4.59)$$

Fluxul de căldură prin conducție prin suprafața (w) a nodului 1 poate fi exprimat astfel:

$$\left(G \frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_w = \frac{D_w}{3}(9\phi_P - 8\phi_A - \phi_E) \quad (4.60)$$

Ecuția discretizată pentru nodul 1 este:

$$F_e \left(\frac{7}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_E - \frac{2}{8}\phi_A\right) - F_w \phi_A = D_e(\phi_E - \phi_P) - \frac{D_w}{3}(9\phi_P - 8\phi_A - \phi_E) \quad (4.61)$$

Sau în forma compactă:

$$\begin{aligned} \left(D_e + \frac{7}{8}F_e + 3D_w\right) \cdot \phi_P &= \left(D_e + \frac{D_w}{3} - \frac{3}{8}F_e\right) \cdot \phi_E + \\ \left(\frac{2}{8}F_e + F_w + \frac{8D_w}{3}\right) \cdot \phi_A & \end{aligned} \quad (4.62)$$

Pentru nodul 2 ecuația discretizată are următoarea formă având în vedere continuitatea fenomenului de convecție-difuziune:

$$F_e \left(\frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_E - \frac{1}{8}\phi_W\right) - F_w \left(\frac{7}{8}\phi_W + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{2}{8}\phi_A\right) = D_e(\phi_E - \phi_P) - D_w(\phi_P - \phi_W) \quad (4.63)$$

După rearanjare se obține:

$$\begin{aligned} \left(D_e + \frac{6}{8}F_e - \frac{3}{8}F_w + D_w\right) \cdot \phi_P &= \left(D_w + \frac{7}{8}F_w + \frac{1}{8}F_e\right) \cdot \phi_W + \\ \left(D_e - \frac{3}{8}F_e\right) \cdot \phi_E - \frac{2}{8}F_w \phi_A & \end{aligned} \quad (4.64)$$

Pentru nodul n ecuația discretizată este:

$$F_e \phi_B - F_w \left(\frac{6}{8}\phi_W + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{FW}\right) = \frac{D_e}{3}(8\phi_B - 9\phi_P + \phi_W) - D_w(\phi_P - \phi_W) \quad (4.65)$$

După rearanjare rezultă:

$$\left(3D_e - \frac{3}{8}F_w + D_w\right) \cdot \phi_P = \left(D_w + \frac{6}{8}F_w + \frac{1}{3}D_e\right) \cdot \phi_W + \left(D_e - \frac{3}{8}F_e\right) \cdot \phi_E - \frac{1}{8}F_w \phi_{FW} + \left(\frac{8}{3}D_e - F_e\right) \phi_B \quad (4.66)$$

4.1.3. Metoda Simple

Ecuția de mișcare a fluidelor vâscoase în forma discretizată poate fi scrisă astfel (fig. 4.4) [73,74]:

$$a_P u_P = \sum a_{nb} u_{nb} + b + (p_P - p_E) A_e \quad (4.67)$$

$$a_P v_P = \sum a_{nb} v_{nb} + b + (p_P - p_N) A_n \quad (4.68)$$

Suprafețele A_e și A_n se folosesc pentru exprimarea diferențelor de presiune. Câmpul de viteze poate fi calculat doar în cazul în care câmpul de presiune este

cunoscut, sau estimat. Mai mult, ecuația de continuitate este verificată în momentul în care câmpul de presiune este corect.

Dacă presiunea estimată este notată cu p^* , iar vitezele cu u^* și v^* , ecuațiile (4.67 – 4.68) pot fi scrise astfel:

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + (p_P^* - p_E^*) A_e \tag{4.69}$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + (p_P^* - p_N^*) A_n \tag{4.70}$$

4.1.3.1. Corecțiile de presiune și viteză

În cazul în care presiunea estimată este p^* iar corecția p' rezultă:

$$p = p^* + p' \tag{4.71}$$

iar corecțiile de viteze sunt:

$$u = u^* + u' \tag{4.72}$$

$$v = v^* + v' \tag{4.73}$$

Din ecuațiile 4.67 și 4.69 rezultă:

$$a_e \cdot u_e' = \sum a_{nb} \cdot u_{nb}' + (p_P' - p_E') A_e \tag{4.74}$$

Având în vedere că suma poate fi neglijată, rezultă:

$$a_e \cdot u_e' = (p_P' - p_E') A_e \tag{4.75}$$

sau:

$$u_e' = d_e \cdot (p_P' - p_E') \tag{4.76}$$

unde:

$$d_e = \frac{A_e}{a_e} \tag{4.77}$$

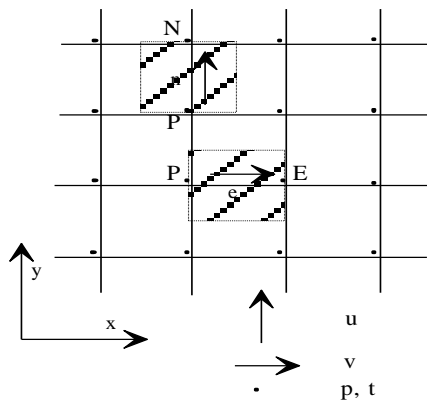


Figura 4.4. Rețele discretizate decalate
 Relația pentru corecția vitezei u este:

$$u_e = u_e^* + d_e \cdot (\hat{p}_P - \hat{p}'_E) \quad (4.78)$$

iar viteza v :

$$v_n = v_n^* + d_n (\hat{p}_P - \hat{p}'_N) \quad (4.79)$$

4.1.3.2. Ecuația corecțiilor de presiune

Ecuația de continuitate în forma discretizată este:

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^0) \Delta x \Delta y}{\Delta \tau} + [(\rho u)_e - (\rho u)_w] \Delta y + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \Delta x = 0 \quad (4.80)$$

Prin înlocuirea ecuațiilor (4.78) – (4.79) în ecuația de continuitate (4.80) se obține relația pentru corecția presiunilor:

$$a_P \hat{p}'_P = a_E \hat{p}'_E + a_W \hat{p}'_W + a_N \hat{p}'_N + a_S \hat{p}'_S + b \quad (4.81)$$

unde:

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \quad (4.82)$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \quad (4.83)$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta x \quad (4.84)$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta x \quad (4.85)$$

$$b = \frac{(\rho_P^0 - \rho_P) \Delta x \Delta y}{\Delta \tau} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x \quad (4.86)$$

Relația (4.86) reprezintă ecuația de continuitate pentru vitezele estimate. În cazul în care vitezele stelate verifică ecuația de continuitate împreună cu $(\rho_P^0 - \rho_P)$, se obține soluția convergentă.

Cu alte cuvinte b reprezintă o *sursa de masă*, rezultatul unui câmp de presiune estimat.

Algoritmul de soluționare a câmpului de viteză are următoarea formă:

1. Se estimează câmpul de presiune p^* .
2. Se soluționează ecuațiile de mișcare (4.69 – 4.70) pentru a obține u^* și v^* .
3. Se soluționează ecuațiile de corecție a presiunilor p' .
4. Se corectează câmpurile de viteze și presiune.
5. Se soluționează ecuațiile diferențiale pentru alte mărimi (temperatura, concentrație).

Ultima valoare obținută pentru p este p^* în următoarea iterație, se repetă procedeul 2 - 6 până când nu se obține soluția convergentă.

4.2 Rezultatele obținute si discuții

Analiza termică a micro- dispozitivelor termice poate fi realizată în câteva feluri diferite [76]. Una dintre posibilitățile de evaluare a performanței răcitorului cu micro-canale tangențiale este de a lua în considerare temperatura maximă la suprafața de contact dintre sursa de căldură și dispozitivul termic. Mai mult, analiza este realizată în raport cu valoarea fixă a debitului masic, criteriul *Reynolds* sau puterea de pompare. De asemenea, se vor analiza și oportunitățile pentru o scădere suplimentară a diferenței de temperatură de pe suprafața de contact prin folosirea nanofluidelor.

4.2.1 Analiza realizată în raport cu valoarea constantă a debitului masic

În fig.4.5 se prezintă temperatura maximă a suprafeței în funcție de debitul masic pentru diametrul constant al nanoparticulelor și diverselor concentrații volumice. Concluzia comună este că temperatura maximă a substratului scade odată cu creșterea debitului masic. Motivul acestui comportament este că, coeficientul de convecție crește odată cu debitul masic. Cu excepția cazurilor unde particulele au diametre $d_p = 13$ nm și $d_p = 28$ nm (fig.4.5b), pentru restul diametrelor temperatura maximă are valori similare, atât pentru apă, cât și pentru nanofluid. Motivul acestei concluzii rezultă din relația pentru debitul masic. Densitatea nanofluidului crește odată cu concentrația volumică a particulelor. Dacă debitul masic este constant, odată ce densitatea crește, viteza fluidului scade. Prin urmare, o viteză mai mică înseamnă un coeficient de convecție mai redus.

În cazul diametrului nanoparticulelor de $d_p = 13$ nm (fig.4.5a) și a debitelor masice mai scăzute, apa are cea mai ridicată temperatură a suprafeței de contact. La partea opusă a debitelor masice, apa generează cea mai redusă temperatură a suprafeței, în vreme ce nanofluidul cu $\phi = 3\%$ are cea mai ridicată temperatură maximă. Diferența dintre ele este de aproximativ $\Delta T = 4$ K. Pentru restul diametrelor ale particulelor (fig.4.5b-d) se păstrează același trend, deși concentrația volumică are cea mai mică influență asupra proprietăților termice ale microschembătorului de căldură.

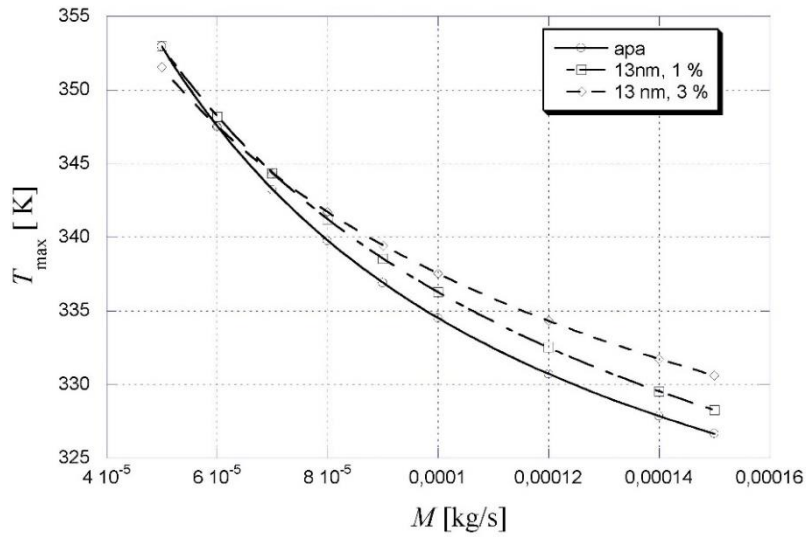


Figura 4.5a Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $d_p = 13$ nm și diferite concentrații volumice [76]

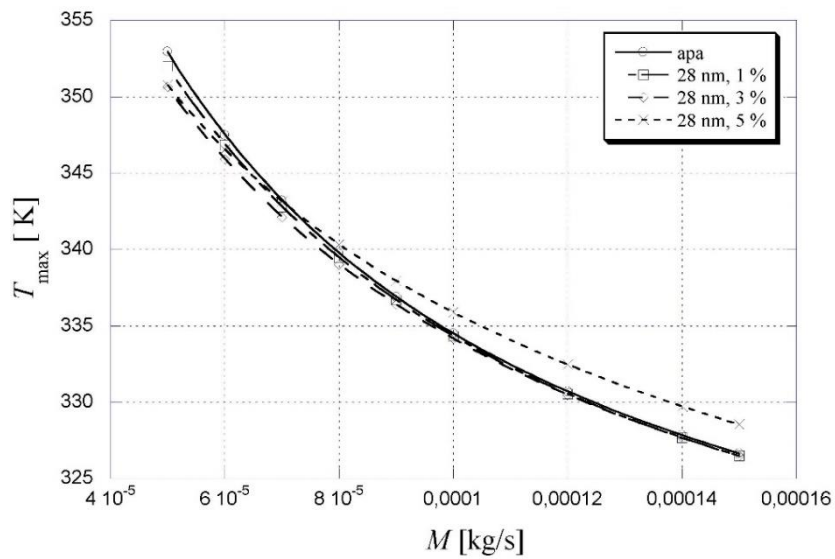


Figura 4.5b Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $d_p = 28$ nm și diferite concentrații volumice [76]

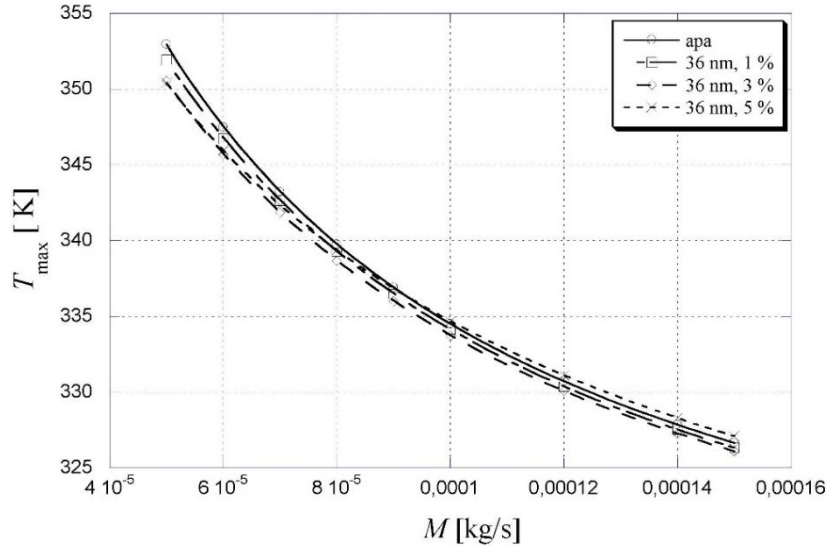


Figura 4.5c Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $d_p = 36$ nm și diferite concentrații volumice [76]

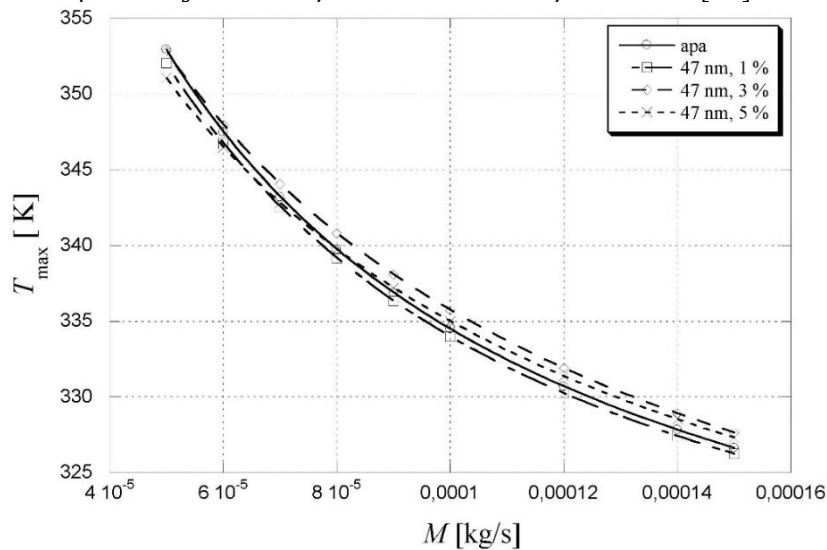


Figura 4.5d Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $d_p = 47$ nm și diferite concentrații volumice [76]

Pentru concentrații volumice constante și diverse diametre ale particulelor (fig.4.6) cele mai slabe rezultate termice au fost observate în cazul diametrelor $d_p = 13$ și 28 nm. Încă o dată trebuie menționat că apa are cele mai bune caracteristici termice în cazul microschimbatoului de căldură analizat.

Pentru debite masice reduse, cea mai ridicată temperatură s-a observat în cazul apei, în vreme ce temperatura minimă este asociată diametrelor particulelor de $d_p = 28$ și 36 nm. Un rezultat diferit s-a observat pentru debite masice mai mari, unde cea mai mare temperatură a suprafeței de contact se obține pentru $d_p = 13$

nm, în timp ce temperatura minimă se constată în cazul $d_p = 36$ nm. Pe lângă acestea, în cazul debitelor minime, diferența de temperatură este de aproximativ $\Delta T = 2$ K, în timp ce pentru cele mai mari debite diferența de temperatură este de $\Delta T = 4$ K (fig. 4.6b).

O tendință similară dar inversată s-a observat în cazul concentrației volumice de $\phi = 5\%$, (fig.4. 6c). În cazul debitelor mai mici, apa are cea mai ridicată temperatură, în timp ce temperaturile maxime în cazul nanofluidelor sunt cu câteva grade mai mici, indiferent de diametrul nanoparticulelor. Pe măsură ce debitul masic crește, acest comportament este inversat. Apa are cele mai bune performanțe termice, iar cele mai reduse caracteristici sunt observate în cazul nanofluidului cu $d_p = 13$ nm. În acest caz, diferența de temperatură este aproape aceeași, $\Delta T = 2$ K, la ambele capete ale intervalului de debite masice.

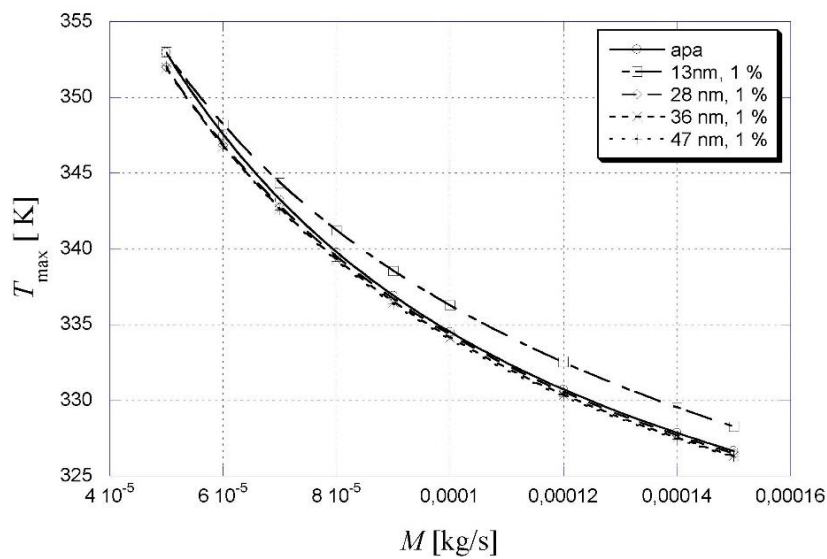


Figura 4.6.a) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $\phi = 1\%$ și diferite diametre ale nanoparticulelor [76]

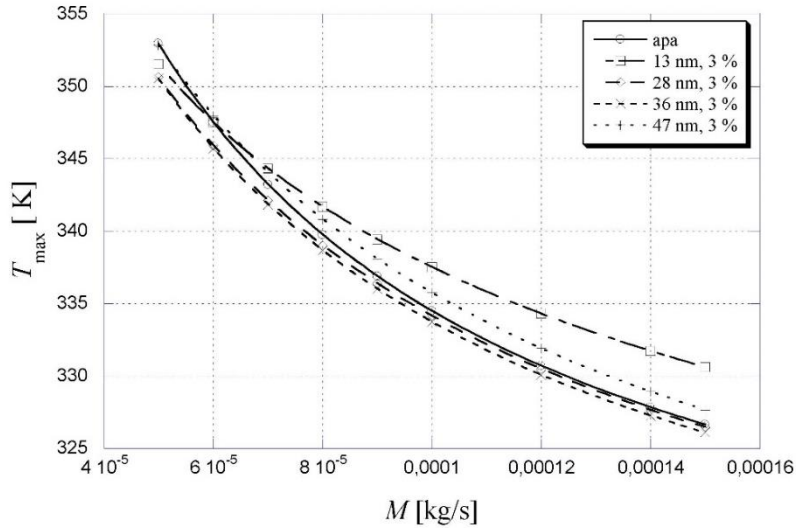


Figura 4.6.b) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $\phi = 3\%$ și diferite diametre ale nanoparticulelor [76]

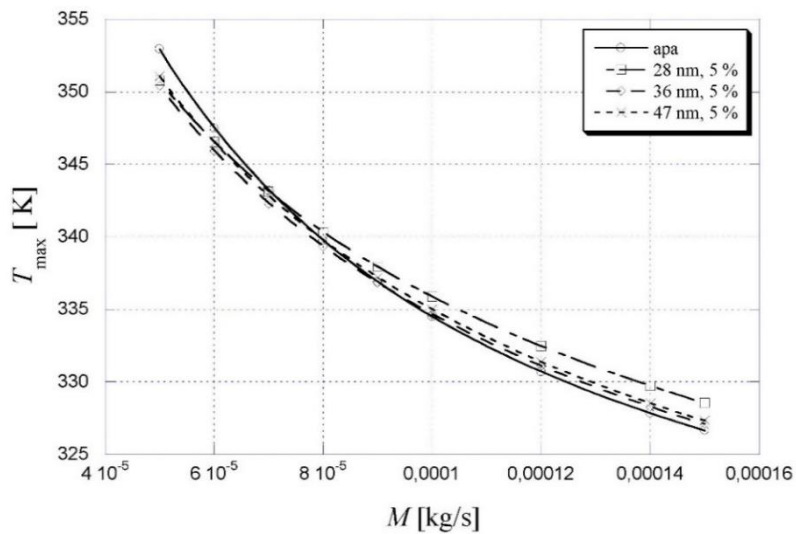


Figura 4.6.c) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de debitul masic pentru $\phi = 5\%$ și diferite diametre ale nanoparticulelor [76]

4.2.2 Analiza realizată în raport cu valoarea constantă a puterii de pompare

Analiza performanțelor termice ale micro-dispozitivului termic se poate realiza și considerând temperatura maximă a suprafeței de contact obținută în

raport cu valoarea constantă a puterii de pompare (fig.4.7). Se observă că temperatura maximă scade, în timp ce puterea de pompare crește, datorită debitului masic mai ridicat care generează și un coeficient de convecție mai mare. Mai mult, în comparație cu apa, nanofluidul are o vâscozitate mai mare și, prin urmare o cădere de presiune mai accentuată. Pentru o putere de pompare constantă, o cădere accentuată a căderii de presiune înseamnă o viteză mai mică și un coeficient de convecție redus. Prin urmare, acesta este motivul pentru care nanofluidul cu o concentrație volumică de particule mai mare are o temperatură maximă mai ridicată a substratului (fig.4.7a, b). Vâscozitatea nanofluidului scade odată cu diametrul particulei cu un minimum de aproximativ $d_p = 36$ nm și crește după acest prag. Aceasta rezultă într-o cădere de presiune mai scăzută și viteze mai mari. Prin urmare, temperatura maximă a nanofluidului este puțin mai mică, în comparație cu cea a apei.

Din fig. 4.7a rezultă în mod evident că influența concentrației volumice este mult mai evidentă pentru cel mai mic diametru al particulei ($d_p = 13$ nm). Diferența de temperatură maximă este de $\Delta T = 7$ K (fig. 4.7a). Încă o dată, cea mai bună performanță termică se observă în cazul apei. În timp ce diametrul particulei crește, influența concentrației volumice scade (fig. 4.7b-d).

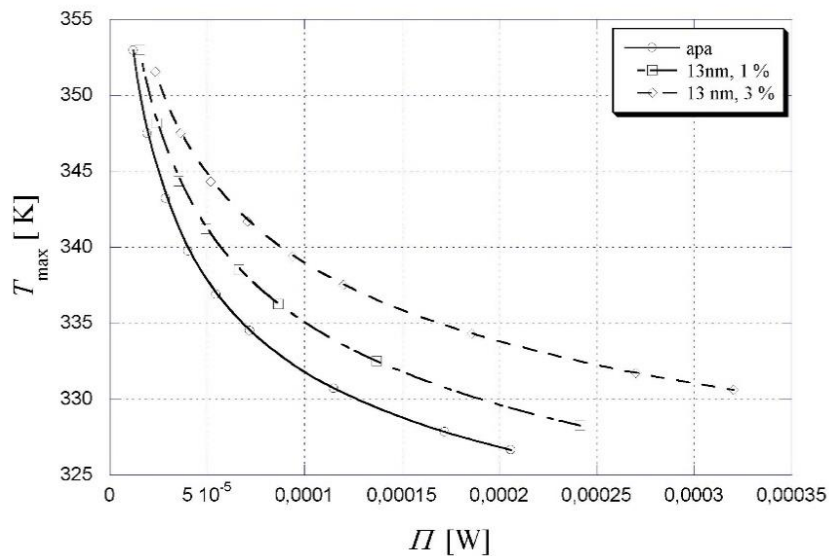


Figura 4.7a Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $d_p = 13$ nm și diverse concentrații volumice [76]

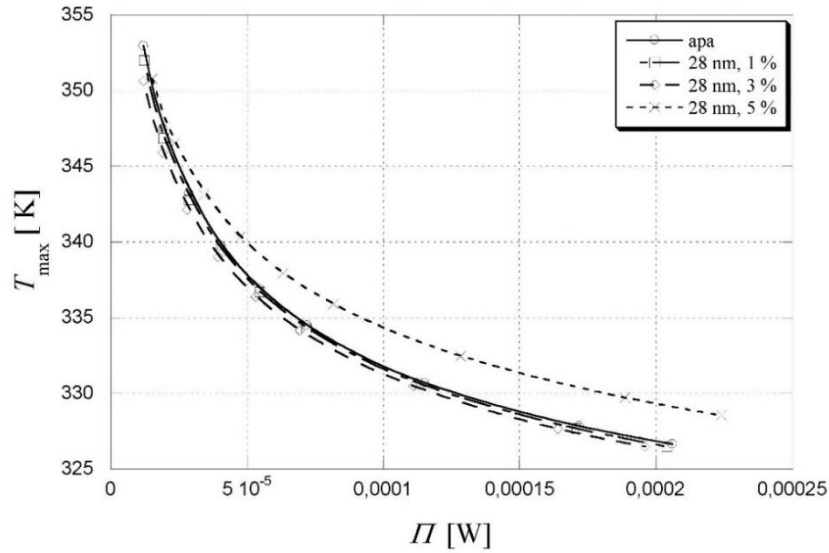


Figura 4.7b Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $d_p = 28$ nm și diverse concentrații volumice [76]

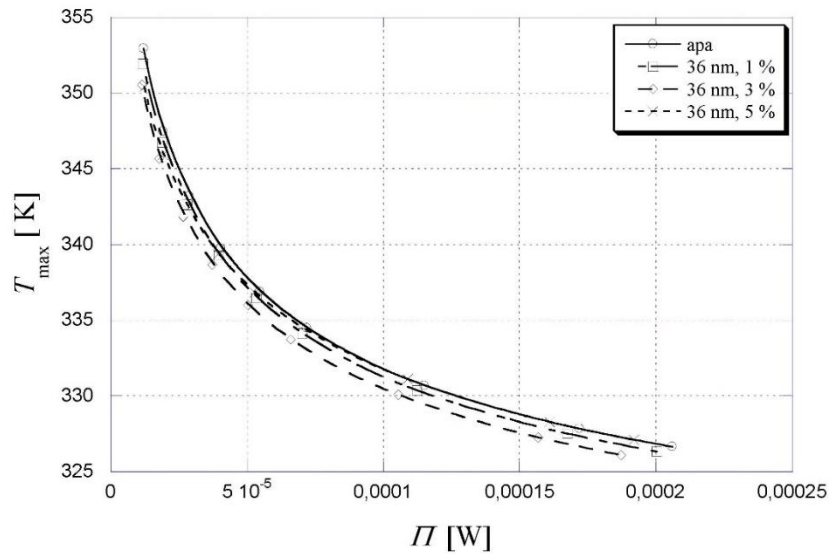


Figura 4.7c Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $d_p = 36$ nm și diverse concentrații volumice [76]

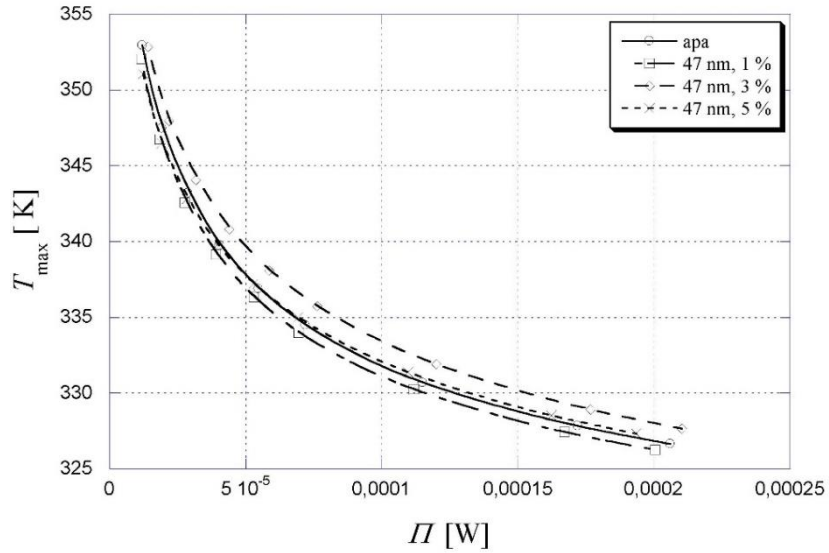


Figura 4.7d Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $d_o = 28$ nm și diverse concentrații volumice [76]

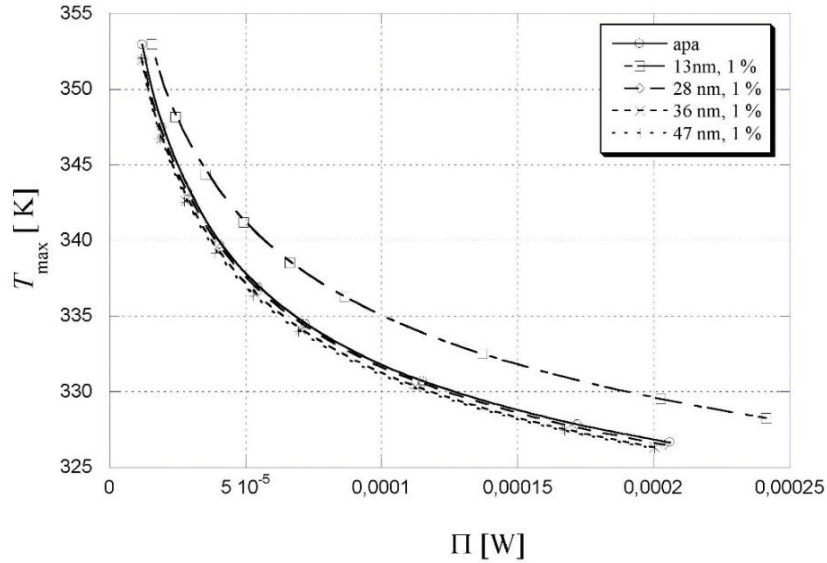


Figura 4.8a) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $\phi = 1\%$ și diferitele diametre ale nanoparticulelor [76]

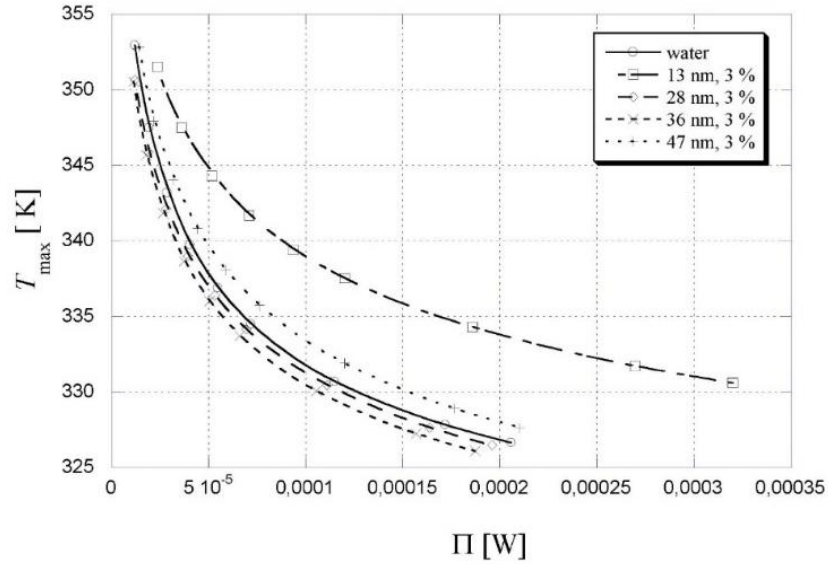


Figura 4.8b) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $\phi = 3\%$ și diferitele diametre ale nanoparticulelor [76]

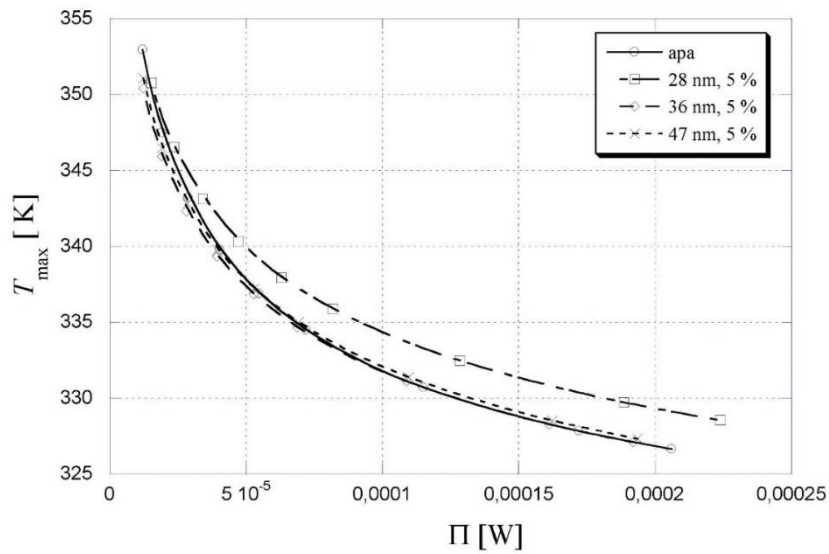


Figura 4.8.c) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru $\phi = 5\%$ și diferitele diametre ale nanoparticulelor [76]

Pentru diverse diametre ale particulelor (fig.4. 8) se poate observa că cea mai slabă performanță termică o are nanofluidul cu o valoare $d_p = 13$ nm, indiferent de concentrația volumică. Cea mai ridicată diferență de temperatură este obținută pentru $\phi = 3\%$, de aproximativ $\Delta T = 8$ K, pentru debite masice mai ridicate (fig.

4.8b). Pentru restul fluidelor considerate, influența diametrului particulelor este neglijabilă.

4.2.3 Analiza realizată în raport cu valoarea constantă a criteriului Reynolds

În cele din urmă, rezultatele obținute pentru temperatura maximă în funcție de criteriul *Reynolds* se prezintă în fig. (4.9) – (4.10). În fig. 4.9 este analizat nanofluidul cu concentrații volumice diferite și diametre constante ale particulelor. Vâscozitatea nanofluidului de Al_2O_3 - apă este mai mare decât vâscozitatea apei. Așadar, acest lucru înseamnă că pentru o valoare constantă a criteriului *Reynolds*, viteza crește atât pentru concentrații sau diametrele particulelor mai mari. Ulterior, creșterea vitezei rezultă într-un coeficient de convecție mai mare, performanțe termice mai bune și o temperatură maximă a suprafeței mai redusă.

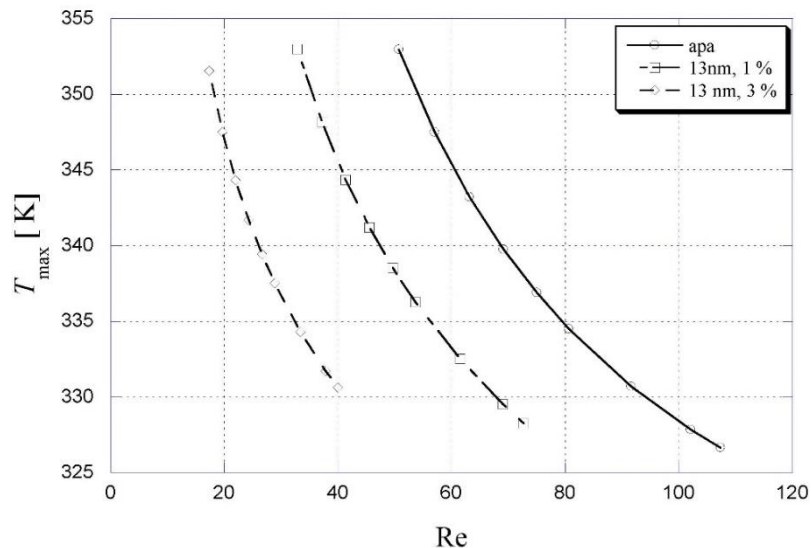


Figura 4. 9a)Temperatura maxima de pe suprafața de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru $d_p = 13$ nm și diferite concentrații volumice [76]

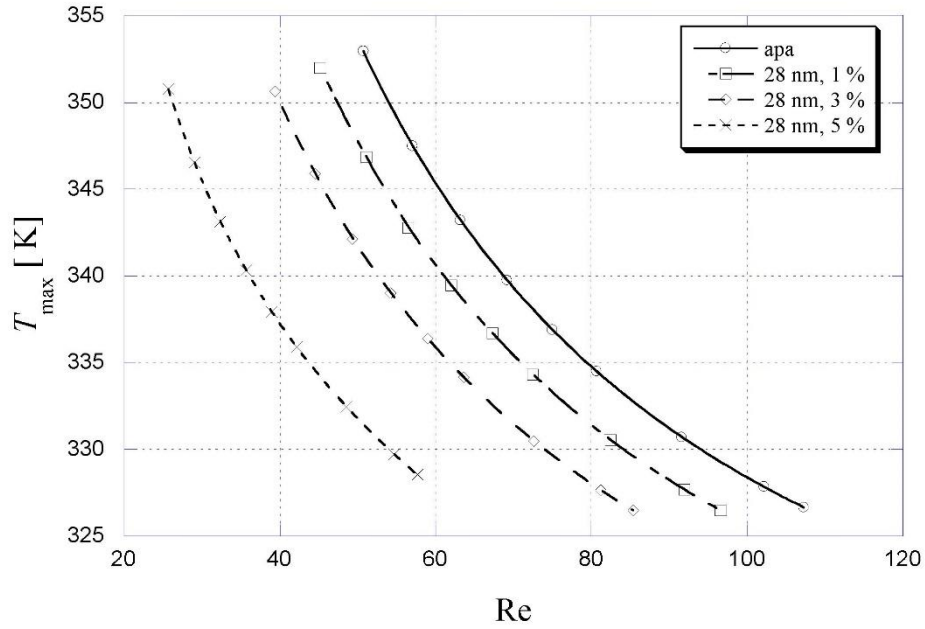


Figura 4.9b) Temperatura maxima de pe suprafața de contact în funcție de criteriul Reynolds pentru $d_p = 28$ nm și diferite concentrații volumice [76]

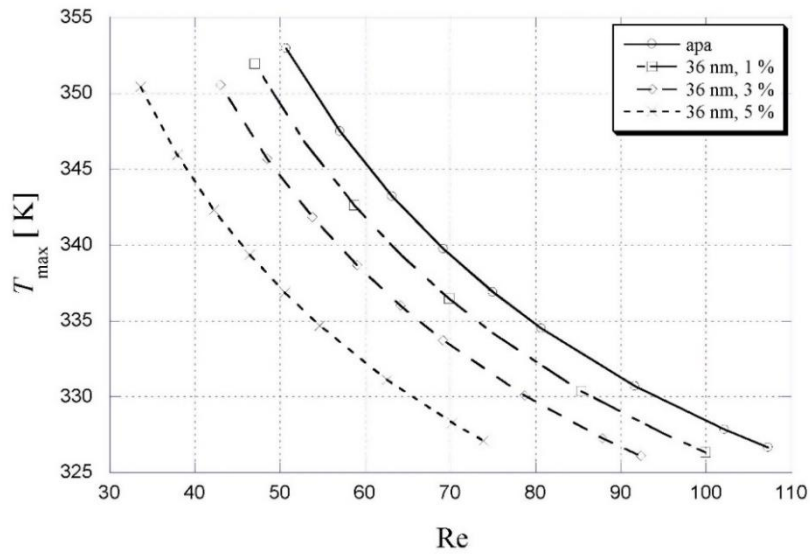


Figura 4.9c) Temperatura maxima de pe suprafața de contact în funcție de criteriul Reynolds pentru $d_p = 36$ nm și diferite concentrații volumice [76]

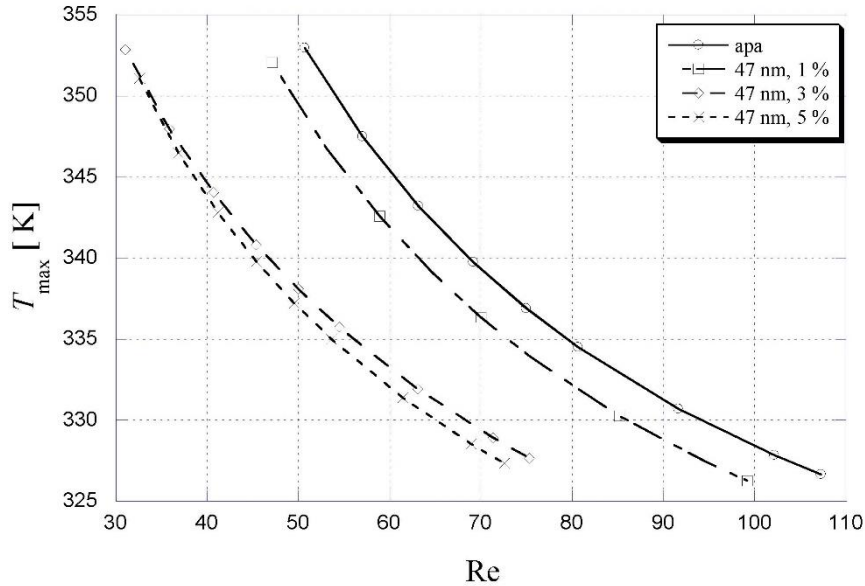


Figura 4.9d) Temperatura maxima de pe suprafața de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru $d_p = 47$ nm și diferite concentrații volumice [76]

În acest caz, temperatura maximă este observată în cazul apei, iar cea mai mică temperatură este obținută pentru nanofluide cu concentrații volumice mai mari ale nanoparticulelor. De asemenea, se poate observa că temperatura maxima scade odată cu creșterea concentrației volumice. Pe lângă acestea, diferența de temperatură dintre cel mai rău caz pentru apă, și cea mai bună caracteristică observată pentru nanofluid cu $d_p = 13$ nm și $\phi = 5\%$ este de $\Delta T = 20$ K, indiferent de criteriului *Reynolds*.

Luând în considerare influența diametrului particulelor (Fig. 10), apa are cea mai mare temperatură a suprafeței de contact, iar nanofluidul cu $d_p = 13$ nm, pe cea mai mică. Analizând restul curbelor, se poate concluziona că există un diametru al particulelor care maximizează temperatura suprafeței de contact pentru o concentrație volumică fixă a nanofluidului. De asemenea, diferența de temperatură dintre cazul cel mai bun și cel mai rău este de $\Delta T = 20$ K.

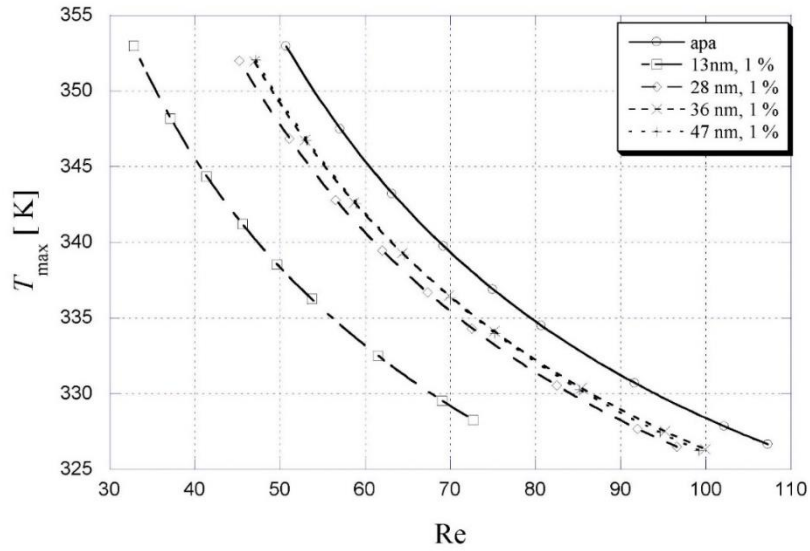


Figura 4.10a) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru $\phi = 1\%$ și diverse diametre ale nanoparticulelor [76]

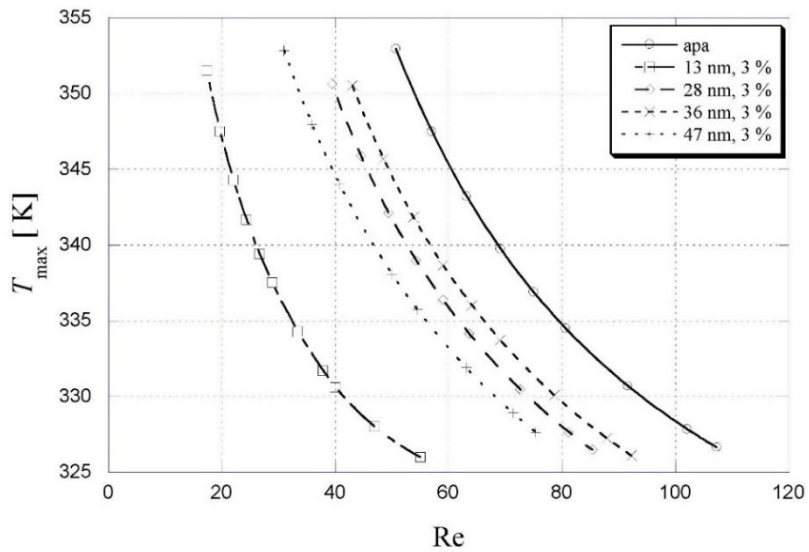


Figura 4.10b) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru $\phi = 3\%$ și diverse diametre ale nanoparticulelor [76]

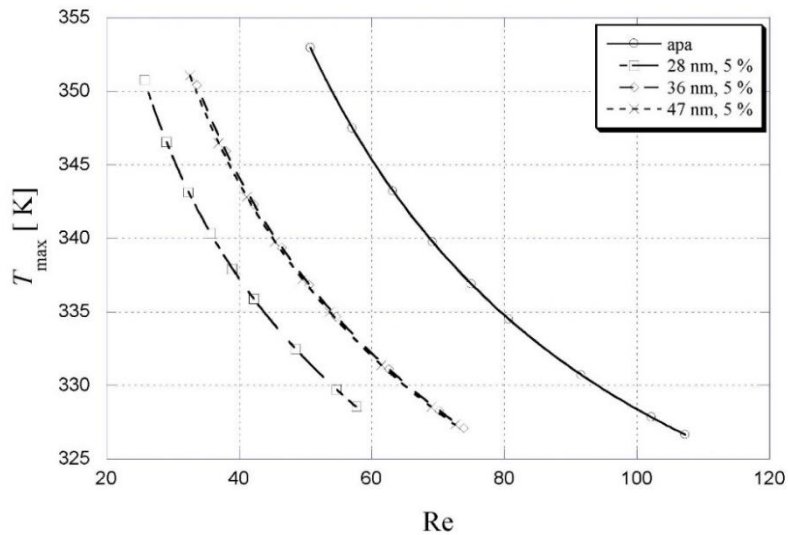


Figura 4.10c) Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de criteriul *Reynolds* pentru $\phi = 5\%$ și diverse diametre ale nanoparticulelor [76]

4.2.4 Influența diametrului nanoparticulelor

În fig. 4.11 se prezintă temperatura maximă în funcție de diametrul nanoparticulei pentru o putere de pompare constantă. Pentru o concentrație volumică de $\phi = 3\%$ și 5% , temperatura maximă poate fi minimizată, rezultând valori optime $d_{\text{popt}} = 34$, respectiv 41 nm. Pentru concentrația volumică de $\phi = 1\%$, diametrul optim al nanoparticulelor scade și rămâne constant.

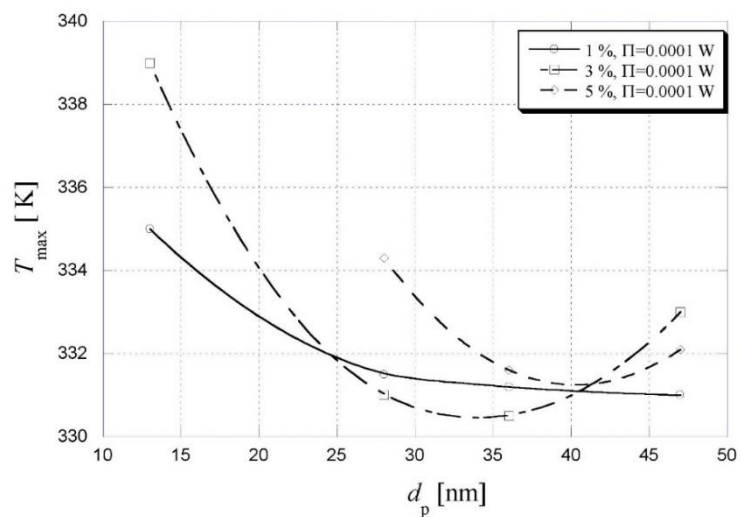


Figura 4.11. Temperatura maxima a suprafeței de contact în funcție de diametrul nanoparticulelor și $\Pi = \text{const.}$ [76]

Pe de altă parte, în fig.4.12, variația temperaturii maxime cu diametrul nanoparticulelor este prezentată pentru criteriul *Reynolds*, $Re = 50$. Contrar cazului de putere de pompare constantă, în acest caz relațiile sunt inversate. Temperatura crește proporțional cu creșterea diametrului particulei, ajungând la valoarea maximă și scăzând ulterior. De asemenea, temperatura maximă scade odată cu creșterea concentrației volumice.

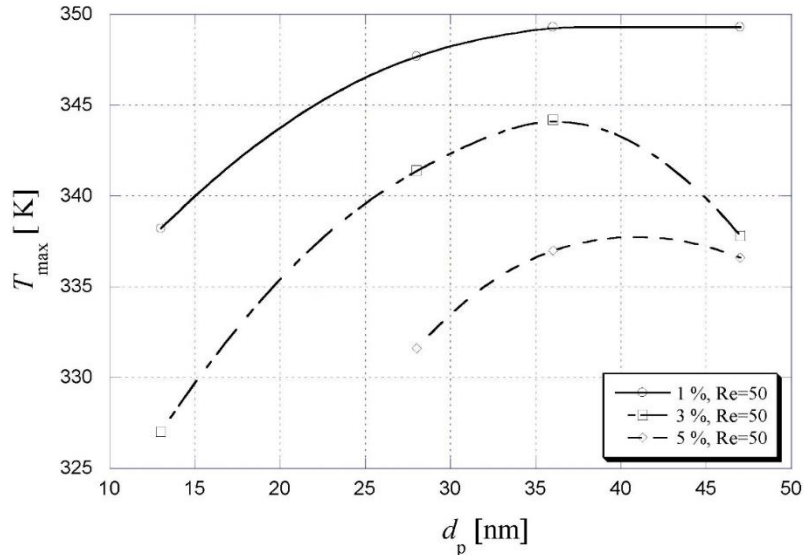


Figura 4.12. Temperatura maxima a suprafeței de contact în funcție de diametrul nanoparticulelor și $Re=const.$ [76]

Motivul comportării diferite pentru aceste două cazuri poate fi explicat prin variația vâscozității fluidului (fig.4.13). Pentru o concentrație volumică fixă a nanoparticulelor, vâscozitatea nanofluidului inițial scade, ajunge la o valoare minimă și crește după acest prag. Deci, în cazul puterii de pompare constante, dacă vâscozitatea scade, scade de asemenea și căderea de presiune, în timp ce debitul masic crește (ecuația 4.23). În cele din urmă, în timp ce debitul masic crește, temperatura maximă a suprafeței sursei de încălzire scade. Comportarea opusă este valabilă în timp ce vâscozitatea crește.

O observație similară poate fi prezentată pentru $Re = const.$ Odată cu scăderea vâscozității, și viteza nanofluidului scade având o valoare constantă a criteriului *Reynolds*. Prin urmare, dacă viteza fluidului scade, temperatura maximă a suprafeței de contact crește.

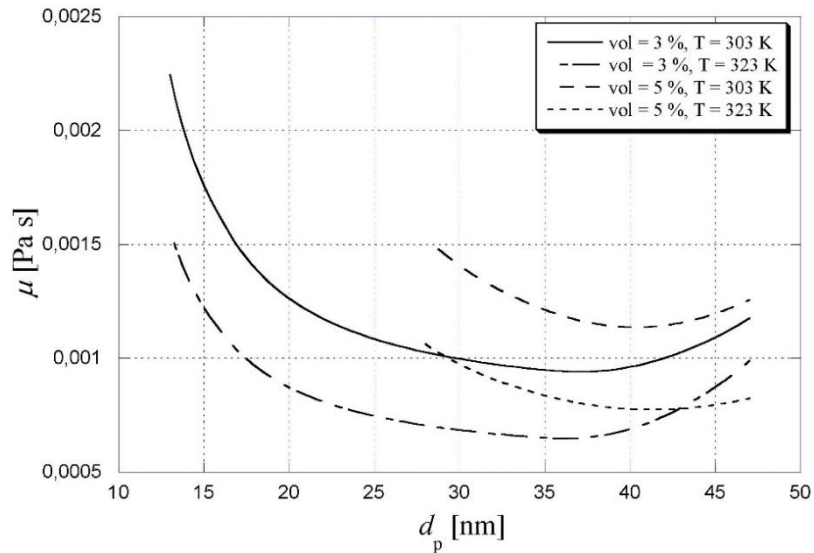


Figura 4.13. Vâscozitatea nanofluidului în funcție de diametrul nanoparticulelor și diferite temperaturi [76]

În fig.4.14, diferența de temperatură de-a lungul suprafeței încălzite este prezentată pentru diferite diametre ale nanoparticulelor și concentrația volumică de $\phi = 3\%$. Este evident că variația maximă a diferenței de temperatură este mai mică decât $\Delta T = 1$ K.

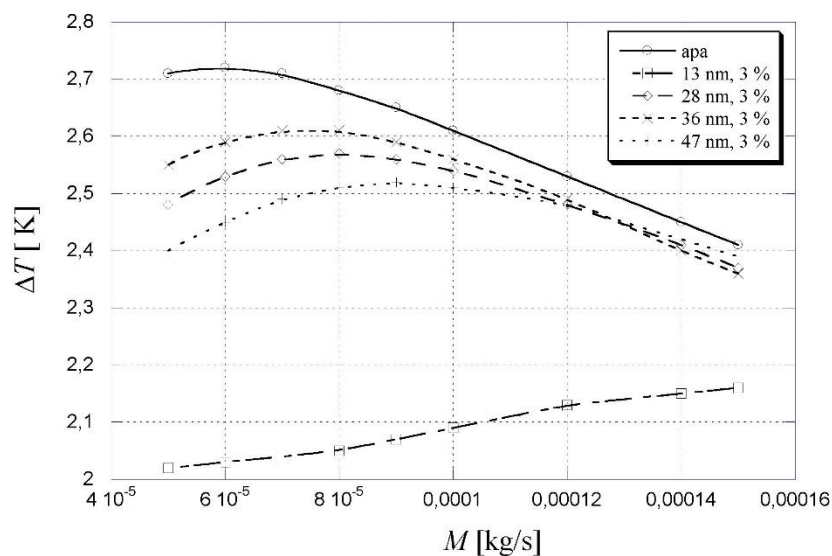


Figura 4.14. Diferența de temperatura de-a lungul suprafeței în funcție de debitul masic și $\phi = 3\%$ [76]

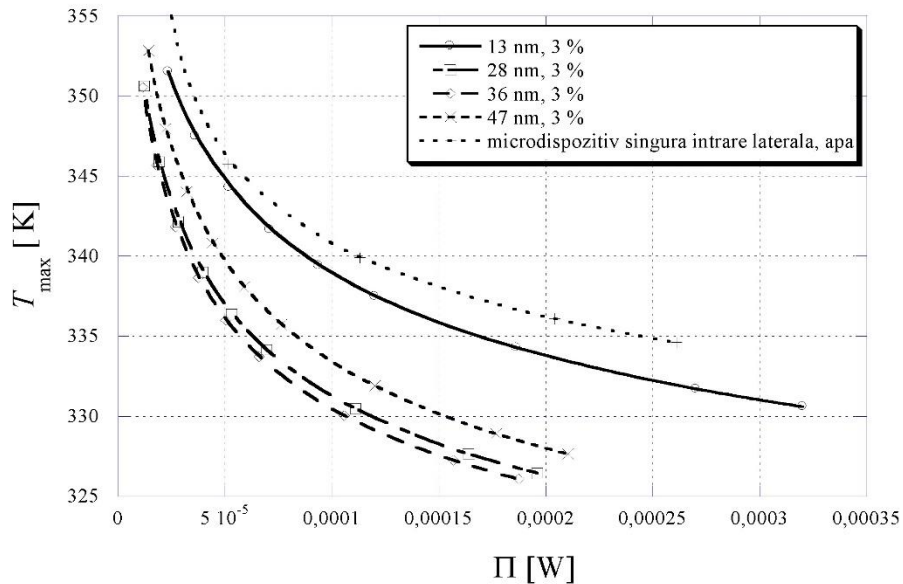


Figura 4.15. Temperatura maximă a suprafeței de contact în funcție de puterea de pompare pentru conceptul propus și microdispozitivul clasic cu secțiunile intrare-ieșire laterale

În figura 4.15 se prezintă variația temperaturii maxime a substratului în funcție de puterea de pompare pentru microdispozitivul clasic, având apa ca fluid de lucru și microdispozitivul propus cu nanofluid. S-a luat în considerare nanofluidul cu diferite diametre ale particulelor și concentrația volumică de $\phi = 3 \%$. Se constată că performanțele termice ale microdispozitivului propus sunt superioare comparativ cu cel clasic. De exemplu, pentru puterea de pompare de $\Pi = 2 \cdot 10^{-4}$, diferența de temperatură este de aproximativ 10 K, în favoarea conceptului de răcire inovativ.

5. Validarea modelului matematic pentru curgerea fluidelor prin microcanale cu nanofluide

5.1 Validarea experimentală a modelului numeric pentru schimbătorul de căldură cu tuburi tangențiale

În prima fază validarea modelului numeric s-a realizat cu rezultatele experimentale obținute pentru curgerea apei printr-un tub cu jeturi tangențiale ale fluidului în secțiunea de intrare [77]. Lungimea secțiunii de test a fost $L_h = 1$ m, cu un diametru interior de $D_i = 20$ mm cu o grosime a peretelui de 0.7 mm, diametrul injectoarelor $d_j = 4$ mm și o lungime de $l = 25$ mm. Regimul de curgere a fluidului este unul turbulent cu $Re = 24000$. Termocuplele folosite pentru determinarea temperaturii peretelui sunt localizate la $x / L = 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1$. Prezentarea schematică a secțiunii de test este descrisă în fig. 5.1. Viteza uniformă este impusă în secțiunea de intrare, în timp ce, la ieșire, gradientul vitezei este egal cu zero în direcția axială. De asemenea, este luat în considerare și fenomenul de transfer de căldură conjugat. Totodată în fig. 5.2 se prezintă grila cu elemente finite a tubului cu generatori de vârtejuri prin intrări tangențiale ale fluidului.

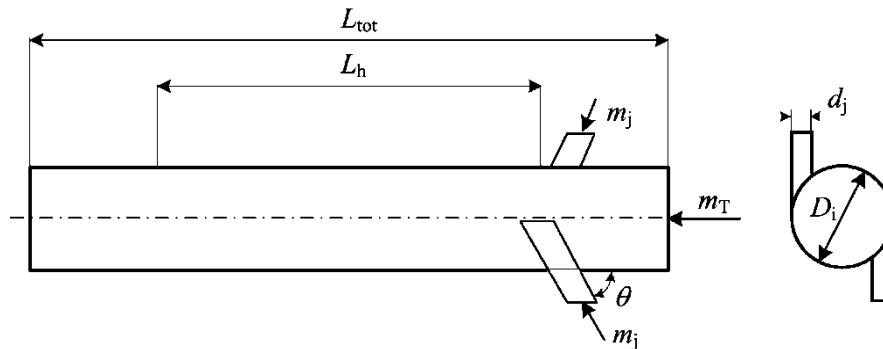


Figura 5.1. Prezentarea schematică a instalației experimentale folosită în [76]

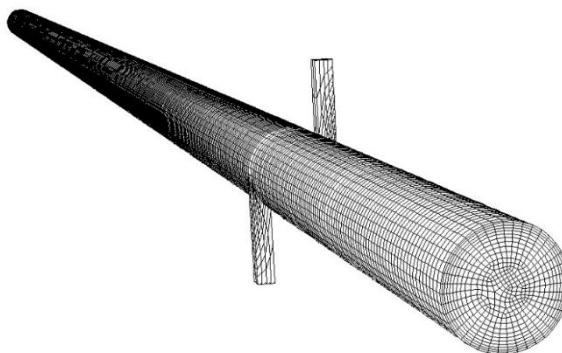


Figura 5.2. Grila cu elemente finite a tubului cu intrări tangențiale ale fluidului [76]

Intensitatea turbionară a fost exprimată printr-un raport dintre momentul fluidului injectat și momentul total al fluidului [42]:

$$\frac{M_t}{M_T} = \left(\frac{m_j}{m_T} \right)^2 \cdot \left(\frac{D}{d_j} \right)^2 \cdot \frac{\sin\theta}{N_j} \quad (5.1)$$

unde momentul fluidului injectat este exprimat astfel:

$$M_j = \frac{m_j}{\pi \cdot d_j^2 \cdot \rho / 4} \quad (5.2)$$

iar momentul tangențial al fluidului injectat este definit:

$$M_t = M_j \cdot \sin\theta \quad (5.3)$$

în timp ce momentul total al fluidului este calculat cu următoarea ecuație:

$$M_T = \frac{m_T}{\pi \cdot D^2 \cdot \rho / 4} \quad (5.4)$$

Rezultatele experimentale folosite pentru validarea modelului numeric au luat în considerare raportul $M_t / M_T = 11.705$. Ecuațiile cu derivate parțiale care descriu fenomenul descris mai sus, sunt ecuațiile diferențiale cu derivate parțiale *Navier-Stokes*, cu modelul standard $k-\varepsilon$ pentru regimul turbulent:

Ecuația de continuitate:

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (5.5)$$

Ecuația de conservare a cantitatii de miscare (ecuațiile Navier-Stokes):

$$\frac{\partial(u_i \cdot \rho \cdot u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.6)$$

Ecuția de conservare a energiei:

$$\frac{\partial(\rho \cdot c_p \cdot u_i \cdot T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(k + \frac{c_p \cdot \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (5.7)$$

unde μ_t este vâscozitatea turbulentă definită astfel:

$$\mu_t = \frac{C_\mu \cdot \rho \cdot k^2}{\varepsilon} \quad (5.8)$$

Ecuția energiei cinetice turbulente:

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i \cdot k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G - \rho \cdot \varepsilon \quad (5.9)$$

unde producerea energiei turbulente este definită astfel:

$$G = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5.10)$$

Rata de disipare a energiei cinetice turbulente:

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i \cdot \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \cdot G \cdot \frac{\varepsilon}{k} - C_2 \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.11)$$

Constantele folosite în ecuațiile menționate mai sus au următoarele valori: $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $k = 1.0$, $\varepsilon = 1.3$ și $Pr_t = 0.85$. O grilă cu un număr total de 410.066 noduri s-a folosit pentru calculele numerice.

Luând în considerare abaterea criteriului Nu de 7% (fig. 5.3), se poate concluziona că există o concordanță foarte bună între rezultatele numerice și cele experimentale.

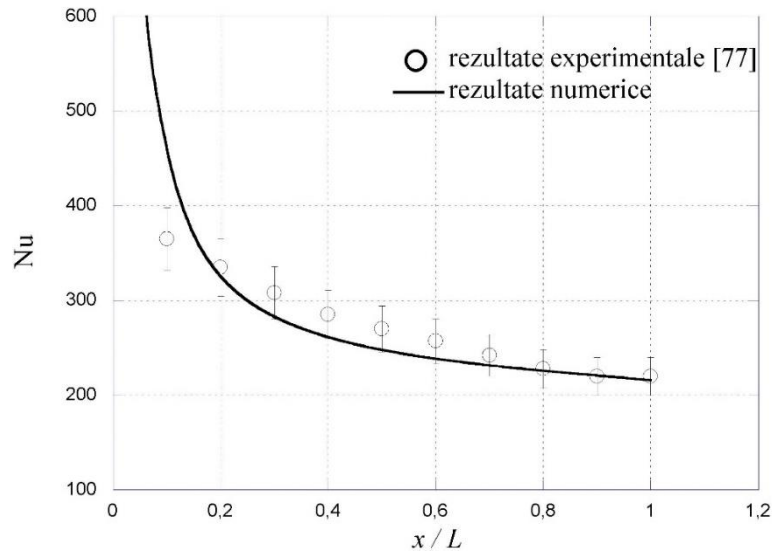


Figura 5.3 Validarea modelului numeric cu rezultate experimentale (Gull [76])

5.2 Validarea experimentală a rezultatelor numerice pentru microschimbătoare de căldură convenționale

A doua validare a fost realizată cu rezultate obținute de către *Bowers și Mudawar* [78] pentru schimbătoare de căldură cu micro-tuburi cu secțiuni laterale de intrare - ieșire ale acestor micro-tuburi. Ansamblul micro-schimbătorului, fabricat din nichel, are o lungime de $L = 28.6$ mm, un diametru interior al micro-tubului $D_i = 510 \mu\text{m}$ și R-113. Doar partea centrală a micro-schimbătorului (10 mm x 10 mm) a fost încălzită. Schimbătorul de căldură cu micro-tuburi este practic același cu cel prezentat la fig. 5.1, cu excepția intrărilor tangențiale (fig. 5.4). S-a folosit o grilă structurată cu 268.320 noduri. Deși scopul cercetării a fost transferul de căldură bifazic (fierbere), câteva date de la începutul încălzirii s-au situat în regimul monofazic. Diferența de temperatură prezentată în fig. 5.5 este, de fapt, o diferență din temperatura din partea superioară a micro-tubului (jumătatea distanței dintre secțiunile de intrare și ieșire) și temperatura din secțiunea de intrare. S-a observat o corelare foarte bună între rezultatele numerice și cele experimentale, ținând cont și de erorile de măsurare aferente fluxului de căldură din perete (fig.5.5).

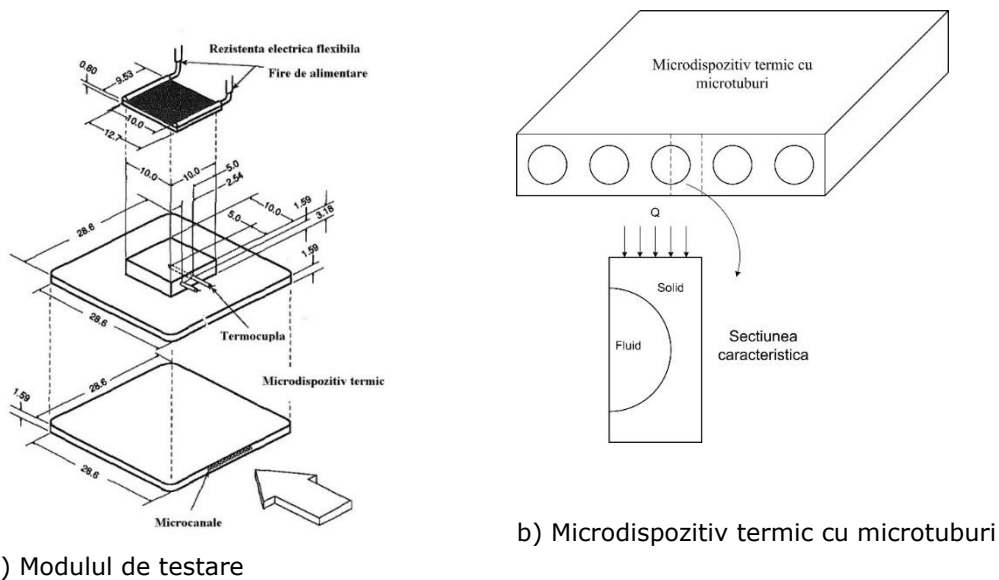


Figura 5.4. Prezentarea schematică a modului de testare [78]

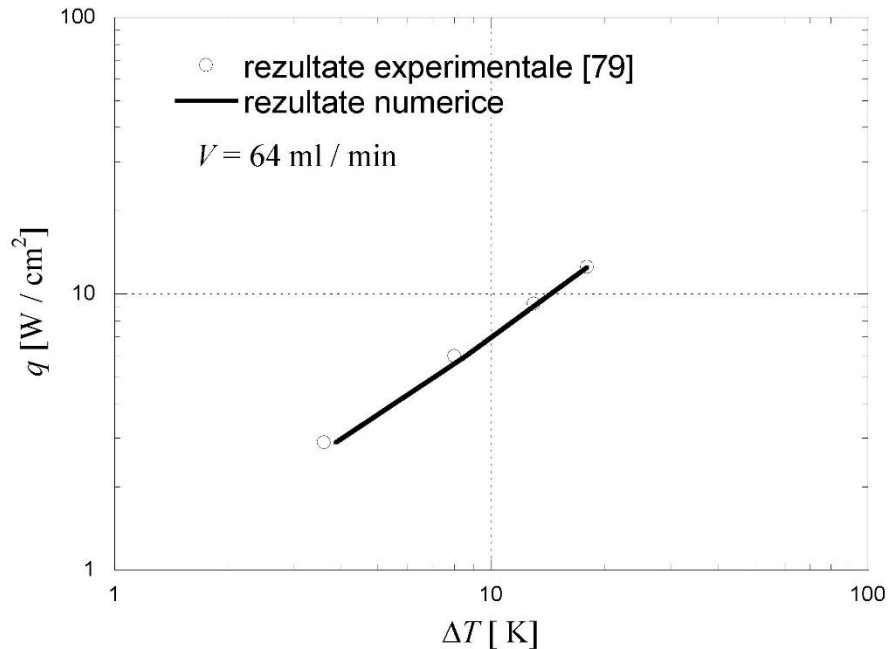
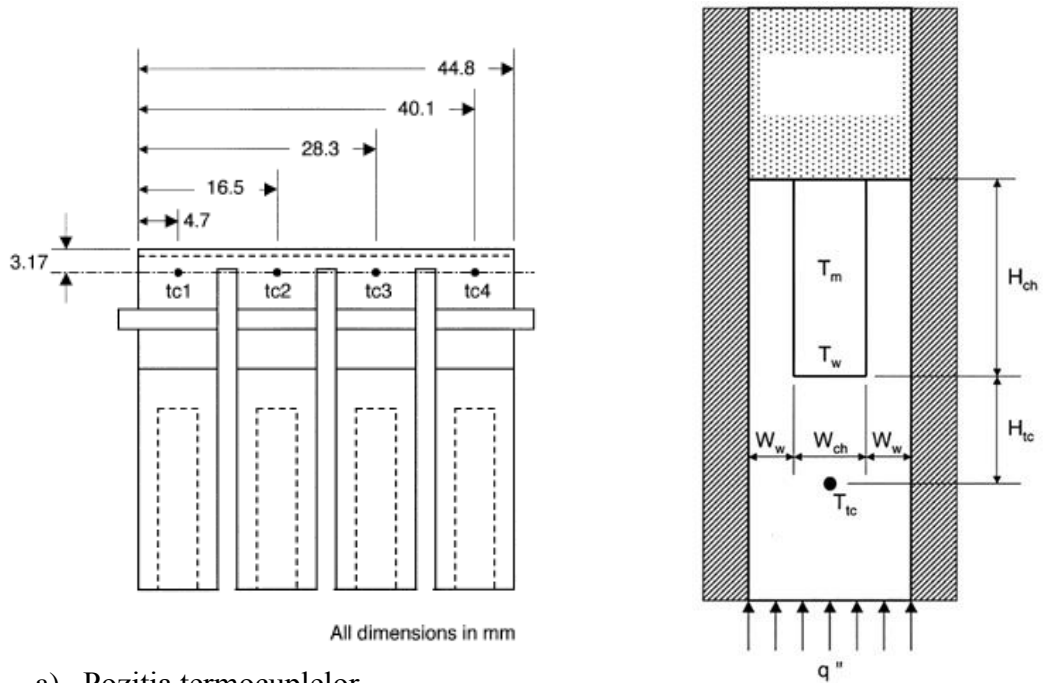


Figura 5.5. Validarea modelului numeric cu rezultate experimentale realizate de Bowers și Mudawar [76]

5.3 Validarea experimentală a curgerii nanofluidului și a schimbului de căldură printr-un micro-schimbător de căldură

Modelul numeric bazat pe relațiile pentru proprietățile termo-fizice ale nanofluidului (8)-(19) sunt validate cu rezultatele experimentale obținute de *Lee și Mudawar* [30] pentru schimbătoare de căldură cu 21 de micro-canale dreptunghiulare ($w \times H = 215 \times 821 \mu\text{m}$) prezentate în fig. 5.6. Fluxul termic, pentru cazul analizat a fost de $Q = 300 \text{ W}$ cu nanofluid alumina-apa și diametrul nano-particulei de $d_p = 36 \text{ nm}$ respectiv concentrația volumică de $\phi = 2\%$. În fig. 5.8 se prezintă diferența de temperatură dintre secțiunile de intrare și ieșire în funcție de debitul masic al fluidului. Diferența maximă dintre rezultatele numerice și cele experimentale este de 8 % pentru debite mai mici.



a) Poziția termocuplilor

b) Secțiunea microcanalului

Figura 5.6. Caracteristicile geometrice ale microdispozitivului termic [30]

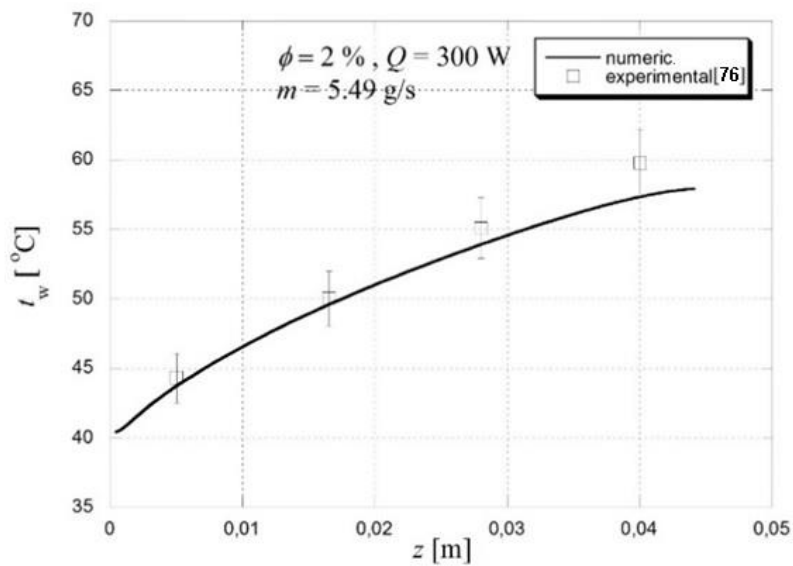


Figura 5.7. Comparația rezultatelor numerice cu cele experimentale pentru temperatura locală a peretelui [76];

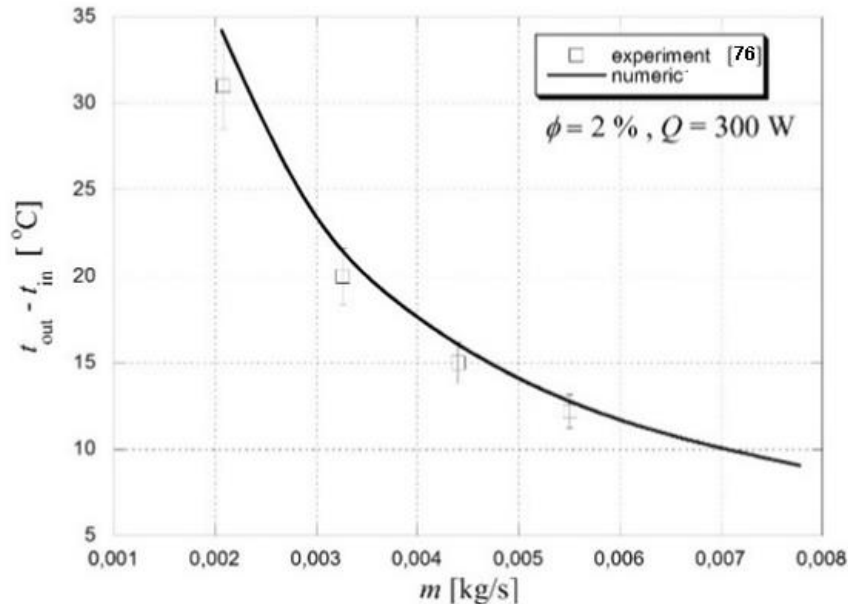


Figura 5.8. Comparația rezultatelor experimentale cu cele numerice pentru diferența de temperatură dintre secțiunile de intrare și ieșire [76];

În fig. 5.7 se prezintă temperatura locală a peretelui în funcție de distanța axială pentru debitul masic de $m = 5.49$ g/s. Abaterea maximă s-a observat în apropierea secțiunii de ieșire a schimbătorului de căldură cu micro-canale, de aproximativ 4%.

5.4 Validarea experimentală a rezultatelor numerice pentru un microschiimbător de căldură cu intrări tangențiale multiple ale fluidului

Pe baza conceptului inovativ de răcire, prezentat în capitolul 4 și publicat în 2014 [76], *Miry și alții* [79] au prezentat în 2016 o cercetare experimentală privind un microschiimbător de căldură cu jeturi tangențiale multiple, având două tipuri de nanofluide Al_2O_3 respectiv TiO_2 . În fig. 5.9 se prezintă microschiimbătorul de căldură cu jeturi tangențiale realizat din aluminiu 7000. Totodată în fig. 5.10 sunt prezentate dimensiunile și secțiunile microdispozitivului termic. Se observă că microschiimbătorul de căldură este conceput cu (3x5) intrări tangențiale care distribuie fluidul spre microcanalele principale cu două secțiuni de ieșire laterale.

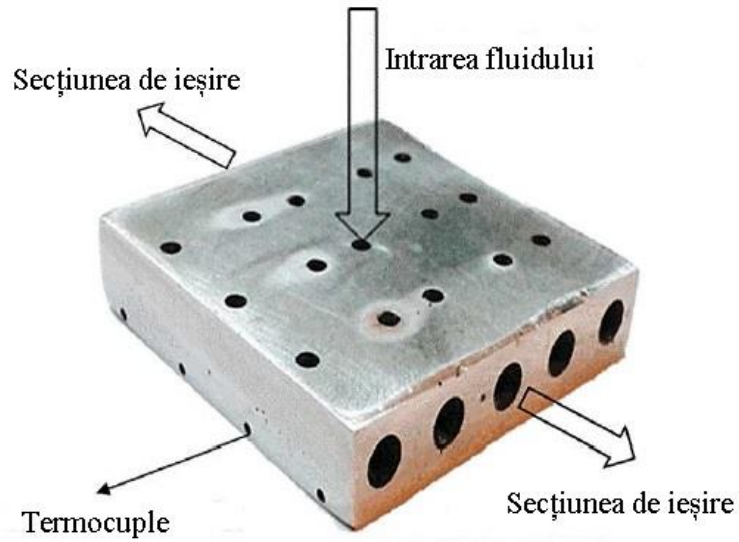


Figura 5.9. Microschimbătorul de căldură cu jeturi tangențiale multiple [79]

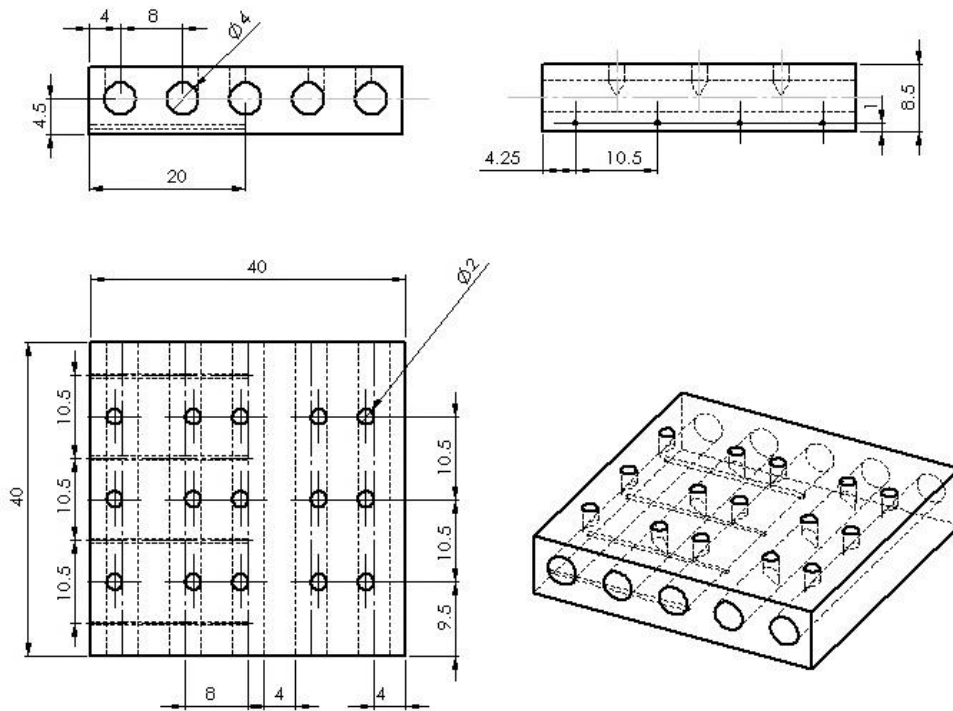


Figura 5.10. Secțiunile și dimensiunile microdispozitivului termic [79]

În tabelul 5.1 se prezintă parametrii de lucru ai experimentului. Se constată că regimul de lucru este laminar pentru două participări volumice ale nanoparticulelor ($\phi = 1\%$ respectiv 3%).

Tabelul 5.1 Parametrii termici și fluidodinamici realizați în cadrul experimentului

Fluid	Temperatura de intrare [°C]	Temperatura de ieșire [°C]	Debitul volumic [m ³ /s]	Densitatea fluxului de căldură [W/cm ²]
Apă	40	42.16 – 45.05	$9.28 \cdot 10^{-6} - 20.87 \cdot 10^{-6}$	12.5
Al ₂ O ₃ - apă	40	42.07 – 44.84	$9.28 \cdot 10^{-6} - 20.87 \cdot 10^{-6}$	12.5

Pe baza informațiilor cu privire la măsurătorile experimentale prezentate în lucrare [79], s-au realizat simulările numerice. Rezultatele obținute se vor folosi pentru validarea modelului matematic utilizat în evaluarea sistemului hibrid de răcire a surselor de căldură cu mare densitate a fluxului de căldură. În fig. 5.11 se prezintă instalația experimentală pentru încercarea microdispozitivelor termice de răcire.

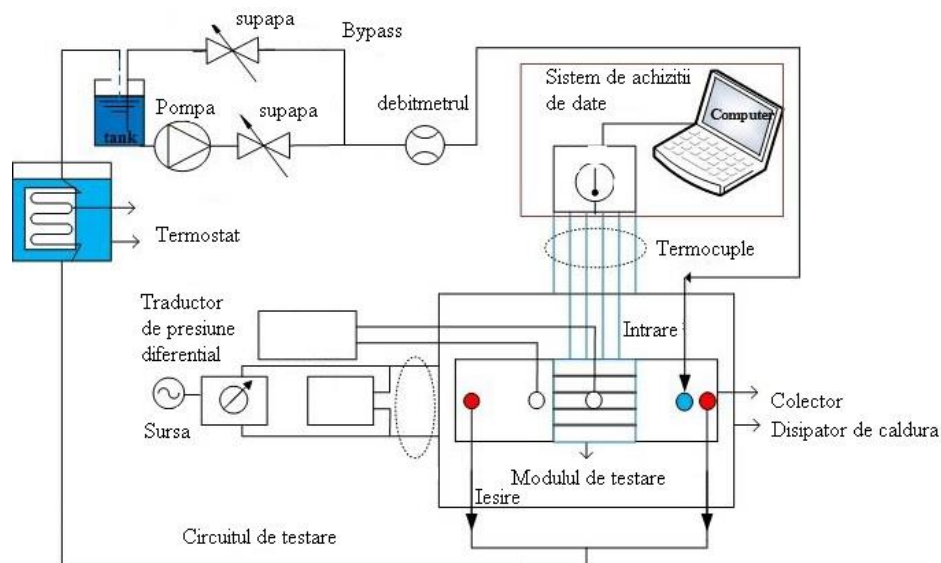


Figura 5.11. Instalația experimentală pentru încercarea microdispozitivului termic cu jeturi tangențiale [79]

Având în vedere dimensiunile prezentate în fig. 5.10 se poate defini următorul sistem de ecuații diferențiale cu derivate parțiale (4.1-4.3):

- Ecuația de continuitate (4.1)
- Ecuația de mișcare a fluidelor vâscoase (4.2)
- Ecuația de conservare a energiei (4.3)

Condițiile la limită, conform desenelor din fig. 5.10 și descrierii măsurătorilor prezentate în lucrare, pot fi definite în felul următor:

- În secțiunile de intrare a fluidului se definește debitul masic conform datelor din tabelul 5.1;
- Vectorul vitezei este perpendicular pe secțiunea de intrare;
- Atât câmpul de viteză cât și câmpul de temperatura au distribuție uniformă în secțiunea de intrare;
- În secțiunea de ieșire gradientul de viteză respectiv gradientul de temperatură este egal cu zero;
- Proprietățile termofizice ale fluidelor sunt variabile și dependente de temperatură în cazul apei, respectiv diametrul și concentrația nanoparticulelor (4.4 – 4.18).

Rezistența termică a fost definită astfel:

$$R = \frac{T_{max} - T_{in}}{Q} \quad (5.12)$$

unde T_{max} reprezintă temperatura maximă de pe suprafața de contact dispozitiv-sursa de căldură, T_{in} temperatura de intrare a fluidului iar Q fluxul de căldură.

Discretizarea geometrică a domeniului de calcul a fost realizată cu o grila nestructurată prezentată în fig. 5.12. Ecuațiile diferențiale cu derivate parțiale au fost discretizate cu schema *Quick* de gradul doi, iar pentru soluționarea problemei rezultată din cuplarea câmpului de viteză și presiune s-a folosit modelul SIMPLE. Criteriul de convergență este definit cu următoarea relație:

$$\varepsilon^{\phi} = \frac{\sum_{cells,P} \left| \sum_{nb} a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right|}{\sum_{cells,P} |a_p \phi_p|} \quad (5.13)$$

Pentru câmpul de viteză s-a considerat că soluția convergentă se obține pentru $\varepsilon^v = 10^{-4}$ iar pentru câmpul de temperatură $\varepsilon^T = 10^{-8}$. În urma monitorizării parametrilor (viteza, temperatura) în punctele caracteristice s-a concluzionat că valorile definite pentru criteriile de convergență sunt corecte.

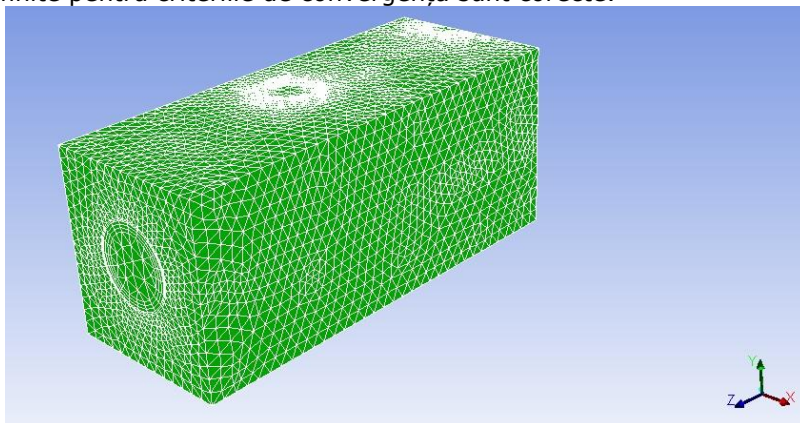


Figura 5.12. Grila cu elemente finite a domeniului de calcul

În fig.5.13 se prezintă rezultatele simulărilor numerice împreună cu rezultatele experimentale sub forma rezistenței termice în funcție de Re , pentru apă și nanofluidul Al_2O_3 – apă. Se constată că rezultatele numerice sunt apropiate de cele experimentale, abaterea maximă fiind de aproximativ 5 %.

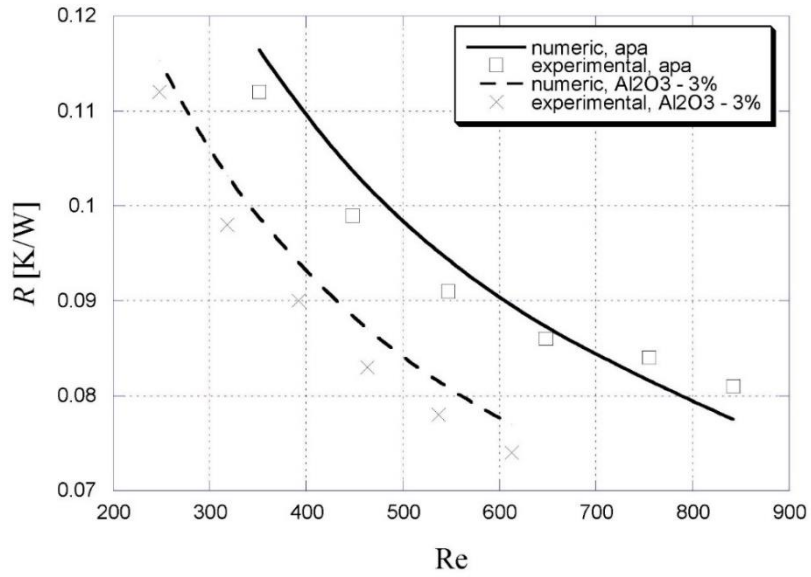


Figura 5.13 Variația rezistenței termice în funcție de criteriul Re

6. Influența proprietăților termofizice ale nanofluidelor asupra performanțelor termice și fluidodinamice ale microdispozitivelor de răcire

Din analiza realizată în capitolul 4 cu privire la performanțele termice și fluidodinamice a sistemului hibrid de răcire a surselor de mare densitate a fluxului de căldură, rezultă că modul de evaluare a rezultatelor are o influență importantă asupra concluziilor referitoare la performanțele dispozitivelor de răcire. Totodată, ținând cont de scăderea capacității termice masice a nanofluidelor comparativ cu apa, influența conductivității termice a nanoparticulelor devine un aspect important. Prin urmare în capitolul de față, se va realiza optimizarea micro-sistemului de răcire cu nanofluid din punct de vedere a conductivităților termice a nanoparticulelor [81].

6.1 Detalii numerice

Domeniul de calcul este prezentat în Fig. 1, după cum urmează: domeniul fluidului este definit la $r = 0, R_i$ și $z = 0, L$. Domeniului câmpului de temperatură, definit la $r = R_i, R_o$ și $z = 0, L$. Următorul set de ecuații diferențiale cu derivate parțiale este folosit pentru a descrie fenomenul, luând în considerare proprietățile efective termo-fizice ale fluidelor:

Ecuția de continuitate:

$$\frac{\partial(\rho_{eff} \cdot u)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \cdot \rho_{eff} \cdot v)}{\partial r} = 0 \quad (6.1)$$

Ecuția de mișcare a fluidelor vâscoase:

$$\frac{\partial(\rho_{eff} v u)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho_{eff} u u)}{\partial z} = -\frac{dp}{dz} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_{eff} r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (6.2)$$

Ecuția de conservare a energiei:

$$\frac{\partial(\rho_{eff} c_{p,eff} v T)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho_{eff} \cdot c_{p,eff} u T)}{\partial z} = \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_{eff} \cdot r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \quad (6.3)$$

Tabelul 6.1. Proprietățile nano-particulelor [71]

	ρ_p [kg/m ³]	c_{pp} [J/kg K]	k_p [W/m K]
TiO ₂	4230	692	8.4
Al ₂ O ₃	3975	765	36
Cu	8933	385	401

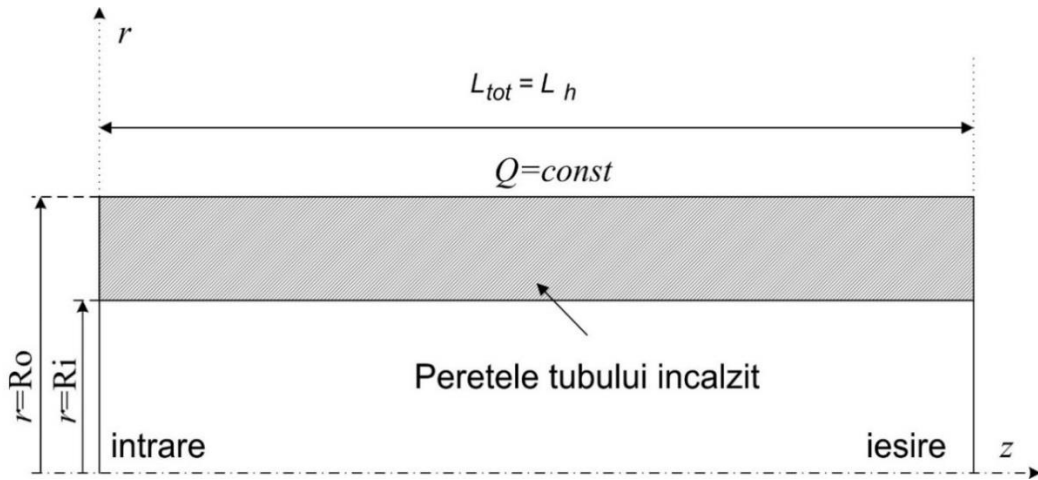


Figura 6.1. Domeniul de calcul [81]

La intrare în tub, viteza și câmpul de temperatură sunt considerate uniforme, pe când, la ieșire, variația temperaturii și a vitezei în direcția axială este egală cu zero.

Condițiile la limită sunt:

$$z = 0, 0 < r < R_o: \quad u = u_0, T = T_w = T_0 \quad (6.4)$$

$$0 < z < L_{tot}: \quad r = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0, \quad v = 0 \quad (6.5)$$

$$r = R_i, \quad u = v = 0$$

Încălzirea tubului prin efectul Joule poate fi exprimată fie prin generarea uniformă de căldură prin peretele tubului, fie prin fluxul de căldură uniform impus pe suprafața externă a peretelui. Pentru acest caz din urmă, condiția la limită este definită ca,

$$r = R_o: \quad q_o = k_s \frac{\partial T}{\partial r} \quad (6.6)$$

unde q_o este densitatea fluxului de căldură:

$$z = L_{tot}, \quad 0 < r < R_o: \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (6.7)$$

Fenomenul conjugat de transfer termic implică continuitatea temperaturii și a fluxului de căldură la interfața dintre fluid și perete,

$$r = R_i: T_s|_{Ri+} = T_f|_{Ri} \quad (6.8)$$

$$k_s \left(\frac{\partial T_s}{\partial r} \right)_{Ri+} = k_{eff} \left(\frac{\partial T_f}{\partial r} \right)_{Ri-} \quad (6.9)$$

Ecuțiile diferențiale cu derivate parțiale (6.1)-(6.3), alături de condițiile la limită, sunt rezolvate folosind metoda volumului finit, descrisă în [73,74]. În primul rând, se ia în considerare regimul parabolic de curgere prin care se rezolvă câmpul de viteză. Câmpul de temperatură, o problemă conjugată a transferului termic, a fost ulterior calculat ca o problemă eliptică, folosind câmpul de viteză deja obținut. Regimul de curgere este considerat a fi laminar și staționar. Trebuie menționat că programul de calcul este unul "in house" realizat în limbajul de programare Intel-Fortran.

Pentru a testa sensibilitatea grilei, au fost testate două astfel de grile, și

anume: prima cu 250 de celule în direcție radială și 400 de celule în direcție axială, și a doua, cu 500 și 800 de celule în direcțiile z - și r -. Diferențele obținute pentru criteriul Nu au fost mai mici de 0,1%, deci prima grilă a fost folosită pentru calculele ulterioare. Adicional, validarea rezultatelor numerice pentru curgerea laminară a nano-fluidelor a fost efectuată de către Lelea și Nișulescu [80].

Viscozitatea efectivă și conductivitatea termică a nanofluidelor au fost determinate conform modelelor prezentate în capitolul anterior.

Densitatea efectivă este definită ca:

$$\rho_{eff} = (1-\phi) \cdot \rho_f + \phi \cdot \rho_p \quad (6.10)$$

Căldura specifică efectivă este calculată ca:

$$c_{peff} = \frac{(1-\phi) \cdot (\rho \cdot c_p)_f + \phi \cdot (\rho \cdot c_p)_p}{\rho_{eff}} \quad (6.11)$$

Proprietățile particulelor sunt definite în tabelul 6.1.

Criteriul Re este definit ca:

$$Re = \frac{\rho_{eff} \cdot u_m \cdot D_i}{\mu_{eff}} \quad (6.12)$$

În timp ce coeficientul de convecție local este definit cu următoarea ecuație:

$$h(z) = \frac{q}{T_w(z) - T_b(z)} \quad (6.13)$$

Valoarea medie a coeficientului de convecție este calculată ca:

$$h_{ave} = \frac{1}{L_{tot}} \int_0^{L_{tot}} h(z) \cdot dz \quad (6.14)$$

Puterea de pompare este definită ca:

$$\Pi = M \cdot \frac{\Delta p}{\rho_{eff}} \quad (6.15)$$

6.2 Curgerea parabolica

Curgerea laminară reprezintă o curgere în stratul limită tridimensional [73,74]. Prin urmare curgerea are următoarele caracteristici:

- Există o direcție predominantă a curgerii.
- Difuzia momentului, energiei termice și masei în această direcție poate fi neglijată.
- Câmpul de presiune din aval are o influență neglijabilă asupra câmpului de presiune din amonte.

Prin urmare se poate separa câmpul de presiune axial de câmpul de presiune lateral. Prin urmare, trebuie calculată căderea de presiune axială dp/dz , înainte de a obține căderile de presiune perpendiculare $\partial p/\partial x$ sau $\partial p/\partial y$. Astfel, putem considera curgerea laminară prin tuburi, care reprezintă o problemă tridimensională, ca o succesiune de probleme bidimensionale.

Inițial se estimează gradientul axial de presiune $(dp/dz)^*$, iar câmpul de viteză axial w^* în urma acestei estimări este:

$$a_P w_P^* = a_N w_N^* + a_S w_S^* + a_E w_E^* + a_W w_W^* + b + \Delta x \Delta y \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \right)^* \quad (6.16)$$

pentru regimul staționar de curgere, debitul masic al fluidului este constant, și anume:

$$\dot{m} = \sum \Delta x \Delta y \rho w \quad (6.17)$$

Debitul obținut pe baza câmpului de viteză estimativ w^* , va avea o valoare diferită de cea reală, care poate fi calculată din condițiile la limită. Căderea de presiune și respectiv vitezele pot fi calculate astfel:

$$\left(\frac{\partial \hat{p}}{\partial z}\right) = \left(\frac{\partial \hat{p}}{\partial z}\right)^* + \left(\frac{\partial \hat{p}}{\partial z}\right)' \quad (6.18)$$

$$w_P = w_P^* + \frac{\Delta x \Delta y}{a_P} \left(\frac{\partial \hat{p}}{\partial z}\right)' \quad (6.19)$$

Din relațiile (6.17), (6.18) și (6.19) se obține relația pentru corecția căderii de presiune axiale:

$$\left(\frac{\partial \hat{p}}{\partial z}\right)' = \frac{\dot{m} - \sum \rho w^* \Delta x \Delta y}{\sum \rho (\Delta x \Delta y)^2} \quad (6.20)$$

În urma discretizării termenilor de convecție din ecuația de mișcare în direcția curgerii, considerând că valoarea variabilei ϕ este constantă pe întregul domeniu Δz , exceptând secțiunea din z_U (fig. 6.2), se obține:

$$w \frac{\partial}{\partial z} (\rho \phi) = F_D \phi_P - F_U \phi_U \quad (6.21)$$

Unde:

$$F_D = \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta z} (\rho w)_{P,D} \quad (6.22)$$

$$F_U = \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta z} (\rho w)_{P,U} \quad (6.23)$$

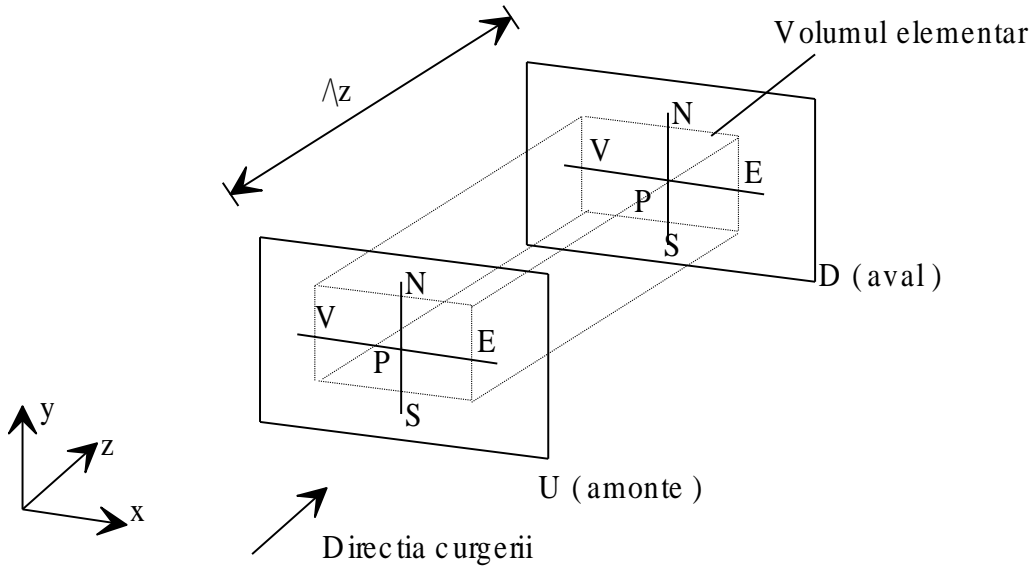


Figura 6.2. Volumul elementar în direcția axială

6.3 Model modificat pentru tratarea gradientului de presiune axial

Similar cu revizuirea algoritmului *SIMPLE* (capitolul 4) și modelul pentru obținerea gradientului de presiune axial, descris anterior se poate îmbunătăți. Omiterea termenului, care are ca rezultat majorarea numărului de iterații, se poate evita aplicând următorul procedeu [74]:

Relația (4.67) poate fi prezentată în felul următor:

$$a_{i,j} \cdot w_{i,j} = b_{i,j} \cdot w_{i+1,j} + c_{i,j} \cdot w_{i-1,j} + d_{i,j} + e_{i,j} \cdot \left(\frac{d p}{dz} \right) \quad (6.24)$$

unde:

$$d_{i,j} = a_E \cdot w_E + a_W \cdot w_W + b \quad (6.25)$$

Prin urmare relația (6.24) devine:

$$w_{i,j} = P_{i,j} \cdot w_{i+1,j} + Q_{i,j} + R_{i,j} \cdot \left(\frac{d p}{dz} \right) \quad (6.26)$$

unde relațiile pentru P , Q și R sunt după cum urmează:

$$P_{i,j} = \frac{b_{i,j}}{a_{i,j} - c_{i,j} \cdot P_{i-1,j}} \quad (6.27)$$

$$Q_{i,j} = \frac{d_{i,j} + c_{i,j} \cdot Q_{i-1,j}}{a_{i,j} - c_{i,j} \cdot P_{i-1,j}} \quad (6.28)$$

$$R_{i,j} = \frac{e_{i,j} + c_{i,j} \cdot R_{i-1,j}}{a_{i,j} - c_{i,j} \cdot P_{i-1,j}} \quad (6.29)$$

Valorile inițiale necesare procesului de substituiri sunt:

$$P_{1,j} = \frac{b_{1,j}}{a_{1,j}}; Q_{1,j} = \frac{d_{1,j}}{a_{1,j}}; R_{1,j} = \frac{e_{1,j}}{a_{1,j}} \quad (6.30)$$

Având în vedere că la sfârșitul procesului de substituiri $b_{N,j} = 0$ respectiv $P_{N,j} = 0$, se obține a doua transformare:

$$w_{i,j} = A_{i,j} + B_{i,j} \cdot \left(\frac{d p}{dz} \right) \quad (6.31)$$

Procesul invers de substituiri începe cu valorile $A_N = Q_N$ și $B_N = R_N$, și având următoarele relații recurente:

$$A_{i,j} = Q_{i,j} + P_{i,j} \cdot A_{i+1,j} \quad (6.32)$$

$$B_{i,j} = R_{i,j} + P_{i,j} \cdot B_{i+1,j} \quad (6.33)$$

Înmulțind relația (6.31) cu $\Delta x \cdot \Delta y$ și prin însumarea termenilor în direcția x și y , se obține:

$$\sum_{i=1, j=1}^{N, K} \Delta x \cdot \Delta y \cdot w_{i, j} = \sum_{i=1, j=1}^{N, K} \Delta x \cdot \Delta y \cdot A_{i, j} + \sum_{i=1, j=1}^{N, K} \Delta x \cdot \Delta y \cdot B_{i, j} \cdot \left(\frac{dp}{dz} \right) \quad (6.34)$$

Având în vedere că debitul masic al fluidului în regim staționar este constant rezultă:

$$\dot{m} = \sum_{i=1, j=1}^{N, K} \Delta x \cdot \Delta y \cdot w_{i, j} = \text{const} \quad (6.35)$$

În final căderea de presiune axială este:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right) = \frac{\sum_{i=1, j=1}^{N, K} \Delta x \cdot \Delta y \cdot A_{i, j} + \sum_{i=1, j=1}^{N, K} \Delta x \cdot \Delta y \cdot B_{i, j}}{\dot{m}} \cdot \left(\frac{dp}{dz} \right) \quad (6.36)$$

Algoritmul modelului de soluționare poate fi reprezentat astfel:

1. Se calculează coeficienții a , b , c , d și e din ecuația de mișcare (6.16);
2. Se calculează valorile inițiale ale coeficienților P , Q , R pe baza relațiilor (6.30);
3. Se calculează coeficienții A și B cu relațiile (6.32- 6.33);
4. Se calculează gradientul de presiune axială cu relația (6.36);
5. Se calculează câmpul de viteză axială cu relația (6.31).

6.4 Rezultate și discuții

Scopul acestei analize îl reprezintă evaluarea corespunzătoare a conductivității termice minime a particulei folosite pentru nano-fluidul pe bază de apă, pentru a obține caracteristici termice optime ale dispozitivului micro-termic, comparativ cu fluidul de bază [81]. Au fost stabilite două criterii de evaluare diferite, și anume: puterea de pompare respectiv criteriul Re constant. Mai mult, rezultatele numerice sunt prezentate în termeni de valoarea medie a coeficientului de convecție și temperatură maximă a suprafeței de contact care ar putea fi folosită pentru evaluarea rezistenței termice. Rezultatele numerice sunt prezentate în fig. 6.3- 6.7.

Relația dintre coeficientul de convecție mediu și puterea de pompare pentru $d_p = 13$ nm este prezentată în fig.6.3. Făcând o comparație cu nano-fluidul de tip apă - TiO_2 (fig.6.3c), având cea mai mică conductivitate termică a particulelor, apa are cel mai mare coeficient de convecție, urmat de nano-fluidul cu două concentrații diferite ale particulelor $\phi = 1$ și 3 %. Concluzia similară ar putea fi subliniată conform fig. 6.3a pentru nano-fluidul Al_2O_3 - apă. Apa are cele mai ridicate valori ale coeficientului de convecție, urmată de nano-fluidul cu concentrația de $\phi = 1$ și 3 %. Singura diferență față de cazul anterior este că acest coeficient de transfer termic pentru nano-fluidul Al_2O_3 - apă cu $\phi = 1\%$ este foarte apropiat de cel al apei. De altfel, pentru valori foarte mici ale $II < 0.05$, acest comportament este inversat, iar apa are cele mai mici valori ale coeficientului de transfer termic.

Pentru nano-fluidul Cu-apă, coeficientul de convecție mediu este superior din punctul de vedere al puterii de pompare. Mai mult, pentru valori foarte scăzute ale puterii de pompare, coeficientul de convecție scade odată cu puterea de pompare, în timp ce concentrația particulelor este $\phi = 3\%$. Motivul unui astfel de

comportament rezultă din faptul că, conductivitatea termică este dependentă de temperatura. Pentru viteze de curgere reduse, conductivitatea termică crește brusc odată cu temperatura, de-a lungul distanței axiale, la care diferența dintre temperatura peretelui interior și temperatura fluidului scade. În consecință, coeficientul de convecție crește pe distanța axială. Pe lângă acest lucru, lungimea de intrare termică este scurtă pentru vitezele mici. În cele din urmă, odată cu creșterea debitului fluidului, lungimea de intrare este mai mare și fenomenul de difuzie are o influență mai mică. Prin urmare, alături de relația pentru coeficientul de convecție mediu (6.14), acesta este motivul pentru care coeficientul de convecție scade pentru puterea de pompare redusă și pentru conductivități termice superioare.

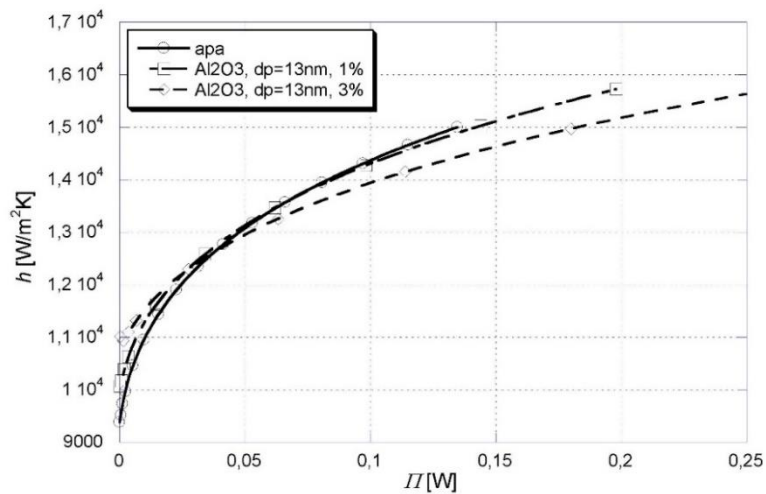


Figura 6.3a) Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru Al_2O_3 -apa și $dp = 13 \text{ nm}$ [81]

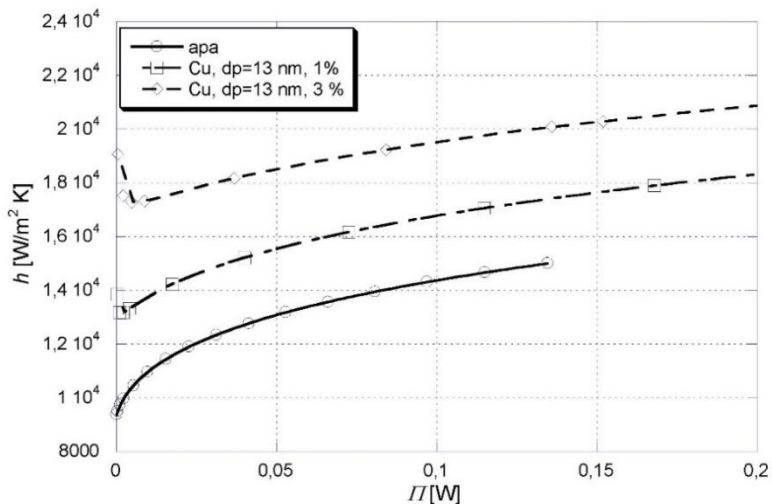


Figura 6.3b) Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru Cu -apa și $dp = 13 \text{ nm}$ [81]

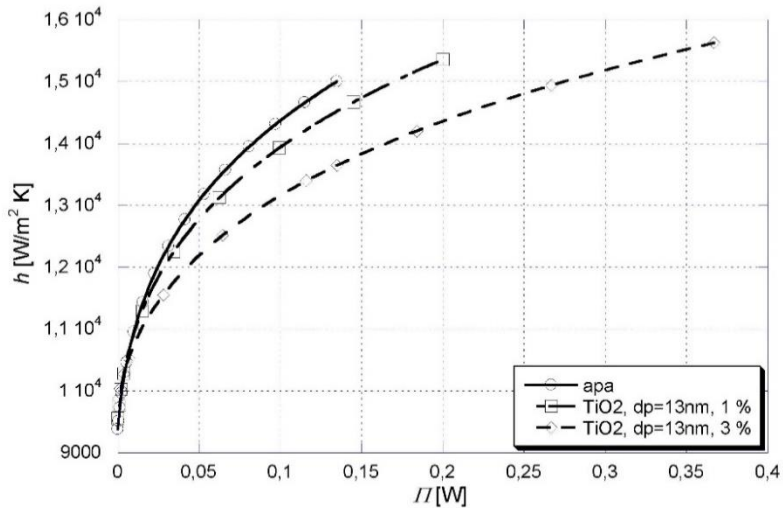


Fig. 6.3c Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru TiO₂-apa si $d_p = 13$ nm [81]

Pentru nano-particule cu diametrul de $d_p = 36$ nm, se observă în fig.6.4 diverse comportamente ale nano-fluidului și apei. Apa are cele mai mici valori ale coeficientului de convecție indiferent de conductivitatea termică a nano-particulelor.

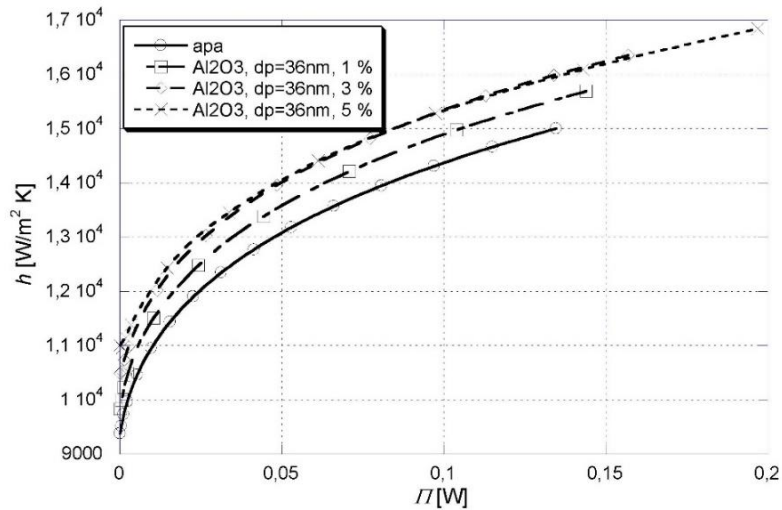


Figura 6.4a) Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru Al₂O₃-apa si $d_p = 36$ nm [81]

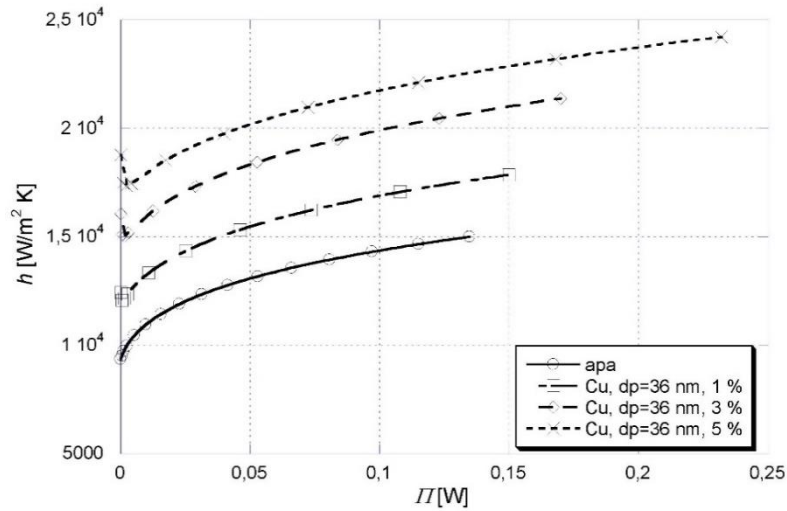


Figura 6.4b) Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru Cu-apa și $d_p = 36$ nm [81]

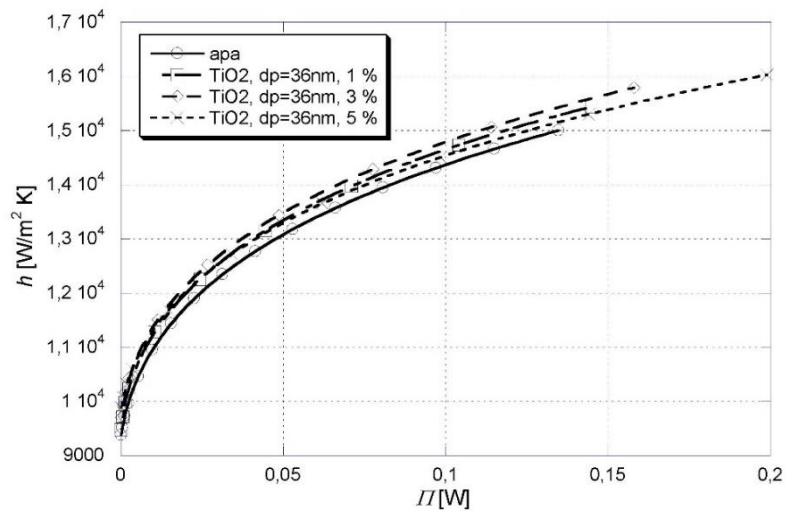


Figura 6.4c) Coeficientul de convecție funcție de puterea de pompare pentru TiO₂-apa și $d_p = 36$ nm [81]

Rezistența termică a micro-dispozitivului termic este influențată în principal de temperatura maximă a substratului. Deci, în fig.6.5, este prezentată temperatura maximă a peretelui exterior al micro-tubului, versus puterea de pompare pentru $d_p = 13$ nm. Se poate observa că apa are cea mai mică temperatură maximă comparativ cu tipurile de nano-fluide luate în considerare în această cercetare. Pe lângă asta, așa cum conductivitatea termică a nano-particulelor crește, diferența de temperatură dintre apă și nano-fluide scade pentru puterea de pompare mai mică. De exemplu, diferența de temperatură dintre nano-fluidul TiO₂ - apă cu $\phi = 3\%$ și apa este de $\Delta t = 10^\circ\text{C}$, în timp ce diferența de temperatură dintre nano-fluidul Cu - apă cu $\phi = 3\%$ și apa

este $\Delta t = 6^\circ\text{C}$. Mai mult, odată ce puterea de pompare crește, pentru $\Pi > 0.01$, temperaturile maxime, atât pentru apă, cât și pentru nano-fluizi se suprapun.

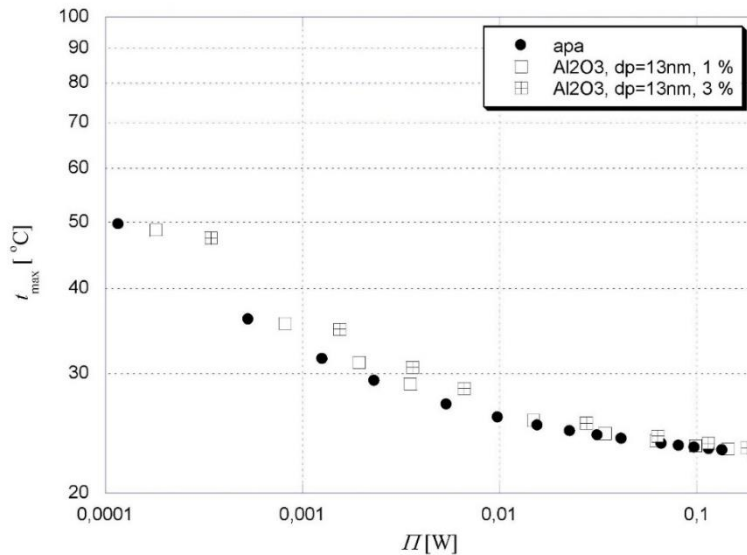


Figura 6.5a) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru Al_2O_3 - apă și $d_p = 13 \text{ nm}$ [81]

Temperatura maximă funcție de puterea de pompare $d_p = 36 \text{ nm}$ este prezentată în fig.6.6. Punctul comun de observație este acela că nu există diferențe între temperatura maximă a apei și a nano-fluizilor, comparativ cu puterea de pompare. Singura abatere este observată pentru nanofluidul Cu - apă, unde temperatura maximă este ușor mai scăzută decât temperatura maximă a apei.

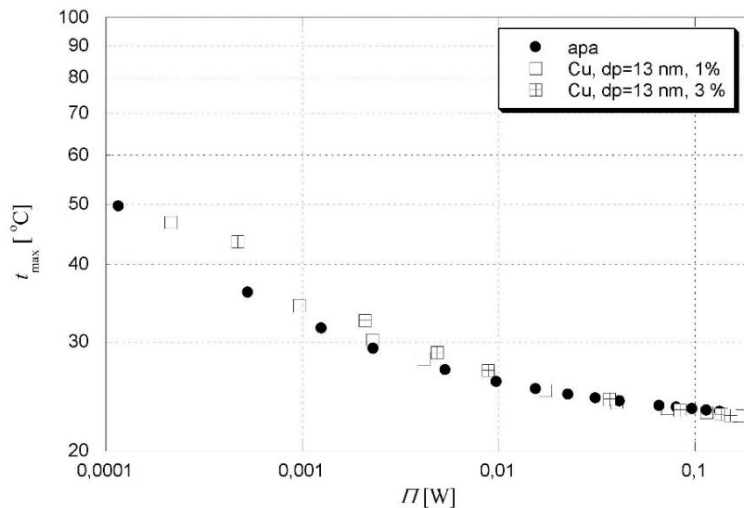


Figura 6.5b) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru Cu - apă și $d_p = 13 \text{ nm}$ [81]

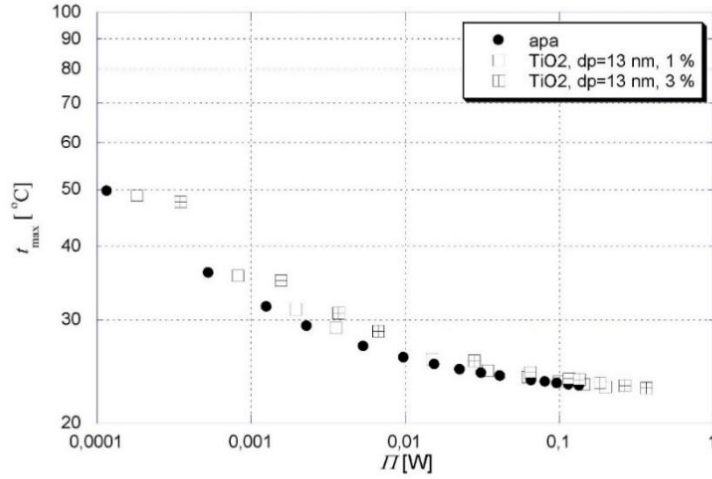


Figura 6.5c) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru TiO_2 - apa și $dp = 13 \text{ nm}$ [81]

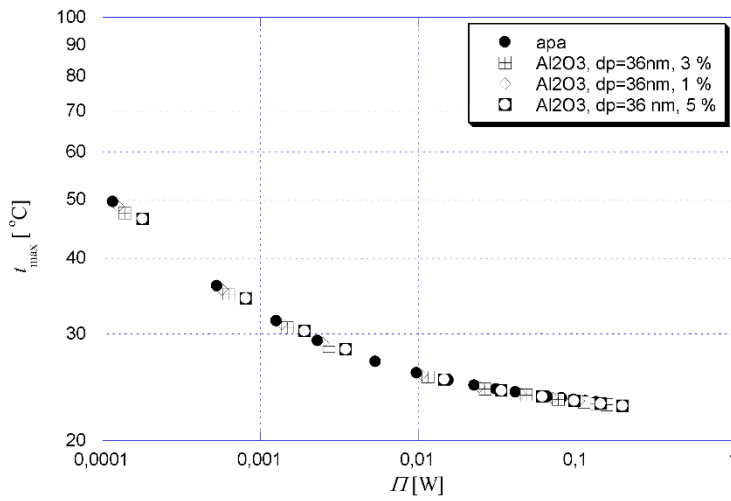


Figura 6.6a) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru Al_2O_3 - apa și $dp = 36 \text{ nm}$ [81]

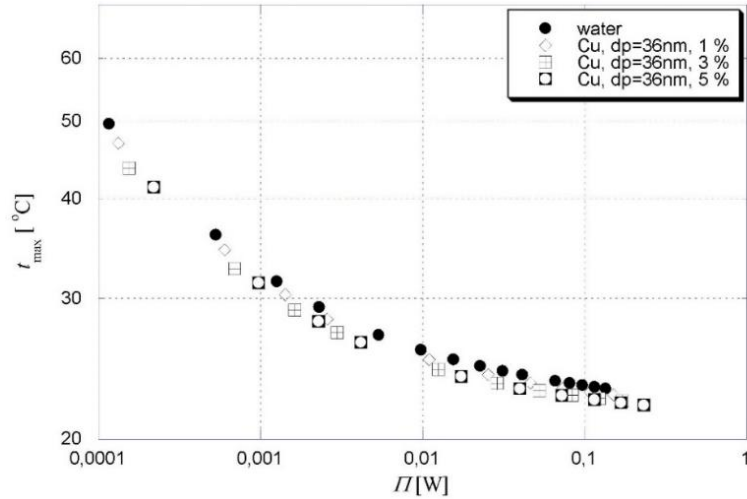


Fig. 6.6b) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru Cu – apa și $dp = 36$ nm [81]

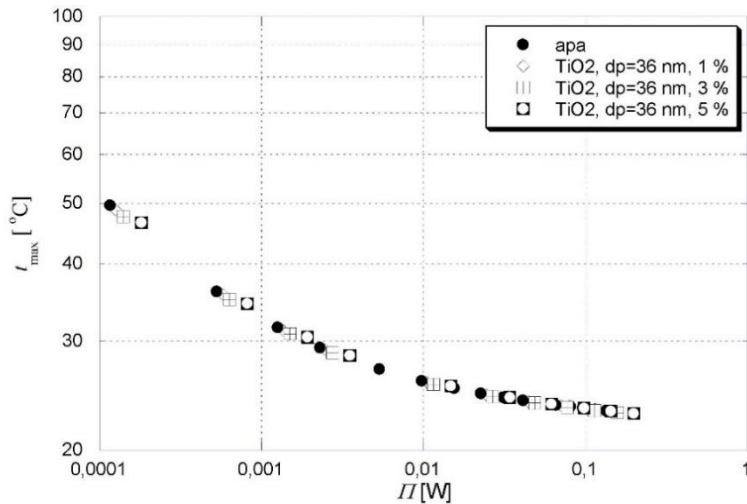


Figura 6.6c) Temperatura maximă a substratului funcție de puterea de pompare pentru TiO_2 – apa și $dp = 36$ nm [81]

Coeficientul de convecție funcție de coeficientul Re pentru diferite tipuri de nanofluidi și apă este prezentat în fig. 6.7. S-a concluzionat că cel mai scăzut coeficient de convecție este observat în cazul apei și crește odată cu creșterea concentrației particulelor, luându-se în considerare tipul nanofluidului.

Observația similară este valabilă pentru temperatura maximă a substratului funcție de criteriul Re (vezi fig.6.9). Cea mai scăzută temperatură maximă este obținută pentru nanofluidul cu cea mai mare concentrație de particule. Aceste concluzii sunt valide pentru toate tipurile de nanofluidi și criteriul Re de care s-a ținut cont în această cercetare.

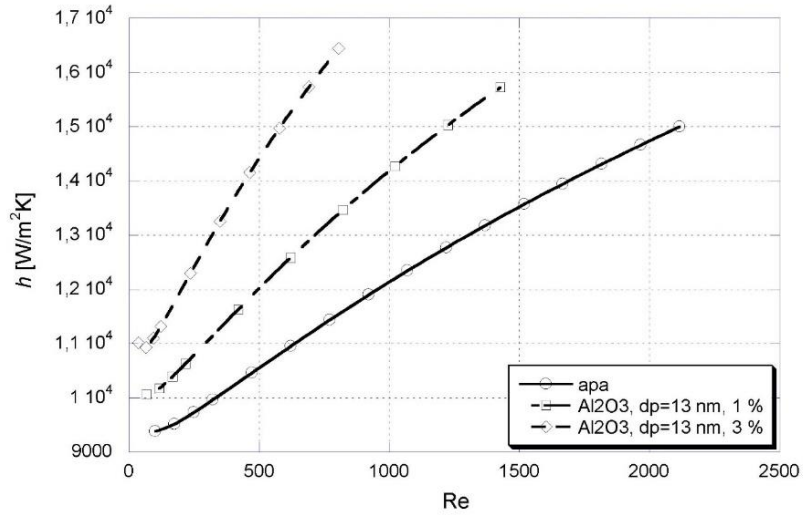


Figura 6.7a) Coeficientul de convecție funcție de criteriul Re pentru Al₂O₃ - apa și $dp = 13 \text{ nm}$ [81]

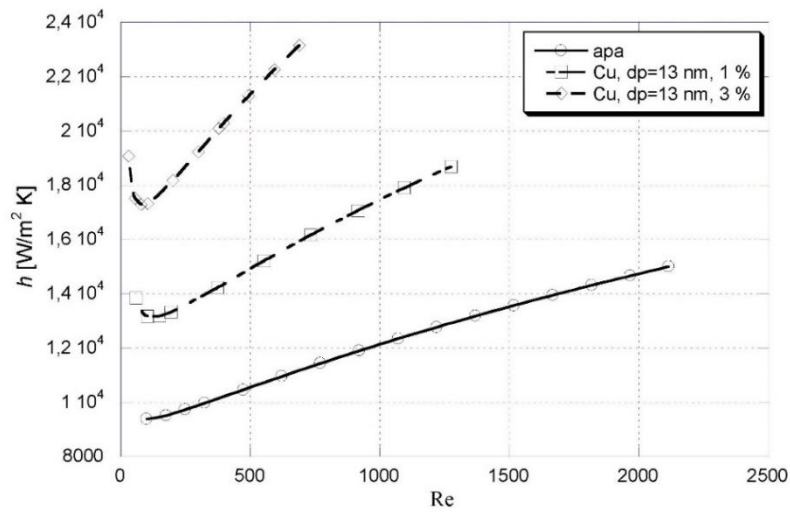


Figura 6.7b) Coeficientul de convecție mediu funcție de criteriul Re pentru Cu - apa și $dp = 13 \text{ nm}$ [81]

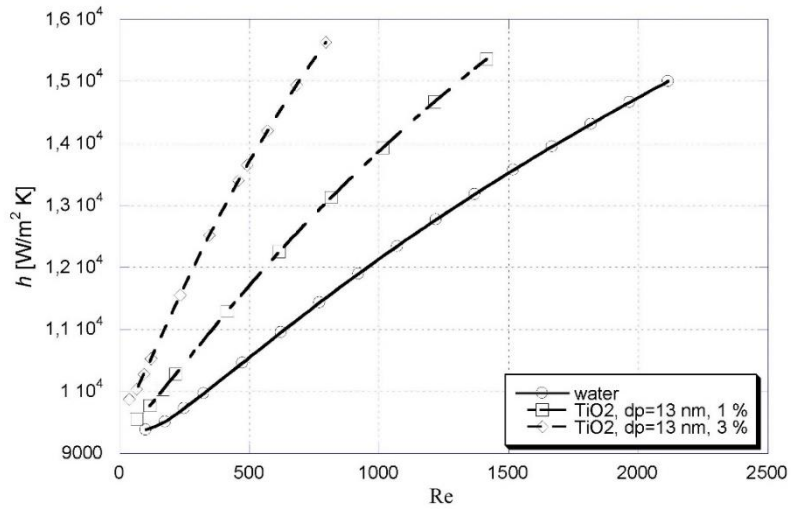


Figura 6.7c) Coeficientul de convecție funcție de criteriul Re pentru TiO_2 - apa și $dp = 13 \text{ nm}$ [81]

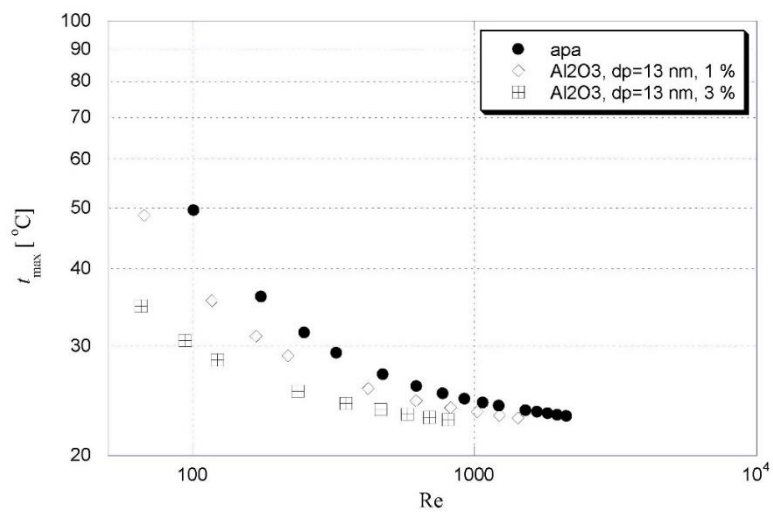


Figura 6.8a) Temperatura maximă a substratului funcție de Re pentru Al_2O_3 - apa și $dp = 13 \text{ nm}$ [81]

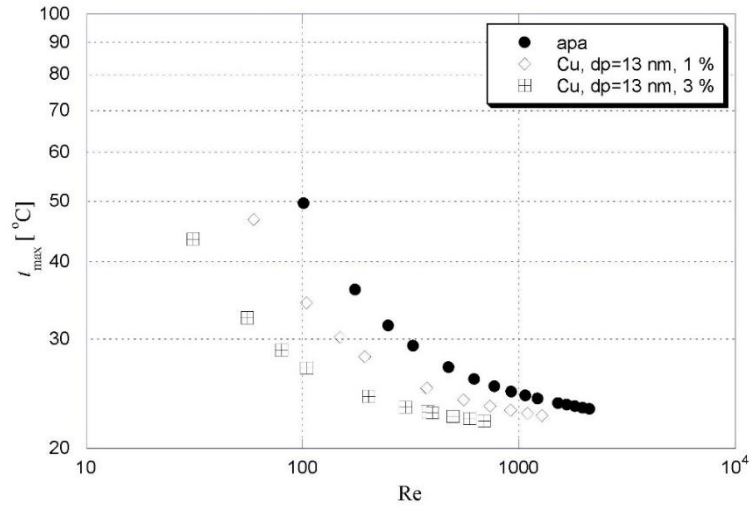


Figura 6.8b) Temperatura maximă a substratului funcție de Re pentru Cu - apa și $dp = 13$ nm [81]

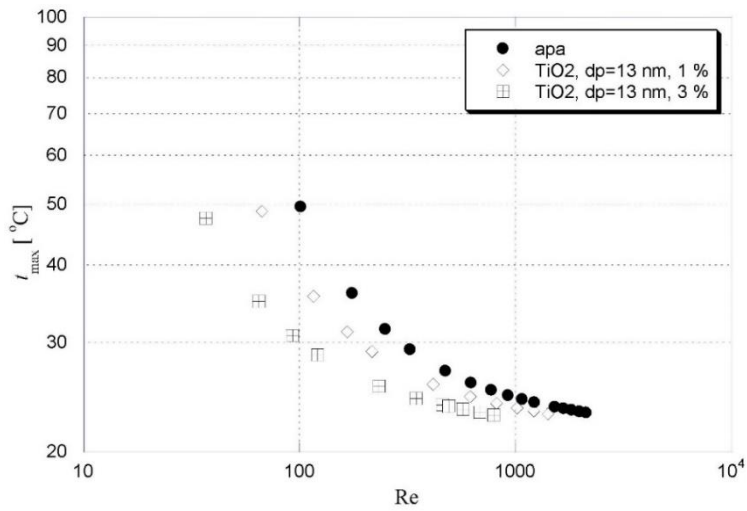


Figura 6.8c) Temperatura maximă a substratului funcție de Re pentru TiO_2 - apa și $dp = 13$ nm [81]

7. Concluzii și contribuții personale

Teza de doctorat abordează diverse aspecte aferente problemelor legate de sistemele de răcire pentru sursele de mare putere. Ca urmare a solicitărilor pentru soluții performante de răcire a surselor cu densitate mare a fluxului de căldură, în cadrul lucrării s-a propus un concept hibrid de răcire care cuprinde două modalități diferite de intensificare a schimbului de căldură. Primul, care se referă la curgerea prin microcanale, prin care coeficientul de convecție este intensificat prin scăderea diametrului. Al doilea implică folosirea nanofluidelor la care nanoparticulele metalice suspendate în fluidul de bază rezultă cu o conductivitate termică mai mare decât cea a fluidului de bază.

Totuși, cele două modele au și dezavantaje precum curgerea și transferul termic în regimul complet dezvoltat în cazul curgerii prin microcanale sau scăderea capacității termice masice și creșterea viscozității, în cazul nanofluidelor. Lucrarea de față încearcă să rectifice unele dintre dezavantaje și să optimizeze dispozitivul de răcire propus.

O altă problemă este legată de definirea criteriilor de evaluare ale parametrilor care definesc performanțele termice și fluidodinamice ale microdispozitivului termic. Analiza respectiva trebuie realizată în contextul variației proprietăților fizice ale nanofluidelor.

Un aspect important de care s-a ținut cont în cadrul cercetării îl reprezintă validarea rezultatelor obținute prin simulări numerice. Ținând cont de complexitatea fenomenelor din micro-sistemul hibrid de răcire propus, compararea rezultatelor numerice s-a realizat cu rezultatele experimentale obținute din patru experimente diferite: Micro-disipator de căldură cu tuburi simple și secțiuni de intrare frontale, tuburi cu diametre convenționale și intrări tangențiale ale fluidului, disipator de căldură cu intrări tangențiale ale fluidului cu diametrul tuburilor de 4 mm și nanofluid. Abaterea maximă observată în toate cazurile analizate este de 8 %.

În conceptul propus nanofluidul are un rol important. Prin urmare optimizarea micro-sistemului de răcire a fost realizată ținând cont de parametri precum conductivitatea termică a nanoparticulelor, concentrația și diametrul nanoparticulelor sau viscozitatea nanofluidelor. Așa cum s-a arătat în capitolele 5 și 6, parametri menționați au un rol important asupra criteriilor care definesc performanțele microdispozitivului termic.

În capitolul 4 s-a prezentat sistemul hibrid propus pentru răcirea surselor cu mare densitate a fluxului de căldură. Totodată se prezintă și o analiză numerică referitoare la oportunitatea folosirii nanofluidelor în schimbătoare de căldură cu micro-canale cu o curgere turbionară. Se ia în considerare nanofluidul Al_2O_3 -apă cu diferite concentrații volumice sau diametre de particule, iar rezultatele sunt comparate cu cele obținute pentru apă. Se știe ca atât conductivitatea termică, dar și viscozitatea nanofluidelor sunt mai mari, iar căldura specifică este mai mică în comparație cu proprietățile apei.

Rezultatele numerice obținute pentru schimbătorul de căldură cu micro-canale tangențiale cu multiple intrări arată că toate concluziile cu privire la performanțele micro-dispozitivelor termice depind de criteriile care sunt folosite pentru evaluare. Dacă analiza este efectuată pentru un număr *Reynolds* constant,

caracteristicile termice exprimate în termeni de temperatură maximă a suprafeței de contact sunt mai bune prin folosirea nanofluidului. În acest caz, trebuie luată în considerare relația pentru numărul *Reynolds*. Pentru o vâscozitate mai mare, viteza fluidului trebuie să fie mai mare, pentru a păstra numărul *Reynolds* constant. Așadar, trebuie determinat dacă îmbunătățirea este bazată pe o conductivitate termică mai mare sau pe o viteză mai ridicată a fluidului. Dacă analiza se bazează pe un debit masic constant sau pe o putere de pompare constantă, rezultatele prezentate în termeni de temperatură maximă a substratului sunt foarte apropiate, între ele.

În cazul în care diferența de temperatură a suprafeței de contact este impusă ca și constrângere, folosirea nanofluidului nu are un impact substanțial asupra performanțelor termice. Scăderea maximă este de aproximativ $\Delta T = 0.7$ K pentru nanofluidul cu $d_p = 13$ nm și $\phi = 3\%$, doar în cazul debitelor mai mici. De asemenea, există un diametru al particulelor care minimizează temperatura maximă în cazul unei puteri de pompare constante. Această observație reprezintă un rezultat al variației vâscozității nanofluidului cu un diametru al particulelor și o concentrație volumică fixă.

În capitolul 6 s-a analizat influența conductivității termice ale nanoparticulelor asupra performanțelor termice și fluidodinamice ale microdispozitivelor termice. Rezultatele simulărilor numerice au fost prezentate sub forma de coeficient de convecție respectiv temperatura maximă a substratului în funcție de criteriul Reynolds respectiv puterea de pompare.

Concluzia comună pentru toate cazurile analizate este că performanțele termice depind atât de conductivitatea termică a nanoparticulelor cât și de diametrul respectiv participarea volumică a nanoparticulelor. De exemplu în cazul în care diametrul particulelor este de $d_p = 13$ nm, apa are cel mai bun coeficient de convecție mediu comparativ cu nanofluidurile Al_2O_3 -apă și TiO_2 - apă.

Totodată, coeficientul de convecție pentru Cu - apă are valori mai mari decât cele obținute pentru apă. Pentru diametre mai mari ale nanoparticulelor $d_p = 36$ nm, toate cele trei tipuri de nanofluiduri considerate au valori mai mari ale coeficientului de convecție comparativ cu apa. Trebuie menționat că în acest caz analiza performanțelor termice a fost realizată în raport cu puterea de pompare.

Mai mult, în cazul nanoparticulelor cu diametrul de 36 nm temperatura maximă a substratului are valori minime pentru nanofluidul Cu-apă, indiferent de concentrația volumică.

În teza de doctorat remarc următoarele contribuții personale:

- Prezentarea studiului sintetic al literaturii de specialitate în domeniul transferului de căldură și a curgerii prin microcanale precum și a folosirii nanofluidelor. Marea majoritate a lucrărilor considerate sunt publicate recent în reviste cu factor de impact ridicat în domeniul ingineriei termice;
- Crearea modelului matematic pentru transferul de căldură și curgerea prin micro-dispozitive termice cu intrări tangențiale ale fluidului având nanofluid ca mediu de răcire. Totodată au fost selectate și relațiile pentru proprietățile fizice ale nanofluidelor, dependente de concentrația volumică, diametrul nanoparticulelor și temperatură;
- Validarea rezultatelor numerice cu rezultatele experimentale obținute în patru măsurători diferite cu abatere maximă de aproximativ 8 %;
- Selecția metodologiei optime de evaluare a performanțelor termice în cazul curgerii nanofluidelor prin micro-sistemul termic propus;
- Optimizarea micro-dispozitivului propus ținând cont de parametrii de performanță ale sistemului termic.

Bibliografie

1. International Technology Roadmap for Semiconductors, 2011 Edition – System drivers.
2. Choi SUS. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, in *Developments and Applications of Non-Newtonian Flows*. ASME FED 231/MD 66 (1995) 99–103.
3. D.B. Tuckerman, R.F.W. Pease, High-Performance Heat Sinking for VLSI, *IEEE Electron.Device Lett.*, EDL-2 (1981) 126–129.
4. S.M. Senn, D. Poulidakos, Laminar mixing, heat transfer and pressure drop in tree-like microchannel nets and their application for thermal management in polymer electrolyte fuel cells, *Journal of Power Sources* 130 (2004) 178–191.
5. C. Kleinstreuer, J. Li, J. Koo, Microfluidics of nano-drug delivery, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 5590–5597.
6. Y. J. Youn, S. J. Kim, Fabrication and evaluation of a silicon-based micro pulsating heat spreader, 174 (2012) 189–197.
7. <http://www.hitachi.com/New/cnews/E/2002/0717/>
8. T. P. Otanicar, P. E. Phelan, R. S. Prasher, G. Rosengarten, R. A. Taylor, Nanofluid-based direct absorption solar collector, *Journal of Renewable and Sustainable Energy* 2, 033102 2010.
9. T. Yousefi, F. Veysi, E. Shojaeizadeh, S. Zinadini, An experimental investigation on the effect of Al₂O₃eH₂O nanofluid on the efficiency of flat-plate solar collectors, *Renewable Energy* 39(1) (2012) 293–298.
10. H. Fan, R. Singh, A. Akbarzadeh, Electric power generation from thermoelectric cells using a solar dish concentrator, *J. Electron. Mater.* 40 (2011) 1311 – 1320.
11. E. Chaniotakis, Modelling and Analysis of Water Cooled Photovoltaics, MSc Thesis Energy Systems and the Environment 2001, Department of Mechanical Engineering University of Strathclyde, UK, 2001.
12. D. Lelea, D. G. Calinoiu, G. Trif-Tordai, A. E. Cioabla, I. Laza, F. Popescu, The hybrid nanofluid/microchannel cooling solution for concentrated photovoltaic cells, *AIP Conference Proceedings* (2015)1646, 122.
13. P.Naphon, S. Klangchart, Effects of outlet port positions on the jet impingement heat transfer characteristics in the mini-fin heat sink, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 38, Issue 10, December 2011, Pages 1400–1405.
14. P. Naphon, S. Klangchart si S. Wongwies, Numerical investigation on the heat transfer and flow in the mini-fin heat sink for CPU, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 36, Issue 8, October 2009, Pages 834–840.
15. H. R. Seyf si M. Feizbakhshi, Computational analysis of nanofluid effects on convective heat transfer enhancement of micro-pin-fin heat sinks, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 58, August 2012, Pages 168–179.
16. S. M. H. Hashemi, S. A. Fazeli, H. Zirakzadeh si M. Ashjaee, Study of heat transfer enhancement in a nanofluid-cooled miniature heat sink, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 39, Issue 6, July 2012, Pages 877–884.

17. J. Choi, M. Jeong, J. Yoo si M. Seo, A new CPU cooler design based on an active cooling heatsink combined with heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, Volume 44, November 2012, Pages 50–56.
18. B. P. Whelan, R. Kempers si A.J. Robinson, A liquid-based system for CPU cooling implementing a jet array impingement waterblock and a tube array remote heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Volume 39, June 2012, Pages 86–94.
19. L. J. Jeng si T. P. Teng Performance evaluation of a hybrid cooling system for electronic chips, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 45, February 2013, Pages 155–162.
20. V. Delavari, S. H. Hashemabadi, CFD simulation of heat transfer enhancement of $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{water}$ and $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{ethylene glycol}$ nanofluids in a car radiator, *Applied Thermal Engineering*, Volume 73, Issue 1, 5 December 2014, Pages 380–390.
21. P. Naphon si L. Nakharintr, Heat transfer of nanofluids in the mini-rectangular fin heat sinks, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 40, January 2013, Pages 25–31.
22. P. Naphon si L. Nakharintr, Turbulent two phase approach model for the nanofluids heat transfer analysis flowing through the minichannel heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 82, March 2015, Pages 388–395.
23. Kasaeian , A. T. Eshghi, M. Sameti, A review on the applications of nanofluids in solar energy systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 43, March 2015, Pages 584–598.
24. P. Naphon si S. Wongwises, Investigation on the jet liquid impingement heat transfer for the central processing unit of personal computers, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 37, Issue 7, August 2010, Pages 822–826.
25. C. T. Nguyen, G. Roy, C. Gauthier si N. Galanis, Heat transfer enhancement using Al_2O_3 -water nanofluid for an electronic liquid cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Volume 27, Issues 8–9, June 2007, Pages 1501–1506.
26. C. J. Ho, L. C. Wei si Z.W. Li, An experimental investigation of forced convective cooling performance of a microchannel heat sink with $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{water}$ nanofluid, *Applied Thermal Engineering*, Volume 30, Issues 2–3, February 2010, Pages 96–103.
27. M. Rafati, A. A. Hamidi si M. S. Niaser, Application of nanofluids in computer cooling systems (heat transfer performance of nanofluids), *Applied Thermal Engineering*, Volumes 45–46, December 2012, Pages 9–14.
28. U. Rea, T. McKrell, L-W. Hu, J. Buongiorno, Laminar convective heat transfer and viscous pressure loss of alumina-water and zirconia-water nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 52, Issues 7–8, March 2009, Pages 2042–2048.
29. J. Koo, C. Kleinstreuer, Laminar nanofluid flow in microheat-sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 48, Issue 13, June 2005, Pages 2652–2661.
30. J. Lee, I. Mudawar, Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 50, Issues 3–4, February 2007, Pages 452–463.
31. D. Wen, Y. Ding, Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions, *International*

- Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 47, Issue 24, November 2004, Pages 5181–5188.
32. B. Rimbault, C. T. Nguyen, N. Galanis, Experimental investigation of CuO-water nanofluid flow and heat transfer inside a microchannel heat sink, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 84, October 2014, Pages 275–292.
 33. A.M. Hussein, R. A. Bakar, K. Kadrigama si K. V. Sharma, Heat transfer enhancement using nanofluids in an automotive cooling system, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 53, April 2014, Pages 195–202.
 34. J. Xu, Y. Song, W. Zhang, H. Zhang, Y. Gan, Numerical simulations of interrupted and conventional microchannel heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 5906–5917.
 35. S. Liu, Y. Zhang, P. Liu Heat transfer and pressure drop in fractal microchannel heat sink for cooling of electronic chips, *Heat Mass Transfer* 44 (2007) 221–227.
 36. T.C. Hung, W.M. Yan, Optimization of a Microchannel Heat Sink with Varying Channel Heights and Widths, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 62: 722–741, 2012
 37. Y. Ma, A. Bhunia, M. Field, C.L. Chen, Microchannel cooling of traveling-wave-tube circuit for ultrawideband high-power submillimeter-wave generation, *Proceedings of the 5th IEEE International Conference on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems (NEMS) 2010* 463 – 468.
 38. A. Raisi, B. Ghasemi, S. M. Aminossadati, A Numerical Study on the Forced Convection of Laminar Nanofluid in a Microchannel with Both Slip and No-Slip Conditions, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 59 (2) (2011) 114 - 129.
 39. L. Boteler, N. Jankowski, P. McCluskey, B. Morgan, Numerical investigation and sensitivity analysis of manifold microchannel coolers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 55, Issues 25–26, December 2012, Pages 7698-7708
 40. H.C. Chiu, J.H. Jang, H.W. Yeh, M.S. Wu, The heat transfer characteristics of liquid cooling heat sink containing microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54 (2011) 34 - 42.
 41. K. Sung, I. Mudawar, Single-phase hybrid micro-channel/micro-jet impingement cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 4342–4352.
 42. F. Chang, V.K. Dhir, Mechanisms of Heat Transfer Enhancement and Slow Decay of Swirl in Tubes using Tangential Injection, *International Journal of Heat Fluid Flow* 16 (1995) 78-87.
 43. D. Lelea, The microtube heat sink with tangential impingement jet and variable fluid properties, *Heat and Mass Transfer* 45(9) (2009) 1215 – 1222.
 44. D. Lelea, Effects of inlet geometry on heat transfer and fluid flow of tangential micro-heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 3562–3569.
 45. D. Lelea, The tangential micro-heat sink with multiple fluid inlets, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39 (2012) 190–195.
 46. A. Shalchi-Tabrizi, H. R. Seyf, Analysis of entropy generation and convective heat transfer of Al₂O₃ nanofluid flow in a tangential micro heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 55, Issues 15–16, July 2012, Pages 4366-4375.
 47. T.C. Hung, W.M. Yan, X.D. Wang, C.Y. Chang, Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks using nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012) 2559–2570

48. A. D. Sommers, K. L. Yerkes, Experimental investigation into the convective heat transfer and system-level effects of Al₂O₃-propanol nanofluid, *J Nanopart Res* 12 (2010) 1003–1014.
49. S.K. Nayak, P.C. Mishra & S.K.S. Parashar, Enhancement of heat transfer by water–Al₂O₃ and water–TiO₂ nanofluids jet impingement in cooling hot steel surface, *Journal of Experimental Nanoscience*, 11(16) (2016) 1253–1273.
50. M. Izadi, A. Behzadmehr, D. Jalali-Vahida, Numerical study of developing laminar forced convection of a nanofluid in an annulus, *International Journal of Thermal Sciences* 48 (2009) 2119–2129.
51. D. Wen, Y. Ding, Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 5181–5188
52. K.B. Anoop, T. Sundararajan, S.K. Das, Effect of particle size on the convective heat transfer in nanofluid in the developing region, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 2189–2195.
53. B.H. Salman, H.A. Mohammed, A.S.H. Kherbeet, Heat transfer enhancement of nanofluids flow in microtube with constant heat flux, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 39, Issue 8, October 2012, Pages 1195-1204
54. H. Abbassi, C. Aghanajafi, Evaluation of Heat Transfer Augmentation in a Nanofluid-Cooled Microchannel Heat Sink, *Journal of Fusion Energy*, Vol. 25, No. 3/4, December 2006.
55. M. Akbari, N. Galanis, A. Behzadmehr, Comparative assessment of single and two-phase models for numerical studies of nanofluid turbulent forced convection, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 37 (2012) 136–146.
56. M.R. Sohel, R. Saidur, M. F. M. Sabri, M. Kamalisarvestani, M.M. Elias, A. Ijam, Investigating the heat transfer performance and thermophysical properties of nanofluids in a circular micro-channel, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 42 (2013) 75–81.
57. S. Ebrahimi, J. Sabbaghzadeh, M. Lajevardi, I. Hadi, Cooling performance of a microchannel heat sink with nanofluids containing cylindrical nanoparticles (carbon nanotubes), *Heat Mass Transfer* (2010) 46:549–553.
58. E. Farsad, S. P. Abbasi, M. S. Zabihi, J. Sabbaghzadeh, Numerical simulation of heat transfer in a micro channel heat sinks using nanofluids, *Heat Mass Transfer* April 2011, Volume 47, Issue 4, pp 479-490
59. A.A. Minea, Effect of microtube length on heat transfer enhancement of an water/Al₂O₃ nanofluid at high Reynolds numbers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 62 (2013) 22–30.
60. G. Huminic, A. Huminic, Heat transfer and entropy generation analyses of nanofluids in helically coiled tube-in-tube heat exchangers, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 71 (2016) 118–125.
61. N. A. Che Sidik, M. N. A.W. M. Yazid, Syahrullail Samion, M. N. Musa, R. Mamat, Latest development on computational approaches for nanofluid flow modeling: Navier–Stokes based multiphase models, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 74 (2016) 114–124.
62. B. Ghasemi, S.M. Aminossadati, Natural Convection Heat Transfer in an Inclined Enclosure Filled with a Water-Cuo Nanofluid, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 55(8) (2009) 807 – 823.
63. H. A. Mintsu, G. Roy, C. T. Nguyen, D. Doucet, New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids, *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (2009) 363–371.

64. C. H. Chon, K. D. Kihm, S. P. Lee, S.U.S. Choi, Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al₂O₃) thermal conductivity enhancement, *Applied Physics Letters* 87 (2005) 153107-(1-3).
65. N. Masoumi, N. Sohrabi, A. Behzadmehr, A new model for calculating the effective viscosity of nanofluids, *J. Phys. D: Appl. Phys* 42 (2009) 055501-(1-6).
66. C.T. Nguyen, F. Desgranges, G. Roy, N. Galanis, T. Mare, S. Boucher, H. Angue Mintsa, Temperature and particle-size dependent viscosity data for water-based nanofluids – Hysteresis phenomenon, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28 (2007) 1492–1506.
67. S.Q. Zhoua, R. Ni, Measurement of the specific heat capacity of water-based Al₂O₃ nanofluid, *Applied Physics Letters* 92 (2008) 093123-(1-3).
68. A. M. Adham, N. Mohd-Ghazali, R. Ahmad, Thermal and hydrodynamic analysis of microchannel heat sinks: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 21 (2013) 614–622.
69. R. S. Vajjha, D. K. Das, A review and analysis on influence of temperature and concentration of nanofluids on thermophysical properties, heat transfer and pumping power, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012) 4063–4078.
70. E. Abu-Nada, Effects of variable viscosity and thermal conductivity of Al₂O₃-water nanofluid on heat transfer enhancement in natural convection, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 30 (2009) 679–690.
71. R. Perry, D. Green, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, McGraw-Hill, New York, NY, 1999.
72. Ansys Fluent 14.0 documentation. Ansys Inc. 2011.
73. S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw Hill, (1980).
74. D. Lelea, *Metode numerice in transferul de căldură*, Editura Politehnica Timișoara, 2007.
75. B.P. Leonard, A Stable and Accurate Convective Modelling Procedure Based on Quadratic Upstream Interpolation, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 19 (1979) 59-98.
76. D. Lelea, I. Laza, The water based Al₂O₃ nanofluid flow and heat transfer in tangential microtube heat sink with multiple inlets, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 69 (2014) 264–275.
77. H. Gul, Enhancement of Heat Transfer in a Circular Tube With Tangential Swirl Generators, *Experimental Heat Transfer* 19(2) (2006) 81 – 93.
78. M.B. Bowers, I. Mudawar, Two-Phase Electronic Cooling Using Mini-Channel and Micro Channel Heat Sinks: Part 1 - Design Criteria and Heat Diffusion Constraints, *Journal of Electronic Packaging* 116 (1994) 290-297.
79. S. Z. Miry, M. Roshani, P. Hanafizadeh, M. Ashjaee, and F. Amini, Heat Transfer and Hydrodynamic Performance Analysis of a Miniature Tangential Heat Sink using Al₂O₃-H₂O and TiO₂-H₂O Nanofluids, *Experimental Heat Transfer*, 29:1–25, 2016.
80. D. Lelea, C. Nisulescu, The micro-tube heat flow of water based Al₂O₃ nanofluid with viscous dissipation, *International Communications in Heat and Mass Transfer* Volume 38, Issue 6, July 2011, Pages 704-710.
81. D. Lelea, I. Laza, The particle thermal conductivity influence of nanofluids on thermal performance of the microtubes, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 59 (2014) 61-67.