

**SABİT ISI AKILI YATAY BİR BORUDA TÜRBÜLANSLI  
AKIŞTA NANOAKIŞLARIN SAYISAL İNCELENMESİ**

**Özgür BEDİR**

**Doktora Tezi  
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı  
Doç. Dr. Abdurrahim BÖLÜKBAŞI  
Doç. Dr. Bayram ŞAHİN  
2013**

**Her hakkı saklıdır**

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DOKTARA TEZİ**

**SABİT ISI AKILI YATAY BİR BORUDA TÜRBÜLANSLI AKIŞTA  
NANOAKIŞKANLARIN SAYISAL İNCELENMESİ**

**Özgür BEDİR**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**ERZURUM  
2013**

**Her hakkı saklıdır**



T.C.  
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

SABİT ISI AKILI YATAY BİR BORUDA ZORLANMIŞ TÜRBÜLANSLI AKIŞTA  
NANOAKIŞKANLARIN SAYISAL İNCELENMESİ

Doç. Dr. Abdurrahim BÖLÜKBAŞI ve Doç. Dr. Bayram ŞAHİN danışmanlığında, Özgür BEDİR tarafından hazırlanan bu çalışma 13 / 09 / 2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora tezi olarak **oybirliği / oy çokluğu (..../....)** ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

İmza :

Üye : Prof. Dr. Kadir BİLEN

İmza :

Üye : Doç. Abdurrahim BÖLÜKBAŞI

İmza :

Üye : Doç. Dr. Bayram ŞAHİN

İmza :

Üye : Doç. İbrahim CAN

İmza :

Üye : Doç. Dr. Kemal ÇOMAKLI

İmza :

Üye : Doç. Dr. Ömer ÖZYURT

İmza :

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum.

Prof. Dr. İhsan EFEOĞLU  
Enstitü Müdürü

**Not:** Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

## ÖZET

Doktora Tezi

### SABİT ISI AKILI YATAY BİR BORUDA ZORLANMIŞ TÜRBÜLANSLI AKIŞTA NANOAKIŞKANLARIN SAYISAL İNCELENMESİ

Özgür BEDİR

Atatürk Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Abdurrahim BÖLÜKBAŞI  
Ortak Danışman: Doç. Dr. Bayram ŞAHİN

Temel akışkan içerisine katı partiküllerin katılması temel akışkanın ısı transferi karakteristiklerini iyileştirmektedir. 100 nm'nin altındaki boyutlara ve yüksek ısı iletkenliğe sahip partiküllerin su, motor yağı ve etilen glikol gibi akışkanlara katılarak elde edilen yeni ısı transferi akışkanlarına “nanoakışkan” denmektedir. Bu çalışmada, sabit ve uniform ısı akılı yatay bir boruda temel akışkanı su olan farklı hacimsel oranlarda oluşturulan iki farklı nanoakışkanın (su-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ve su-CuO) zorlanmış türbülanslı akışı ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalar, Fluent 6.3 sonlu hacimler programı yardımıyla k-ε türbülans modeli kullanılarak tek faz ve iki faz mixture modelleri ile yapılmıştır. Sayısal çözümde kullanılan nanoakışkanlara ait viskozite ve ısıl iletkenlik değerleri deneysel verilerden elde edilmiştir.

Çalışma sonucunda, her iki nanoakışkan tipinde hacimsel konsantrasyon artışına bağlı olarak ısı transferi katsayısının suya göre arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca her iki nanoakışkanın basınç düşümlerinde suya göre arttığı gözlemlenmiştir. Nanoakışkanların ısı transferi iyileşmesi hacimsel konsantrasyon ve Reynolds sayısı ile artmıştır. %4 hacimsel konsantrasyonda CuO içeren nanoakışkanın ısı transferi iyileşmesi Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> içeren nanoakışkanından daha fazla olduğu görülmüştür. %4 hacim oranına sahip CuO nanoakışkanı için Reynolds sayısı 20000'de temel akışkan suya göre ısı transferi katsayısındaki artış yaklaşık %31 ve Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanı için %21'dir. Bu durumun en önemli sebebi CuO (d<sub>p</sub>=33 nm) nanoakışkanın partikül çapının Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (d<sub>p</sub>=47 nm) nanoakışkanına göre daha düşük olduğundan CuO nanoakışkanın ısı transferi yüzeyinin daha büyük olmasıdır.

**2013, 102 sayfa**

**Anahtar Kelimeler:** Nanoakışkanlar, zorlanmış türbülans akış, tek faz model, mixture model, iki fazlı akış

## ABSTRACT

Ph. D. Thesis

### NUMERICAL INVESTIGATION OF NANOFLUIDS AT FORCED TURBULENT FLOW IN THE HORIZONTAL TUBE HAVING CONSTANT HEAT FLUX

Özgür BEDİR

Atatürk University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Abdurrahim BÖLÜKBAŞI

Co Advisor: Assoc. Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

The use of solid particles as an additive into the base fluid enhances heat transfer characteristics of the base fluid. Innovative heat transfer fluids by adding the particles have small sizes than 100 nm and have high thermal conductivity in fluids such as water, engine oil and ethylene glycol are called “nanofluids”. In this study, the forced turbulent flow and convective heat transfer characteristics of nanofluids (water- $\text{Al}_2\text{O}_3$  and water-CuO) prepared in different volume fraction rates in base fluid water in a circular tube having constant and uniform heat flux has been investigated numerically. Solutions for  $k$ - $\epsilon$  turbulent model were obtained in Fluent 6.3 by using finite volume program with single phase and two-phase mixture models. Viscosities and thermal conductivities of nanofluids used in numerical solution were obtained experimental values.

At the end of the study, It has been obtained that heat transfer coefficient increased in both nanaofluids by comparing with water depend on increasing nanoparticle volume fraction. It has been also observed that pressure drop values increased in both nanaofluids by comparing with water. Heat transfer enhancement of nanofluids increases with nanoparticle volume fraction and Reynolds number. CuO nanofluid has showed bigger heat transfer enhancement than  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanofluid in %4 particle volume concentration. The increase in heat transfer coefficient is about %31 according to the base fluid water at a Reynolds number of 20000 for CuO-water nanofluid with %4 volume concentration and %21 for  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -water nanofluid. The more important reason of this case is CuO nanofluid has bigger heat transfer surface than  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanofluid because of the CuO ( $d_p=33$  nm) nanofluid has smaller particle diameter than  $\text{Al}_2\text{O}_3$  ( $d_p=47$  nm) nanofluid.

**2013, 102 pages**

**Keywords:** Nanofluids, turbulent forced flow, single phase model, mixture model, two phase flow

## TEŞEKKÜR

Tezin hazırlanmasında her türlü desteği sağlayan Sayın Doç. Dr. Abdurrahim BÖLÜKBAŞI ve Sayın Doç. Dr. Bayram ŞAHİN'ne teőekkürlerimi sunarım.

Bu tez 105M292 Nolu "Nanokıőkanların Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Belirlenmesi" isimli Tübitak Projesi kapsamında hazırlanmıőtır. Bu çalışmada desteklerinden dolayı TÜBİTAK'a ve proje ekibine teşekkür ederim.

Ayrıca çalıőmama vermiő oldukları destek nedeniyle aileme teşekkür ederim.

Özgür BEDİR

Eylül 2013

## İÇİNDEKİLER

ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	ii
TEŞEKKÜR .....	iii
SİMGELER DİZİNİ .....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xii
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
<b>2. KURAMSAL TEMELLER</b> .....	13
2.1. Türbülanslı Akışta Zorlanmış Taşınım .....	13
2.1.1. Türbülanslı akışta hız dağılımı .....	13
2.1.2. Levha üzerinde türbülanslı akış .....	23
2.1.3. Türbülans sınır tabaka kalınlığı .....	27
2.1.4. Türbülanslı akışta sürtünme .....	29
2.1.4.a. Isı ve momentum arasındaki benzerlik .....	29
2.2. Türbülans Modelleri .....	36
2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniğinin (CFD) Tanımı .....	39
2.3.1. CFD'nin çalışması .....	39
2.3.2. CFD analizlerinin temel basamakları .....	40
2.3.3. Modelleme hedefinin belirlenmesi .....	40
2.3.4. Modellenen bölgenin belirlenmesi .....	41
2.3.5. Ağ yapısını çizmek ve oluşturmak .....	41
2.3.6. Sayısal modeli kurmak .....	41
2.3.7. Çözümün yapılması .....	42
2.3.8. Sonuçları değerlendirme .....	42
2.3.9. Model üzerinde düzeltmeleri yapmak .....	42
2.4. Fluent .....	42
2.5. Fluent'te Türbülans Modellemesi .....	44
2.5.1. Bir türbülans modelini seçmek .....	44
2.5.2. Standard k-ε modeli .....	44
2.5.3. Standard k-ε modeli için transport denklemleri .....	45
2.5.4. k- ε modellerinde konveksiyon ısı ve kütle transferi .....	47

2.6. Momentum.....	48
2.7. Enerji.....	49
2.8. Gambit .....	50
2.9. Çok Fazlı Modellerde Yaklaşımlar.....	50
2.9.1. Euler-Euler yaklaşımı .....	51
2.9.1.a. VOF modeli .....	51
2.9.1.b. Mixture modeli .....	51
2.9.1.c. Eulerian modeli .....	52
2.9.2. Model karşılaştırmaları .....	52
2.10. Partikül Yükünün Etkisi .....	53
2.11. Stokes Sayısının Değeri.....	55
2.12. Kararlılık ve Yaklaşım.....	55
2.13. Mixture Model Teorisi.....	56
2.13.1. Sınırlamalar.....	56
2.13.2. Süreklilik denklemi.....	58
2.13.3. Momentum denklemi.....	58
2.13.4. Enerji denklemi.....	59
2.13.5. Bağıl hız (kayma) ve sürüklenme hızı .....	60
2.14. Tek Faz Modeli.....	60
2.14.1. Kabuller .....	60
2.14.2. Temel denklemler .....	61
2.14.2.a. Süreklilik denklemi .....	61
2.14.2.b. Momentum denklemi.....	61
2.14.2.c. Enerji denklemi .....	61
<b>3. MATERYAL ve YÖNTEM .....</b>	<b>62</b>
3.1. Modelin Geometrisi .....	62
3.2. Modelin Gambit'te Oluşturulması .....	63
3.3. Sınır Şartları.....	63
3.4. Sayısal Metod .....	64
3.5. Nanoakışkanın Termo Fiziksel Özellikleri.....	65
3.5.1. Nanopartiküller .....	65
3.5.1.a. Yoğunluk.....	65



3.5.1.b. Özgül ısı.....	65
3.5.1.c. Isıl iletkenlik .....	65
3.5.1.d. Dinamik viskozite .....	66
3.6. Hesaplama da Kullanılan Temel Denklemler .....	68
3.6.1. Sürtünme faktörü .....	68
3.6.2. Petukhov korelasyonu.....	68
3.6.3. Reynolds sayısı .....	68
3.6.4. Ortalama ısı transfer katsayısı .....	68
3.6.5. Ortalama Nusselt sayısı .....	69
3.6.6. Yerel Nusselt sayısı .....	69
3.6.7. Prandtl sayısı.....	69
3.6.8. Türbülans yoğunluğu .....	69
3.6.9. Basınç düşümü.....	69
<b>4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA .....</b>	<b>70</b>
4.1. Grid Seçimi .....	70
4.2. Simülasyonun Geçerliliği .....	71
4.3. Modellerin Karşılaştırılması .....	77
4.4. Sayısal Hesaplama Sonuçları.....	80
4.4.1. Nanopartikül hacim oranının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi.....	80
4.4.2. Nanopartikül hacim oranının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi.....	81
4.4.3. Yerel sürtünme katsayısının Reynolds sayısı üzerine etkisi.....	83
4.4.4. Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre eksenel değişimi.....	83
4.4.5. Yerel ısı transfer katsayısı eksenel değişimi.....	84
4.4.6. Reynolds sayısı üzerinde nanopartikül hacim oranının etkisi .....	85
4.4.7. Sıcaklık profili üzerinde nanopartikül hacim oranının etkisi.....	88
4.4.8. Hesaplanan Nusselt sayılarının Petukhov korelasyonu ile karşılaştırılması	89
4.4.9. Toplam ısı transferi iyileştirme oranı .....	92
<b>5. SONUÇ ve ÖNERİLER .....</b>	<b>94</b>
5.1. Sonuçlar .....	94
5.2. Öneriler .....	96
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>97</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>103</b>

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$A$	Isı Transfer Yüzey Alanı [ $m^2$ ]
$C_p$	Sabit Basıncıta Özgül Isı [ $J/kgK$ ]
$D$	Boru Çapı [ $m$ ]
$L$	Boru Uzunluğu [ $m$ ]
$Re$	Reynolds Sayısı
$g$	Yerçekimi İvmesi [ $m/s^2$ ]
$h$	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı [ $W/m^2K$ ]
$T_w$	Ortalama Cidar Sıcaklığı [ $K$ ]
$T_g$	Akışkanın Giriş Sıcaklığı [ $K$ ]
$T_ç$	Akışkanın Çıkış Sıcaklığı [ $K$ ]
$T_f$	Akışkan Ortalama Sıcaklığı [ $K$ ]
$f$	Sürtünme Katsayısı
$k$	Isı İletim Katsayısı [ $W/mK$ ]
$\tau_x$	Kayma Gerilmesi [ $N/m^2$ ]
$u, v, w$	Hız Bileşenleri [ $m/s$ ]
$m$	Kütle [ $kg$ ]
$Nu$	Ortalama Nusselt Sayısı
$P$	Basıncı [ $Pa$ ]
$\Delta P$	Basıncı Düşümü [ $Pa$ ]
$Pr$	Prandtl Sayısı
$V$	Akışkan Hızı [ $m/s$ ]
$\dot{q}$	Isı Akısı [ $W/m^2$ ]
$R$	Boru Yarıçapı [ $m$ ]
$A^+$	Von Driest Sönüm Sabiti

$y^+$	Yüzeyden Boyutsuz Uzaklık
$t$	Zaman [sn]
$\varepsilon_m$	Momentum Türbülans Değişim Katsayısı
$\varepsilon$	Türbülans Dağılım Oranı
$C_{fx}$	Yüzey Sürtünme Katsayısı
$x$	Eksenel Uzaklık [m]
$\mu$	Viskozite [kg/sm]
$\rho$	Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Yüzey Gerilmesi [N/m]
$\bar{u}$	Ortalama Hız Bileşeni [m/s]
$u'$	Dalgalanma Hız Bileşeni [m/s]
$\phi$	Hacimsel Oran

### Alt İndisler

$m$	Karışım
$eff$	Efektif
$f, l$	Sıvı
$y$	Yüzey
$w$	Cidar
$t$	Türbülans
$o$	Giriş
$\ç$	Çıkış
$b$	Akışkan
$p$	Partikül
$nf$	Nanoakışkan

bf Temel Akışkan

### **Kısaltmalar**

CFD Computational Fluid Dynamics

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. $u$ hızının zamanla değişimi .....	14
Şekil 2.2. Momentum transferi için karışım uzunluğu.....	17
Şekil 2.3. Taylor-Prandtl analojisi için hız dağılımı .....	34
Şekil 2.4. CFD çalışmasının özeti .....	40
Şekil 3.1. Modelin geometrisi .....	62
Şekil 3.2. Modelin ağ örgüsü .....	63
Şekil 3.3. Deneysel ile teorik ısı iletkenlik oranı karşılaştırılması.....	66
Şekil 3.4. Viskozitelerin karşılaştırılması .....	66
Şekil 4.1. Su için mesh sayılarına göre eksen hızının giriş hızına oranı .....	70
Şekil 4.2. Su için mesh sayılarına göre boru çıkış sıcaklıkları.....	71
Şekil 4.3. Su için ısıtılan boru girişinde hız vektörleri.....	71
Şekil 4.4. Su için ısıtılan boru çıkışında hız vektörleri .....	72
Şekil 4.5. %4 CuO-su nanoakışkanı için eksen hızının giriş hızına oranı .....	72
Şekil 4.6. Su için Blasius eşitliği, deneysel ve sayısal çalışmanın karşılaştırılması ..	73
Şekil 4.7. Su için teorik, deneysel ve hesaplanan Nusselt sayısının karşılaştırılması	73
Şekil 4.8. Su için deneysel ile hesaplanan ısı transfer katsayıları karşılaştırılması ...	74
Şekil 4.9. Su için deneysel ile hesaplanan yerel Nusselt sayısının karşılaştırılması..	74
Şekil 4.10. Deneysel ile hesaplanan ortalama Nusselt sayısının karşılaştırılması .....	75
Şekil 4.11. Deneysel ile hesaplanan ortalama Nusselt sayısının karşılaştırılması .....	75
Şekil 4.12. Deneysel ile hesaplanan ortalama Nusselt sayısının karşılaştırılması .....	76
Şekil 4.13. Deneysel ile hesaplanan yerel Nusselt sayısının karşılaştırılması .....	76
Şekil 4.14. Deneysel ile hesaplanan yerel Nusselt sayısının karşılaştırılması .....	77
Şekil 4.15. Modeller için ortalama cidar sıcaklık karşılaştırılması (%1 CuO) .....	77
Şekil 4.16. Modeller için ortalama cidar sıcaklık karşılaştırılması (%4 CuO) .....	78
Şekil 4.17. Modeller için ortalama akışkan sıcaklık karşılaştırılması (%1 CuO) .....	78
Şekil 4.18. Modeller için ortalama akışkan sıcaklık karşılaştırılması (%4 CuO) .....	79
Şekil 4.19. Ortalama Nusselt sayısına CuO nano partikül hacim oranının etkisi .....	80
Şekil 4.20. Ortalama Nusselt sayısına $Al_2O_3$ nano partikül hacim oranının etkisi ....	81
Şekil 4.21. Isı transfer katsayısına CuO nanopartikül hacim oranının etkisi .....	81
Şekil 4.22. Isı transfer katsayısına $Al_2O_3$ nanopartikül hacim oranının etkisi .....	82

<b>Şekil 4.23.</b> Nanoakışkanların ısı transfer katsayısı karşılaştırması .....	82
<b>Şekil 4.24.</b> Yerel sürtünme katsayısının Reynolds sayısı üzerindeki etkisi.....	83
<b>Şekil 4.25.</b> Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre eksenel değişimi.....	84
<b>Şekil 4.26.</b> Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre eksenel değişimi.....	84
<b>Şekil 4.27.</b> Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanın yerel ısı transfer katsayısı değişimi .....	85
<b>Şekil 4.28.</b> CuO-su nanoakışkanın yerel ısı transfer katsayısı değişimi .....	85
<b>Şekil 4.29.</b> CuO için ortalama Nusselt sayısı üzerinde Reynolds sayısının etkisi .....	86
<b>Şekil 4.30.</b> CuO için ısı transfer katsayısı üzerinde Reynolds sayısının etkisi .....	86
<b>Şekil 4.31.</b> CuO için ortalama kayma gerilmesi üzerinde Reynolds sayısının etkisi.	87
<b>Şekil 4.32.</b> CuO nanoakışkanı için basınç düşümüne Reynolds sayısının etkisi .....	87
<b>Şekil 4.33.</b> CuO için eksenel cidar sıcaklık üzerinde hacim oranının etkisi .....	88
<b>Şekil 4.34.</b> CuO için eksenel akışkan sıcaklık üzerinde hacim oranının etkisi.....	88
<b>Şekil 4.35.</b> CuO için boru çıkışında sıcaklık profili üzerinde hacim oranının etkisi ....	89
<b>Şekil 4.36.</b> %1 CuO için Petukhov korelasyonu ile Nusselt sayısının karşılaştırması	89
<b>Şekil 4.37.</b> %2 CuO için Petukhov korelasyonu ile Nusselt sayısının karşılaştırması	90
<b>Şekil 4.38.</b> %4 CuO için Petukhov korelasyonu ile Nusselt sayısının karşılaştırması	90
<b>Şekil 4.39.</b> %1 Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> için Petukhov korelasyonu ile Nusselt sayısının karşılaştırması	91
<b>Şekil 4.40.</b> %4 Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> için Petukhov korelasyonu ile Nusselt sayısının karşılaştırması	91
<b>Şekil 4.41.</b> Farklı hacim oranlarındaki CuO-su için Reynolds sayısına göre ısı transfer iyileştirmesi .....	92
<b>Şekil 4.42.</b> Farklı hacim oranlarındaki Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su için Reynolds sayısına göre ısı transfer iyileştirmesi .....	93
<b>Şekil 4.43.</b> %4 hacim oranına sahip nanoakışkanlar için Reynolds sayısına göre ısı transfer iyileştirme karşılaştırması.....	93

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b>Çizelge 3.1.</b> Sayısal çalışmada kullanılan sınır şartları.....	64
<b>Çizelge 3.2.</b> Çalışmada kullanılan nano partiküllerin özellikleri (Gedik 2009) .....	65
<b>Çizelge 3.3.</b> Sıcaklığa bağlı viskozite denklemleri (CuO).....	67
<b>Çizelge 3.4.</b> Sıcaklığa bağlı viskozite denklemleri (Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ).....	67
<b>Çizelge 3.5.</b> 293 K'de nanoakışkan termofiziksel özellikleri .....	67

## 1. GİRİŞ

Isı transferinde kullanılan geleneksel akışkanların (su, motor yağı ve etilen glikol vb.) düşük ısı iletkenliği birçok ısı değiştirici ve elektronik cihazlarda ısı performans düşüklüğüne sebep olmakta ve bu cihazların küçük boyutlarda imal edilmesini engellemektedir. Günümüzde ısı iletkenliği yüksek akışkanlar ile daha küçük cihazların imalatı oldukça cazip araştırma sahalarından biridir.

Isı değiştiricisindeki temel akışkan içerisine katı partiküllerin süspansiyon şeklinde katılması ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden biridir. Bu iyileştirme yöntemi konvansiyonel akışkanın ısı iletkenliğini artırarak akışkanın ısı transferi karakteristiklerini iyileştirmektedir. Katı partiküller metalik veya metal-oksit formda temel akışkana katılabilmektedir. Bir katı metalin ısı iletkenliği temel akışkanına göre daha yüksek olduğu için, katı partikül içeren akışkanların ısı iletkenlikleri geleneksel akışkanlara oranla oldukça yüksek olması beklenir (Mansoori *et al.* 2002).

Akışkan içerisine milimetre veya mikrometre boyutlarındaki katı partiküllerin katılması ile akışkanın ısı iletkenliğinin artırılması yüzyıldan daha fazla zamandır bilinen bir yöntemdir (Lee *et al.* 1999). Bu tip akışkanlarda çökelme, akış kanallarını tıkama, tortulaşma, aşınma ve artan basınç düşümü gibi temel problemler karşılanmaktadır. Bunlardan dolayı akışkan içerisine milimetre veya mikrometre boyutlarındaki katı partiküllerin katılması cazip bulunmamıştır. Ayrıca bu süspansiyonların daha az kararlı bir yapı göstermeleri nedeniyle mikro kanallarda tıkanmalara neden olduğu bildirilmiştir.

Malzeme bilimindeki gelişmelere bağlı olarak nanometre boyutlarında partiküllerin üretilmesiyle bu problemlerin giderilme imkânı doğmuştur. Bakır, alüminyum, altın, gümüş vb. nanometre boyutlardaki katı partiküller konvansiyonel ısı transferi akışkanlarına katılarak yeni bir ısı transferi akışkanı üretilmiştir. Nanometre boyutlardaki katı partiküllerin katıldığı bu yeni ısı transferi akışkanlarına “nanofluid-nanoakışkan” denmektedir. Nanoakışkan uygulaması, ilk olarak 1995’te Argonne



National Laboratory'de Choi (1995) tarafından yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda nanoakışkanların temel akışkanlara göre daha yüksek ısı iletkenliğe sahip olduğu bulunmuştur (Wang *et al.* 1999; Xuan and Li 2000; Eastman *et al.* 2001; Das *et al.* 2003; Murshed *et al.* 2005; Li and Peterson 2006).

İş yapan akışkan içerisine nanopartiküllerin katılması ile ısı transferi performansı önemli derecede iyileşmektedir. Buna sebep olan temel fiziksel olaylar aşağıdaki gibi sıralanabilir (Xuan and Li 2000):

- 1) Akışkan içerisine katılan nano partiküller akışkanın yüzey alanını ve ısı kapasitesini büyütür.
- 2) Akışkana ilave edilen partiküller akışkanın efektif ısı kapasitesini artırır.
- 3) Partiküller arasındaki etkileşim ve çarpışmalar akışkanın ve akış geçit yüzeyinin artmasına sebep olur.
- 4) Akışkan içindeki çalkantılar ve türbülansı artar.
- 5) İş yapan akışkan içerisinde nano partiküller akışkanın akışa dik doğrultudaki sıcaklık gradyeninin düzleşmesine neden olur.

Nanoakışkanlar ile taşınım ile ısı transferi iki faz veya tek faz yaklaşımı ile modellenilebilmektedir. İki faz yaklaşımı ısı transferi süreci içinde, akışkan ve katı partiküllerin katkılarına anlama imkânı sağlamaktadır. Tek faz yaklaşımı ise akışkan ve partiküller ısı dengede ve aynı hız ile hareket ettiklerini varsayar. Tek faz yaklaşımı çok kolay ve daha az hesaplama zamanı gerektirmektedir. Bundan dolayı bu yaklaşım, nanoakışkanların farklı konvansiyonel ısı transfer çalışmalarında kullanılmıştır (Khanfar *et al.* 2003; Maige *et al.* 2004; Roy *et al.* 2004; Namburu *et al.* 2008; Izadi *et al.* 2009; Rostamani *et al.* 2010; Demir *et al.* 2011). Bununla birlikte nanoakışkanların efektif fiziksel özellikleri tam olarak bilinemediğinden bu yaklaşımın sayısal hesaplama sonuçları, genelde, deneysel sonuçlarla farklı olmaktadır. Bundan dolayı, tek faz modellemesinde çok küçük partiküllerin hareketlerini dikkate almak ve nanoakışkanların doğru efektif fiziksel özelliklerini seçmek gerekmektedir. Bu problemi çözmek için bazı araştırmacılar temel akışkan içinde partikül hareketlerinden dolayı ısı

transfer gelişimini dikkate alan dispersion modelini kullanmışlardır (Xuan and Li 2000; Xuan and Roetzel 2000).

Yerçekim ivmesi, akışkan ve katı partiküller arasındaki sürtünme, Brownian kuvvetler gibi değişik faktörler yüzünden nanoakışkan akışında Brownian yayılım olayı ve çökme meydana gelebilmektedir. Bu durum ise akışkan ile partiküller arasındaki kayma hızının sıfır olmayacağı anlamına gelmektedir (Xuan and Li 2000). Bu nedenle iki faz yaklaşımı nanoakışkanlar için daha uygun olduğu görülmektedir (Behzadmehr *et al.* 2007).

İki faz yaklaşımı fazların karşılıklı etkileşimine dayanan bir yaklaşımdır. İki faz akış modellemesinde en önemli durum karışım teorisidir. Bu yaklaşım sürekli etkileşim teorisi olarak da adlandırılmaktadır (Ishii 1975; Crowe *et al.* 1996; Manninen *et al.* 1996; Xu *et al.* 2004). Bu yaklaşım, teori ve uygulamada basit olmasından çok tercih edilmektedir. Gerekli olan hesaplamalar oldukça kolaydır. Bununla birlikte türbülans modelini mixture modelinde tanımlamak uygun olduğu bildirilmiştir.

Maiga *et al.* (2004) tarafından yapılan çalışmada uniform ısıtılmış sabit ısı akılı bir boru içinde Su-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ve etilen glikol-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkanlarının zorlanmış konvansiyonel akışı incelenmiştir. Temel akışkana nanopartikül ilavesi laminer ve türbülanslı her iki rejim için ısı transfer katsayısını arttırmakta olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca kayma gerilmesinin partikül konsantrasyonun artışı ile arttığını ifade etmişlerdir. Etilen glikol-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> karışımının ısı transfer artışı su-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkanına göre daha iyi olduğunu tespit etmişlerdir.

Maiga *et al.* (2005) iki özel şekil için nanoakışkanların laminer zorlanmış akışını sayısal olarak incelemişlerdir. Su-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ve etilen glikol-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> karışımları için partikül konsantrasyonun artışı ile ısı transfer katsayısının arttığını sayısal sonuçlarla göstermişlerdir. Ayrıca bu gibi partiküllerin varlığı cidar kayma gerilmesinde önemli etkilere neden olduğunu ve etilen glikol-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkanın ısı transfer artışı Su-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkanından daha iyi olduğunu belirtmişlerdir. Boru akış durumu için ısı transfer katsayısı artışı Reynolds sayısının artışı ile önemli derecede arttığını ve radyal akış

durumu için Reynolds sayısı artışı nanoakışkanların ısı transfer katsayısı artışına etkisi olmadığını ifade etmişlerdir.

Koo *et al.* (2005) çok küçük yüksek-performanslı soğutucular için mikro kanallar içinde kararlı, laminer nanoakışkan akışını sayısal olarak incelemişlerdir. Su veya etilen glikol içinde %1-%4 hacim konsantrasyona sahip CuO nanoakışkanın ısı transfer problemi için çözüm yapmışlardır. Nanoakışkanın efektif ısı iletkenliği ve dinamik viskozitesi için yeni bir model uygulamışlardır. Basınç düşümü, sıcaklık profilleri ve Nusselt sayısı üzerinde nanopartikül konsantrasyonun etkisini incelemişlerdir. Yüksek Prandtl sayısına sahip temel akışkanlara partikül katılması ısı transfer performansını arttırmakta olduğunu belirtmişlerdir.

Khaled and Vafai (2005) kanallar içinde akış sıcaklık dağılımı ve taşınım ısı transferini incelemişlerdir. Farklı akış bölgeleri için sayısal olarak çözüm yapmışlardır. Uniform akış durumunda ısı transfer katsayısında artış meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

Behzadmer *et al.* (2006) dairesel bir boru içinde %1 hacimsel oranına sahip Cu-su nanoakışkanın türbülanslı zorlanmış akışta ısı taşınım katsayısını sayısal olarak çalışmışlardır. İki faz karışım modelini böyle bir akış alanına ilk defa uygulamışlardır. Deneysel ve hesaplanan sayısal sonuçları karşılaştırarak mixture iki faz modelinin tek faz modele göre deneysel sonuçlara daha yakın olduğunu belirlemişlerdir. Farklı Reynolds sayıları için tam gelişmiş hız profillerini incelemişlerdir.

Abu-Nada (2007) farklı nanoakışkanların taşınım ısı transferini sayısal olarak çalışmıştır. Farklı partikülleri farklı temel akışkanlar içerisinde değişik oranlarda kullanmıştır. Momentum ve enerji denklemlerini çözmek için sonlu hacimler yöntemini kullanmıştır. Yazar çalışmasında, Cu nanoakışkan için Nusselt sayısında artış meydana geldiğini belirtmiştir. Sirkülasyon bölgesinde düşük ısı iletkenliği olan partiküller için ısı transfer katsayısında daha fazla artış olduğunu tespit etmiştir. Tüm Reynolds sayıları için artan nanopartikül hacimsel oranla ortalama Nusselt sayısının arttığını çalışmasında belirtmiştir.

Mirmasoumi and Behzadmehr (2007) yatay bir boru içinde laminer akış için iki fazlı mixture modeli kullanarak taşınım ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Hesaplanan sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğunu tespit etmişlerdir. Ortalama partikül çapı (10 nm) için nanoakışkan hacim oranının hidrodinamik ve ısı parametreleri üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Partikül çapı küçüldükçe taşınım ısı transfer katsayısının arttığını, sürtünme faktörünün önemli derecede değişmediğini ifade etmişlerdir.

Mirmasoumi and Behzadmehr (2008) nanoakışkanın (su/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) tam gelişmiş akışta taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. İki fazlı mixture modeli kullanarak nanopartiküllerin ortalama çapının akış parametreleri üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Nanopartikül ortalama çapı küçüldükçe taşınım ısı transfer katsayısının önemli ölçüde arttığını belirtmişlerdir.

Namburu *et al.* (2008) sabit ısı akılı dairesel boru içinde su ve etilen glikol içerisindeki CuO, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ve SiO<sub>2</sub>'den oluşan üç farklı nanoakışkanın taşınım ısı transferini ve türbülanslı akışını sayısal olarak incelemişlerdir. Bu nanoakışkanların efektif viskozite hesabı için deneysel sonuçlardan sıcaklık ve hacimsel oranına bağlı yeni denklemler geliştirmişlerdir. Hesaplanan sayısal çalışmada nanoakışkanların tüm termofiziksel özelliklerini sıcaklığa bağlı olarak almışlardır. Hesaplanan sonuçları mevcut korelasyonlarla karşılaştırmışlardır. Daha küçük çaptaki nanopartiküller içeren nanoakışkanların viskozitesinin ve Nusselt sayısının daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. CuO, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ve SiO<sub>2</sub> nanoakışkanlarının taşınım ısı transfer katsayılarını karşılaştırmışlardır. Sabit Reynolds sayısında %6 hacimsel oranına sahip CuO nanoakışkanı için Nusselt sayısının temel akışkandan %35 daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Hwang *et al.* (2008) dairesel bir boru içerisinde ısıtılmış Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ve sudan oluşan nanoakışkanın doğal taşınımının ısı karakteristیکlerini teorik olarak incelemişlerdir. Teorik sonuçlar ile deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Hacimsel oranın, partikül boyutunun ve nanoakışkanların ortalama sıcaklıklarının doğal taşınım üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Partiküllerin hacimsel oranının artması, nanopartikül

boyutunun düşmesi ve nanoakışkan ortalama sıcaklığının artması nanoakışkanı daha kararlı yaptığını tespit etmişlerdir. Yazarlar, nanopartikül boyutunun artmasıyla ve nanoakışkan ortalama sıcaklığının düşmesiyle ısı transfer katsayısı oranının azaldığını ifade etmişlerdir.

Akbari *et al.* (2008) yatay ve eğimli bir boruda yapılan deneysel sonuçlar ile hesaplanan sayısal sonuçları karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında tek faz yaklaşımını kullanarak hidrodinamik ve ısıl parametreler üzerinde nanopartiküllerin konsantrasyon ve boru eğiminin etkilerini araştırmışlardır. %4 hacim oranına sahip nanoakışkanda (Su/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) %15 oranında ısı transfer katsayısının arttığını tespit etmişlerdir.

Bianco *et al.* (2009) dairesel bir boruda Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanın laminer akışta taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Cidara sabit ve uniform ısı akısı uygulamışlardır. Tek ve iki faz modelini (Discrete Phase Model) sabit ve sıcaklığa bağlı fiziksel özelliklerde uygulamışlardır. Çalışmalarında 100 nm boyutunda Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> partikül kullanmışlardır. Tek faz ile iki faz arasındaki ortalama ısı transfer katsayısındaki maksimum farkı yaklaşık %11 olarak bulmuşlardır. Nanoakışkanın taşınım ısı transfer katsayısının, temel akışkandan büyük olduğunu, partikül hacimsel konsantrasyonla ısı transfer ve cidar kayma gerilme değerlerinin arttığını tespit etmişlerdir. Sıcaklığa bağlı model durumlarında daha fazla ısı transfer katsayıları ve daha düşük kayma gerilmelerini tespit etmişlerdir.

He *et al.* (2009) laminer akış şartları altında düz bir boru içinde TiO<sub>2</sub> nanoakışkanın taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Yazarlar çalışmalarında tek faz ve Euler-Lagrange metodunu kullanmışlardır. Nanopartikül konsantrasyonu, Reynolds sayısı ve farklı partikül boyutlarının akış ve taşınım ısı transfer davranışına etkilerini incelemişlerdir. Özellikle giriş bölgesinde nanoakışkanın ısı transfer katsayısının önemli derecede arttığını tespit etmişlerdir. Hesaplanan sayısal çözümlerin deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğunu belirtmişlerdir.

Akbarinia and Laur (2009) dairesel kavisli bir boru içinde %1 hacimsel orana sahip su ve Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>'den oluşan nanoakışkanın laminer akışta taşınım ısı transferini sayısal olarak

incelemişlerdir. Hidrodinamik ve ısı parametreleri üzerinde partikül çapının etkilerini araştırmak için mixture modelini uygulamışlardır. Katı partikül çapı artmasıyla aksel hız artarken Nusselt sayısının düştüğünü tespit etmişlerdir.

Izadi *et al.* (2009) halkasal bir boru içinde nanoakışkanın (Su/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) laminar akış için hidrodinamik ve ısı davranışını sayısal olarak incelemişlerdir. Nanoakışkanın sayısal modellemesinde tek faz yaklaşımını kullanmışlardır. Tam gelişmiş bölgede hız ve sıcaklık profillerini elde etmişlerdir. İç ve dış cidarda aksel sıcaklık değişimini, taşınım ısı transfer ve sürtünme katsayılarını incelemişlerdir. Nanopartikül hacim oranı ile boyutsuz aksel hız profilinin önemli derecede değişmediğini fakat sıcaklık profillerinin nanopartikül konsantrasyonu ile etkilendiğini tespit etmişlerdir.

Ghaffari *et al.* (2010) yatay bir boru içinde su ve Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (d<sub>p</sub>=28 nm)'den oluşan nanoakışkanın türbülanslı zorlanmış akışını sayısal olarak incelemişlerdir. İki faz mixture modelini kullanmışlardır. Kaldırma kuvveti, merkezkaç kuvvet ve nanoakışkan hacim oranlarının akış ve yüzey sürtünme katsayısı üzerinde etkilerini araştırmışlardır. Hesaplanan sayısal sonuçların deneysel sonuçlara yakın olduğunu bulmuşlardır. Nanoakışkan hacim oranının akış ve yüzey sürtünme katsayısı üzerinde tam bir etkisinin olmadığını belirtmişlerdir. Bununla birlikte ısı parametreleri ve akış türbülans yoğunluğu üzerinde hacim oranının etkisinin önemli olduğunu ifade etmişlerdir.

Lotfi *et al.* (2010) yatay bir boruda su ve Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>'den oluşan nanoakışkanın zorlanmış akışta taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Hesaplanan sayısal sonuçların mevcut korelasyonlarla geçerliliğini göstermişlerdir. İki-faz Eulerian modelini ilk kez böyle bir akış alanına uygulamışlardır. Eulerian modelini, tek faz ve iki faz mixture modelleri ile karşılaştırmışlardır. Sayısal ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında mixture modelin deneysel sonuçlara daha yakın olduğunu göstermişlerdir. Tek faz ve iki faz Eulerian modelleri Nusselt sayısını düşük hesapladığını tespit etmişlerdir.

Kondaraju *et al.* (2010) direct numerical simulations (DNS) modelini nanoakışkanın efektif ısı iletkenlik katsayısını hesaplamak için uygulamışlardır. Farklı hacimsel

oranlarda ve efektif ısı iletkenlikte 100 nm partikül boyutlu Cu/su ve 80 nm partikül boyutlu  $Al_2O_3$ /su nanoakışkanlarını sayısal olarak çözmüşlerdir. Nanopartikül üzerindeki etkili kuvvetlerin ve partikül iletkenlik katsayısının nanoakışkan efektif ısı iletkenliğini hesaplamak için gerekli olduğunu ifade etmişlerdir.

Pathipakka *et al.* (2010) içine eğimli sarmal yay yerleştirilen yatay bir boruda nanoakışkanın ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak çalışmışlardır. Sabit ısı akısı altında laminer akış için Fluent 6.3.26 versiyonu kullanarak çözüm yapmışlardır. Simülasyonda  $Al_2O_3$ /su nanoakışkanı %0,5, %1 ve %1,5 konsantrasyonlarında ve sarmal eğimlerini 2,93, 3,91 ve 4,89 oranlarında kullanmışlardır. Bütün termofiziksel özelliklerini sıcaklığa bağlı olarak almışlardır. Isı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile artmakta ve eğim oranı ile düşmekte olduğunu tespit etmişlerdir. Su ve nanoakışkanın ısı transfer katsayıları karşılaştırıldığında farklı sarmal yaylar ve hacimsel oranlar için Nusselt sayısındaki artışın %5-%31 arasında olduğunu bulmuşlardır.

Mokmeli and Saffar-Avval (2010) dispersion modeli kullanarak düz boru içinde nanoakışkanın laminer akışta taşınımıyla ısı transferini çalışmışlardır. Sayısal hesap için dispersion modelini uygulamışlardır. Homojen model ile yapılan hesaplamalarla karşılaştırarak homojen modele yakın sonuçlar alınmıştır. Dispersion model sonuçlarının geçerliliği için üç ayrı nanoakışkanın deneysel sonuçlarını kullanmışlardır. Ayrıca, yazarlar nanoakışkan ısı transferi katsayısı üzerinde nanopartikül boyutunun etkisini incelemişlerdir. Hesaplanan sonuçlarla deneysel sonuçların uyum içinde olduğunu ifade etmişlerdir. Isı transfer katsayısının hesabı için kullanılan geleneksel korelasyonların 500 nm'den küçük partiküllü karışımlar için uygun olmadığını belirtmişlerdir.

Fard *et al.* (2010) sabit cidar sıcaklığına sahip dairesel bir boru içinde nanoakışkanın laminer akış için taşınımıyla ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Sıcaklık, akış alanı ve ısı transfer katsayısını hesaplamak için tek faz ve iki faz modellerini kullanmışlardır. Nanoakışkan Peclet sayısı, nanopartikül hacim oranı gibi parametrelerin ısı transfer oranına etkilerini incelemişlerdir. İki faz model sonuçlarını

teorik modeller ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Isı transfer katsayısının artışı partikül konsantrasyonun ve Peclet sayısının artışı ile olduğunu ifade etmişlerdir. İki faz modelin deneysel sonuçlara daha yakın olduğunu tespit etmişlerdir. %0,2 hacim konsantrasyonuna sahip Cu/su nanoakışkanı için, ortalama bağıl hatanın deneysel veriler ile tek faz model arasında %16, iki faz modeli ile %8 olduğunu belirtmişlerdir.

Bianco *et al.* (2011) bir boru içinde türbülanslı zorlanmış akışa sahip su- $Al_2O_3$  ( $d_p=38$  nm) nanoakışkanını sayısal olarak çalışmışlardır. Nanoakışkanın taşınım ısı transfer katsayısının temel akışkanından büyük olduğunu tespit etmişlerdir. Partikül hacim oranının ve Reynolds sayısının artması ile ısı transfer katsayısının arttığını ifade etmişlerdir.

Moraveji *et al.* (2011) sabit ısı akılı bir borunun gelişmiş bölgesinde nanoakışkan taşınım ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. 45 ve 150 nm boyutlarında ve %1, %2, %4, %6 partikül konsantrasyonlarında  $Al_2O_3$ /su nanoakışkanı kullanmışlardır. Borunun farklı aksenal konumları için farklı Reynolds sayılarında (500-2500) taşınım ısı transfer katsayısına partikül boyutunun etkisini araştırmışlardır. Boyutsuz sayılar kullanarak Nusselt sayısını hesaplamak için yeni bir denklem elde etmişlerdir. Hesaplanan sonuçların, literatürden elde edilen deneysel sonuçlara yakın ve maksimum sapmanın %10 civarında olduğunu tespit etmişlerdir.

Ebrahimnia-Bajestan *et al.* (2011) sabit ısı akılı düz dairesel bir boru içinde laminer akış rejimine sahip nanoakışkanın basınç düşümü ve taşınım ile ısı transferini sayısal olarak araştırmışlardır. Nanoakışkanın ısı transferini ve akış davranışlarını sayısal olarak çözmek için iş yapan akışkan olarak su ve etilen glikol/su içinde %0 ve %6 partikül konsantrasyonu aralığında  $Al_2O_3$ , CuO, CNT ve TNT nanopartiküllerini kullanmışlardır. Partikül konsantrasyonun ve çapının, Brownian hareketlerinin, Reynolds sayısının, nanopartikül ve temel akışkan tiplerinin ısı transfer katsayısına ve basınç düşümüne etkilerini incelemişlerdir. Nanopartikül çapı artarken ısı transfer katsayısının düştüğünü, partikül hacim konsantrasyonu ve Brownian hareketi ise ısı transfer katsayısını arttırdığını tespit etmişlerdir.



Allahyari *et al.* (2011) yatay bir boru içinde laminer akış için su ve  $Al_2O_3$ 'den oluşan nanoakışkanın taşınımıyla ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Nanoakışkanın hidrodinamik ve ısıl davranışını araştırmak için iki faz mixture modelini kullanmışlardır. Farklı Richardson sayılarında verilen nanopartikül ortalama çapı için hidrodinamik ve ısıl parametreler üzerinde nanopartikül hacim oranının etkilerini incelemiştirlerdir. Yazarlar, çalışma sonucunda nanopartikül konsantrasyonunun artışı ile ısı transfer katsayısının arttığını ve yüzey sürtünme katsayısının çok etkilenmediğini ifade etmişlerdir.

Shariat *et al.* (2011) oval boru içinde nanoakışkanın (su/ $Al_2O_3$ ) taşınımıyla ısı transferini sayısal olarak incelemiştirlerdir. Çalışmalarında iki faz mixture modelini kullanmışlardır. Katı hacim oranı, aspect oranı ve kaldırma kuvvetinin nanoakışkanın hidrodinamik ve ısıl davranışlarına etkilerini araştırmışlardır. Nanopartikül konsantrasyonunun artması ile Nusselt sayısının arttığını, yüzey sürtünme kuvvetinin azaldığını tespit etmişlerdir.

Moghari *et al.* (2011) sabit ısı akılı halka şeklinde bir boru içinde laminer akışın taşınımıyla ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Sayısal hesaplama için iki faz mixture modelini kullanmışlardır. Nanopartikül konsantrasyonunun artması ile Nusselt sayısının arttığını ve sürtünme faktörünün önemli ölçüde etkilenmediğini belirtmişlerdir.

Akbari *et al.* (2011) sabit ısı akıya sahip dairesel bir boru içinde nanoakışkanın ( $\phi < 2\%$ ) laminer akışı için taşınımıyla ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Tek faz model ile iki faz modellerini (volume of fluid, mixture, Eulerian) karşılaştırmışlardır. Tek faz ile iki faz modellerin hidrodinamik alan sonuçları hemen hemen aynı iken sıcaklık alanlarının farklı olduğunu tespit etmişlerdir. Isı transfer katsayısının hesabında iki fazlı modellerin birbirlerine çok yakın olduğunu bulmuşlardır. Yazarlar çalışmalarında deneysel sonuçlara iki faz model sonuçlarının daha yakın olduğunu ifade etmişlerdir.

Demir *et al.* (2011) sabit cidar sıcaklığına sahip yatay bir boruda nanoakışkanların ( $Al_2O_3$ -su,  $TiO_2$ -su) zorlanmış akış şartlarında Fluent programı ile sayısal olarak incelemiştirlerdir. Yazarlar çalışma sonucunda yüksek hacim oranlarına sahip

nanoakışkanların yüksek ısı transfer katsayısı ve basınç düşümüne sahip olduklarını ifade etmişlerdir.

Bayat and Nikseresh (2012) sabit ısı akıllı yatay bir boru içinde türbülanslı akışta nanoakışkanların taşınımıyla ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Sabit Reynolds sayıları için partikül konsantrasyonun artışı taşınım ısı transfer katsayısını arttırdığını ifade etmişlerdir. Ayrıca aynı Reynolds sayılarında nanoakışkanların yüksek basınç düşümüne ve pompa gücüne sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

Manca *et al.* (2012) iki boyutlu kanalda su ve  $Al_2O_3$  partikülden oluşan nanoakışkanın zorlanmış akışta taşınımıyla ısı transferini sayısal olarak çalışmışlardır. Sayısal çözüm için tek faz modelini kullanmışlardır. Dikdörtgen ve farklı şerit şekilleri kullanarak çözüm yapmışlardır. Yazarlar çalışmalarında sıcaklık ve hız alanları, Nusselt sayısı, ısı transfer katsayısı ve gerekli pompa gücünü incelemişlerdir. Partikül hacim konsantrasyonunun artışı ile ısı transfer katsayısının ve gerekli pompa gücünün arttığını tespit etmişlerdir.

Duangthongsuk and Wongwises (2012) laminer akış şartları altında nanoakışkanın ısı transfer katsayısını hesaplamak için dispersion modelini uygulamışlardır. Farklı hacim konsantrasyonuna sahip  $TiO_2$ -su nanoakışkanı ve sabit ısı akıllı yatay bir boru kullanmışlardır. Hesaplanan değerleri deneysel sonuçlarla karşılaştırarak, nanoakışkanların ısı transfer katsayısını hesaplamak için dispersion modelin uygun geçerlilikte olduğunu ifade etmişlerdir.

Hadad *et al.* (2013) bir VVER-1000 nükleer reaktöründe kullanılan nanoakışkanın ısı ve hidrodinamik özelliklerini araştırmışlardır. VVER-1000 çekirdeğinin yakıt hücresi soğutucu kanalını Fluent CFD kodu ile sayısal olarak çözerek ısı transfer katsayısı, basınç düşümü ve sıcaklık farklarını su/ $Al_2O_3$  nanoakışkanı için hesaplamışlardır. Yazarlar çalışmalarında tek faz ve iki faz modellerini kullanarak iki faz model sonuçlarının deneysel sonuçlara daha yakın olduğunu belirtmişlerdir.

Bu çalışmanın amacı uniform ve sabit ısı akılı yatay bir boruda zorlanmış türbülanslı akışta nanoakışkanların akış ve ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak çözerek deneysel ve teorik sonuçlarla karşılaştırmaktır. Nanoakışkanlar temel akışkan su içinde farklı hacimsel oranlarda (%1, %2, %4) CuO ve (%1, %4) Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nano partiküllerden meydana gelmektedir. Sayısal özm için Fluent paket programı kullanılmıştır. Sayısal hesaplamalar tek faz ve iki faz mixture modelleri ile k-ε türbülans modeli kullanarak yapılmıştır.

## 2. KURAMSAL TEMELLER

### 2.1. Türbülanslı Akışta Zorlanmış Taşınım

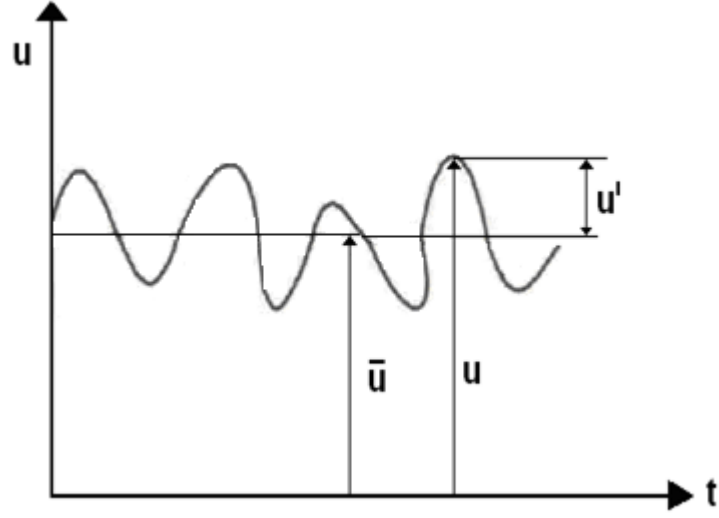
Uygulamaların çoğunda sınır tabakadaki akış, laminer akıştan ziyade türbülanslı akıştır. Bugüne kadar birçok çalışma bu alana odaklanmasına karşın, sürtünme ve taşınım katsayısını direk bir analiz yöntemiyle tayin etmek henüz mümkün olmamıştır. Bunun nedeni, türbülans hareketinin son derece karmaşık olmasıdır. Çünkü türbülanslı akışta her noktada zamana bağlı olarak hız, sıcaklık, basınç, viskozite ve akışkana ait diğer özellikler sürekli değişir. Laminer akışta akışkan partikülleri aynı yörüngeyi takip eder ve salınım hareketi yapmazlar. Bu nedenle fiziksel özellikler değişmez. Isı ve momentum sadece moleküler difüzyon yoluyla akım çizgileri boyunca transfer olur. Buna karşın türbülanslı akışta, akışkan partikülleri sürekli salınım hareketi yapar ve zikzak yaparak yol alır. Bu nedenle türbülanslı akışta sürtünme ve ısı transferi laminer akışa göre çok büyüktür (Altınışık 2003).

Türbülans mekanizmasının kompleks bir yapısının olması nedeniyle, birçok araştırmacı çok sayıda model ve analitik çözümlerin yanında ampirik yaklaşımlar teklif etmişlerdir. Gerçekte türbülanslı akışta ısı transferi mekanizması laminer akışa çok benzer. En önemli fark ısıl iletkenlik ve viskozite yerine, girdap özelliklerinin girmesidir. Girdap özellikleri sınır tabakasını geçerken değişir. Bu, analitik çözümlerde oldukça zorluk çıkarır. Değişim ancak deneysel verilerden tayin edilebilir (Altınışık 2003).

#### 2.1.1 Türbülanslı akışta hız dağılımı

Bağımlı değişkenler olarak bilinen akışkanın özelliklerinin zamanla değişimini tahmin etmek mümkün değildir. Bu nedenle, türbülans içeren bir problemi analitik veya sayısal olarak çözmek için ortalama dalgalanma bileşenlerini tanımlamak gerekir. Ortalama hız, basınç, sıcaklık ve yoğunluk bileşenleri aşağıda verilmiştir. Burada  $\bar{u}$  ortalama hız bileşeni,  $u'$  dalgalanma hız bileşeni,  $u$ ,  $v$  ve  $w$  sıra ile  $x$ ,  $y$  ve  $z$  yönünde hız bileşenleridir.

$$\left. \begin{aligned} u &= \bar{u} + u' \\ v &= \bar{v} + v' \\ w &= \bar{w} + w' \end{aligned} \right\} \begin{aligned} P &= \bar{P} + P' \\ T &= \bar{T} + T' \\ \rho &= \bar{\rho} + \rho' \end{aligned} \quad (2.1)$$



**Şekil 2.1.**  $u$  hızının zamanla değişimi

$\bar{u}$  ortalama hız bileşeni,

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u dt \quad (2.2)$$

şeklinde verilebilir. Dalgalanma hız bileşenlerinin ortalama değeri aşağıda verildiği gibi sıfırdır. Çünkü hızın tüm dalgalanma bileşenleri  $\Delta t$  periyodu anında birbirini yok eder.

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} (u + u') dt = \bar{u} + \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u' dt = \bar{u} + \bar{u}'; \quad \bar{u}' = 0 \quad (2.3)$$

Bu durum akışkan özelliklerini karakterize eden tüm bağımlı değişkenleri kapsar.

Zamana bağılı olmayan ve özellikleri değişmeyen iki boyutlu türbülanslı akış dikkate alınsın. Buna göre  $\bar{w} = 0$ ,  $\bar{u} = \bar{u}(x, y)$ ,  $\bar{v} = \bar{v}(x, y)$  olacaktır. Bu hususlar dikkate alınarak iki boyutlu türbülanslı akış için, basitleştirilmiş süreklilik denkleminde  $u$  ve  $v$  yerine (2.1) ile verilen değerler koyulursa aşağıda verilen ifade elde edilir.

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} = 0 \quad (2.4)$$

Burada çok küçük  $\Delta t$  zaman aralığı için dalgalanma hız bileşenleri:

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} = 0$$

olacağından (2.4) ifadesi,

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \quad (2.5)$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifade sıkıştırılamaz bir akışkanın türbülanslı akış için süreklilik denklemdir.

Hız bileşenleri ve basınç değerleri basitleştirilmiş momentum denkleminde yerine yazılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa türbülanslı akış için momentum denklemi;

$$\rho \left( \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) = - \frac{d\bar{P}}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \right) \quad (2.6)$$

şeklinde elde edilir.

Enerji denklemi için basitleştirilmiş enerji denklemindeki  $u, v$ , ve  $T$  yerine (2.1)'de verilen değerler yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa, iki boyutlu türbülanslı akış için enerji denklemi aşağıdaki gibi bulunur.

$$\rho C_p \left( \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - \rho C_p \overline{v'T'} \right) \quad (2.7)$$

Bu ifadede sağ tarafın ilk terimi akışkan içinde moleküler iletim ile ısı transferini, ikinci terim ise, türbülans veya girdap transferini (iletim transferi) göstermektedir.

Türbülanslı akışta ısı transferi moleküler yayılma ve türbülans mekanizması ile ilişkilidir. Bu nedenle x yönünde toplam kayma gerilmesi ve y yönünde toplam ısı akısı tanımlarının verilmesi gerekir. Toplam kayma gerilmesi için yukarıda verilen momentum denkleminin sağ tarafında bulunan parantez içi aşağıdaki gibi yazılabilir.

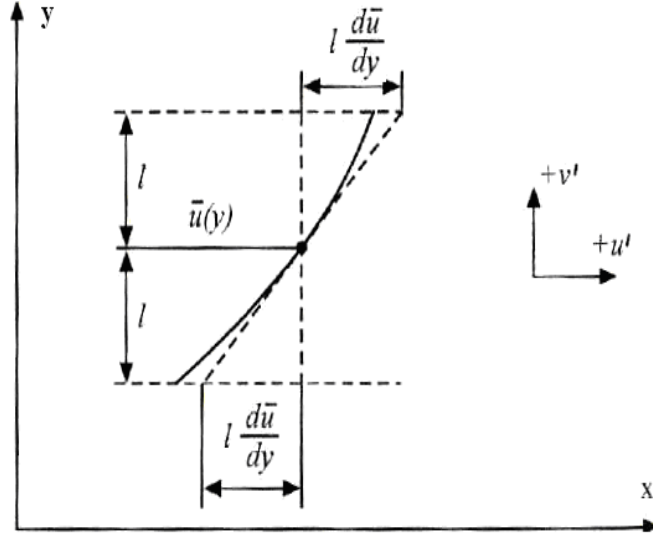
$$\tau_w = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \quad (2.8)$$

Burada  $\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$  **viskoz gerilme**,  $\rho \overline{u'v'}$  ise **türbülans gerilmesi**'dir. Türbülans gerilmesi aynı zamanda momentum akısı olup **Reynolds gerilmesi** olarak da ifade edilir. Toplam ısı akısı (2.7)'de verilen bağıntının sağ tarafındaki parantez içine eşittir. Toplam ısı akısı:

$$\dot{q} = - \left( k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - \rho C_p \overline{v'T'} \right) \quad (2.9)$$

Bağıntısıyla verilebilir. Burada ilk terim iletimi, ikinci terim ise, girdap nedeniyle taşınımı ifade eder.

Türbülans sınır tabaka içinde girdap nedeniyle momentum enerjisi ve kütle geçişi çok hızlıdır. Prandtl türbülans akış olayını tanımlamak için  $\bar{u}(y)$  ortalama hızının altında ve üstünde eşit  $l$  uzaklığında bulunan bir türbülanslı parçayı göz önüne alınmıştır (Şekil 2.2).



**Şekil 2.2.** Momentum transferi için karışım uzunluğu

Akışkan partikülü için;

$$(l+y)' \text{ de hız, } u(y+l) \approx u(y) + l(\partial u / \partial y)$$

$$(l-y)' \text{ de hız, } u(y-l) \approx u(y) - l(\partial u / \partial y)$$

ifadeleri yazılabilir. Eğer bir akışkan partikülü  $y$  tabakasından  $(y+l)$  tabakasına giderse,

$$u' \approx l \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (2.10)$$

şeklinde verilebilir. Burada  $l$ 'ye Prandtl karışım uzunluğu adı verilir. Laminer kayma gerilmesine benzer formda türbülans kayma gerilmesini aynı yaklaşımla aşağıdaki gibi yazmak mümkündür;

$$\tau_t = -\overline{\rho u'v'} = \rho \epsilon_m \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (2.11)$$



x yönündeki kayma gerilmesi için;

$$\tau_x = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \rho \varepsilon_m \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}$$

$$\tau_x = \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} (\mu + \rho \varepsilon_m) \quad (2.12)$$

ifadesi yazılabilir. Burada  $\varepsilon_m$  momentum girdap katsayısı veya momentum türbülans değişim katsayısı olarak adlandırılır. Prandtl  $u'$  ve  $v'$ 'nin büyüklük olarak aynı mertebe olabileceğini belirtmiştir. Bu nedenle,

$$-\overline{\rho u'v'} = \rho l \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} l \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = \rho l^2 \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} = \rho \varepsilon_m \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (2.13)$$

Bağıntısı yazılabilir. Bu ifadeden momentum girdap katsayısı (girdap viskozitesi) için;

$$\varepsilon_m = l^2 \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (2.14)$$

bağıntısı elde edilir.

$K < 1$  olmak üzere cidara yakın akış için Prandtl aşağıda verilen basit lineer ilişkiyi vermiştir.

$$l = Ky \quad (2.15)$$

Cidara yakın bölgede girdapların hareketsiz olması nedeniyle, kayma gerilmesi sabit kabul edilebilir.  $K$  katsayısı sık sık Von Karman (1921) sabiti olarak adlandırılır. (2.15) ifadesi (2.14)'de yerine koyulursa;

$$\varepsilon_m = K^2 y^2 \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (2.16)$$

Bağıntısı elde edilir. (2.16) ifadesi (2.11) denkleminde kullanılırsa;

$$\tau_t = \rho K^2 y^2 \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) \quad (2.17)$$

Sonucu bulunur. Cidara yakın bölgede kayma gerilmesinin yaklaşık sabit kabul edilmesi nedeniyle  $\tau_t = \tau_w$  yazılabilir. Buna göre (2.17) ifadesi;

$$\tau_w = \rho K^2 y^2 \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 \quad (2.18)$$

Şeklinde yazılabilir. Bu ifade çözümlerse;

$$\bar{u} = \frac{1}{K} \left( \frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \ln y + C \quad (2.19)$$

Denklemini elde edilir. (2.12) ifadesinde  $\tau_x$ , kayma gerilmesinin x yönünde olduğunu göstermektedir. Bu nedenle  $\tau_x = \tau_w$  olacaktır. (2.12) bağıntısı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\tau_w}{\rho} = \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \left( \frac{\mu}{\rho} + \varepsilon_m \right) = \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} (\mathcal{G} + \varepsilon_m) \quad (2.20)$$

Görüldüğü gibi kayma gerilmesi moleküler ve türbülans kesimlerin toplamıdır. Laminer alt tabakada  $\varepsilon_m \cong 0$  tampon bölgede  $\varepsilon_m \cong \mathcal{G}$  ve türbülans tabakada  $\varepsilon_m \gg \mathcal{G}$  olacaktır. Bu nedenle  $\varepsilon_m \cong 0$  alınabilir.

İki boyutsuz koordinat ekleyerek üniversal hız profili aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$u^+ = \bar{u} (\tau_w / \rho)^{-1/2} \quad (2.21)$$

$$y^+ = \frac{y}{g} (\tau_w / \rho)^{1/2} \quad (2.22)$$

$\tau_w$  sabit kabul edilip, her iki ifadenin diferansiyelleri alınır ve taraf tarafa bölünerek  $\tau_w$ 'nin yerine değeri yazılırsa, aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$\frac{du^+}{dy^+} = \frac{g}{g + \varepsilon_m} = \frac{g}{g \left(1 + \frac{\varepsilon_m}{g}\right)} = \frac{1}{1 + \frac{\varepsilon_m}{g}} \quad (2.23)$$

ve  $\varepsilon \approx 0$  olduğu hatırlanırsa

$$du^+ = dy^+$$

bulunur. Bu ifadenin integrali alınırsa, aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$u^+ = y^+ + C \quad (2.24)$$

Sınır şartları yazılırsa  $y^+=0$  için  $u^+=0$  ve integral sabiti  $C=0$  bulunur. Yerine koyulursa;

$$u^+ = y^+$$

sonucu yazılır. Tam türbülanslı bölgede  $(\varepsilon_m / g) \gg 1$ 'dir.

$$\varepsilon_m = Ky \left( \frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (2.25)$$

$$\frac{\varepsilon}{g} = Ky^+ \quad (2.26)$$

$$u^+ = \frac{\ln y^+}{K} + C \quad (2.27)$$

bağıntıları elde edilir. Benzer bir ifade tampon bölge için elde edilebilir. Burada elde edilen denklemler aşağıda verilen sabitlerle karşılaştırılarak, her bir bölgeye ait sınırlar bulunabilir (Altınışık 2003).

Laminer alt tabaka	$0 < y^+ < 5,$	$u^+ = y^+$	}	(2.28)
Tampon bölge için	$5 < y^+ < 30,$	$u^+ = 5 \ln y^+ - 3,05$		
Türbülanslı bölge için	$30 < y^+ < 400,$	$u^+ = 2,5 \ln y^+ + 5,5$		

Deneysel verilerle çok iyi uyuşan bu denklem takımlarına universal hız profili adı verilir.

(2.9) ifadesinde  $\rho C_p \overline{v'T'}$  terimi türbülans entalpisi veya türbülans akısıdır. Enerji transferi için  $\varepsilon_h$  ile verilen ısıl girdap yayılım katsayısını dikkate almak gerekir. Isıl girdap yayılım katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\varepsilon_h = \overline{v'l} \quad (2.29)$$

Türbülanslı ısı transferi,

$$q_t = A \rho C_p \overline{v'T'} \quad (2.30)$$

şeklinde verilebilir.  $T'$  için,

$$T \approx l \frac{\bar{T}}{dy} \quad (2.31)$$

yazılabilir. Türbülans ısı akısı,

$$\dot{q}_t = \frac{q_t}{A} = A \rho C_p \varepsilon_h \frac{d\bar{T}}{dy} \quad (2.32)$$

şeklinde verilebilir. Toplam ısı akısı için,

$$\dot{q} = -\rho C_p (\alpha + \varepsilon_h) \frac{d\bar{T}}{dy} \quad (2.33)$$

bağıntısı verilir.  $\rho C_p \varepsilon_h$  çarpımının boyut analizi yapılırsa  $W/m^2$  bulunur. Bu ise  $\dot{q}$  akısının birimidir. Bu nedenle  $\rho C_p \varepsilon_h$  çarpımına girdap veya türbülans ısı akısı adı verilir.

$\varepsilon_m$  momentum girdap katsayısı ile ısı girdap yayılım katsayısı birbirinden farklıdır. Çünkü momentum ve ısı enerji taşınimleri aynı değildir. Türbülans akış bölgesinde  $\varepsilon_m \gg \mathcal{G}$  ve  $\varepsilon_h \gg \alpha$  şeklindedir.  $\varepsilon_m$  ile  $\varepsilon_h$ 'nin oranı türbülans Prandtl sayısı olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi verilir.

$$Pr_t = \frac{\varepsilon_m}{\varepsilon_h} \quad (2.34)$$

Bu hesaplamalar deneysel verilerle çok iyi uyumaktadır. Bu nedenle  $Pr_t \approx Pr$  alınabilir.

### 2.1.2. Levha üzerinde türbülanslı akış

Pratikte momentum ve ısı transferi arasında benzerliği uygulamak için, yerel yüzey sürtünme katsayısının bilinmesi gerekir.  $C_{fx}$  yerel sürtünme katsayısı ampirik olarak aşağıda verilmiştir.

$$C_{fx} = 0,0592 \text{Re}_x^{-0,2} \quad 5.10^5 < \text{Re}_x < 10^7 \quad (2.35)$$

Daha büyük Reynolds sayıları için Schultz-Grunow tarafından aşağıdaki bağıntı tavsiye edilmiştir (Schultz-Grunow 1940).

$$C_{fx} = 0,37(\text{Log Re}_x)^{-2,584} \quad 10^7 < \text{Re}_x < 10^9 \quad (2.36)$$

White (1991) ise, daha geniş Reynolds sayıları için;

$$C_{fx} = \frac{0,455}{(\ln 0,06. \text{Re}_x)^2} \quad 10^5 < \text{Re}_x < 10^9 \quad (2.37)$$

bağıntısını önermiştir.  $L$  uzunluğunda levha boyunca, levha yüzeyi için ortalama sürtünme katsayısı (2.35) bağıntısından,

$$\bar{C}_f = \frac{1}{L} \int_0^L C_{fx} dx = \frac{1}{L} \int_0^L 0,0592 \geq \left( \frac{U_\infty}{g} \right)^{-0,20} x^{-0,20} dx$$

yazılır. Gerekli işlemler yapılırsa,

$$\bar{C}_f = 0,074 \text{Re}_L^{-0,2} \quad 5.10^5 < \text{Re}_L < 10^7 \quad (2.38)$$

ampirik bağıntısı bulunur. Aynı şekilde (2.36) ampirik yaklaşımı kullanılırsa,

$$\bar{C}_f = 0,455(\text{Log Re}_L)^{-2,584} \quad 10^7 < \text{Re}_x < 10^9 \quad (2.39)$$

ortalama sürtünme katsayısını veren ifade elde edilir.

Eğer  $x_{kr}$  noktasında laminer akıştan türbülanslı akışa aniden geçiş söz konusu ise, bu durumda ortalama yüzey sürtünme katsayısı aşağıda verilen yol takip edilerek bulunabilir. Levha boyunca ortalama kayma gerilmesi laminer ve türbülanslı kısımlardan meydana gelir. Buna göre,

$$\bar{\tau}_w = \frac{1}{L} \int_0^{x_{kr}} \tau_w dx + \frac{1}{L} \int_{x_{kr}}^L \tau_w dx \quad (2.40)$$

ifadesi yazılır. Bu ifadenin her iki tarafı  $(\rho U_\infty^2 / 2)$  ile bölünürse;

$$\bar{C}_f = \frac{1}{L} \int_0^{x_{kr}} C_{fx} dx + \frac{1}{L} \int_{x_{kr}}^L C_{fx} dx \quad (2.41)$$

*Laminar*                      *Türbülans*

elde edilir. Bu ifade de laminer ve türbülanslı kısımlar yerine yazılır ve gerekli işlemler yapılırsa,

$$\bar{C}_f = \frac{1}{\text{Re}_L} \left[ 1,328 \text{Re}_{x_{kr}}^{1/2} + 0,074(\text{Re}_L^{4/5} - \text{Re}_{x_{kr}}^{4/5}) \right], \quad \text{Re}_L < 10^7 \quad (2.42)$$

ortalama sürtünme katsayısı bulunur. Daha büyük Reynolds sayıları için aşağıda verilen ampirik bağıntı kullanılabilir.

$$\bar{C}_f = 1,328 \text{Re}_{x_{kr}}^{-1/2} (\text{Re}_{x_{kr}} / \text{Re}_L) + \frac{0,523}{\ln^2 0,06 \cdot \text{Re}_L} - \frac{0,523}{\ln^2 0,06 \cdot \text{Re}_{x_{kr}}} \left( \frac{\text{Re}_{x_{kr}}}{\text{Re}_L} \right), \quad \text{Re}_L < 10^9 \quad (2.43)$$

Reynolds-Colburn analogisinde  $C_{fx}$  yerine (2.35) ifadesi yazılırsa;

$$St_x Pr^{2/3} = \frac{C_{fx}}{2} = \frac{0,0592 \cdot Re_x^{-0,2}}{2} = 0,296 Re_x^{-0,2} \quad 5 \cdot 10^5 < Re_x < 10^7 \quad (2.44)$$

bağıntısı bulunur. (2.36) eşitliği kullanılırsa;

$$St_x Pr^{2/3} = \frac{C_{fx}}{2} = 0,185 (Log Re_x)^{-2,584} \quad 10^7 < Re_x < 10^9 \quad (2.45)$$

şekline girer.

Düz bir levha için, momentum ve ısı transferi arasında laminar ve türbülanslı akış için benzerlikler vardır. Laminar akış için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$St_x = \frac{C_{fx}}{2} Pr^{-2/3} \quad Pr > 0,5 \quad (2.46)$$

Türbülanslı akışlarda Nusselt sayısı için Whitaker tarafından aşağıdaki bağıntı verilmiştir (Whitaker 1972).

$$Nu_x = 0,0296 Re_x^{0,8} Pr^{0,43} \quad \begin{matrix} 0,7 < Pr < 400 \\ 5 \cdot 10^5 < Re_x < 3 \cdot 10^7 \end{matrix} \quad (2.47)$$

Bu bağıntı kullanılarak aşağıdaki ifade bulunur:

$$St_x = \frac{C_{fx}}{2} Pr^{-0,57} \quad 0,7 < Pr < 400 \quad (2.48)$$

Sonucu çıkar. Türbülans sınır tabaka arasında yerel Nusselt sayısı için White tarafından aşağıdaki bağıntı verilmiştir (White 1991).



$$Nu_x = \frac{(C_{fx}/2) Re_x Pr}{1 + 12,7 (C_{fx}/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad 0,5 < Pr < 2000 \quad (2.49)$$

Ortalama Nusselt sayısı için ortalama ısı transferi katsayısı yazılmalıdır. Ortalama ısı transferi katsayısı levha yüzeyinde laminer ve türbülanslı akışlardan oluşur.

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^{x_{kr}} h_x dx + \frac{1}{L} \int_{x_{kr}}^L h_x dx$$

*Laminer*                      *Türbülans*

Gerekli ara işlemler yapılırsa,  $\bar{Nu}$  sayısı için,

$$\bar{Nu} = 0,664 Re_{x_{kr}}^{1/2} Pr^{2/3} + 0,037 Re_L^{0,8} Pr^{0,43} - 0,037 Re_{x_{kr}}^{0,8} Pr^{0,43} \quad (2.50)$$

Denklemini elde edilir.  $x=0$  ve  $x=L$  için, laminer sınır tabaka yoktur. Akış tamamen türbülanslıdır. Bu durumda ortalama Nusselt sayısı için (2.47) ifadesi kullanılırsa,

$$\bar{Nu}_L = 0,037 Re_L^{0,8} Pr^{0,43} \quad 0,7 < Pr < 400$$

$$5 \cdot 10^5 < Re_x < 3 \cdot 10^7 \quad (2.51)$$

Ampirik yaklaşımı bulunur. Yine Whitaker (1972) bazı sıvılar için iyi netice veren ve dinamik viskoziteler oranını kapsayan ortalama Nusselt sayısı için aşağıdaki ifadeyi vermiştir.

$$\bar{Nu}_L = 0,037 Pr^{0,43} (Re_L^{0,8} - 9200) \left( \frac{\mu_\infty}{\mu_w} \right) \quad 0,7 < Pr < 380$$

$$2,10^5 < Re_L < 5,5 \cdot 10^6 \quad (2.52)$$

$$0,20 < (\mu_\infty / \mu_w) < 3,5$$

Burada  $\mu_w$  değerinin dışındaki tüm değerler serbest akıntı sıcaklığında değerlendirilecektir. Tüm levha üzerinde laminar ve türbülans sınır tabaka için ortalama Nusselt sayısı,

$$\overline{Nu} = Pr^{1/3} (0,037 Re_L^{0,8} - 871) \quad \begin{array}{l} Re_{x_{kr}} = 5 \cdot 10^5 \\ Re_L < 10^7 \end{array} \quad (2.53)$$

bağıntısıyla verilmiştir.

### 2.1.3. Türbülans sınır tabaka kalınlığı

Düz bir levha üzerindeki akışta türbülans sınır tabakanın kalınlığı **Von Karman** integral ilişkisiyle hesaplanabilir. Cidardan uzaklaştıkça hız lineer olarak artar. Her ne kadar son yapılan çalışmalarda laminar alt tabakada çok az da olsa türbülans olduğu ifade edilse de, bu bölge laminar alt tabaka olarak adlandırılır. Deneysel çalışmalar tüm türbülans sınır tabakada hızın aşağıda verildiği gibi geliştiğini göstermiştir. Hız;

$$\frac{u}{U_\infty} = \left( \frac{y}{\delta} \right)^{1/7} \quad (2.54)$$

şeklindedir. Laminar alt tabaka ile sınır tabakanın türbülans kısmı arasında, türbülans seviyesinin değiştiği bir geçiş bölgesi bulunur. Laminar alt tabakada geçiş tabakası çok incedir. Bu nedenle, ilk yaklaşım olarak bunların her ikisi de ihmal edilebilir.

$$\tau_w = 0,0296 Re_x^{-0,2} \rho U_\infty^2 \quad (2.55)$$

Eşitliğin sağ tarafındaki  $\mu \frac{\partial u}{\partial y}$  değerinin  $\tau_w$ 'ya eşit olduğu hatırlanırsa ve gerekli işlemler yapılırsa;

$$\frac{\delta}{x} = 0,38 \cdot \left( \frac{U_{\infty} x}{\varrho} \right)^{-0,2} + C \quad (2.56)$$

sonucu bulunur. Levhanın başlangıcından itibaren sınır tabaka tam türbülanslı olması durumunda  $x=0$  için  $\delta=0$  olacağından  $C=0$  elde edilir.  $C$  değeri (2.56)'da yerine koyulursa;

$$\frac{\delta}{x} = 0,38 \cdot \text{Re}_x^{-0,2} \quad (2.57)$$

bağıntısı yazılır. Eğer sınır tabakada,  $\text{Re}_{x_{kr}} = 5 \cdot 10^5$ 'e kadar laminar büyüme ve  $\text{Re}_{x_{kr}}$  değerinden sonra türbülanslı büyüme söz konusu ise, bu takdirde sınır şartları;

$$x_{kr} = 5 \cdot 10^5 \frac{\varrho}{U_{\infty}} \text{ için } \delta = \delta_{Laminar} \quad (2.58)$$

şeklinde yazılabilir.

$$\delta_{Laminar} = 5x_{kr} \text{Re}^{-1/2} = 5x_{kr} (5 \cdot 10^5)^{-1/2}$$

ifadesi yazılabilir. (2.56) bağıntısında (2.58) sınır şartları kullanılırsa,

$$C = \delta_{Laminar} - 0,38 \cdot \left( \frac{U_{\infty}}{\varrho} \right)^{-0,2} x_{kr}^{0,8}$$

elde edilir.  $C$  değeri (2.56) ifadesinde yerine konulursa,

$$\delta - \delta_{Laminar} = 0,38 \left( \frac{U_{\infty}}{\varrho} \right)^{-0,2} (x^{0,8} - x_{kr}^{0,8}) \quad (2.59)$$

bağıntısı bulunur. Verilen ilişkilerden yararlanılarak,

$$\frac{\delta}{x} = 0,38 \text{Re}_x^{-0,2} - 10236 \text{Re}_x^{-1} \quad 5.10^5 < \text{Re}_x < 10^7 \quad (2.60)$$

yaklaşımı elde edilir.

#### 2.1.4. Türbülanslı akışta sürtünme

##### 2.1.4.a. Isı ve momentum arasındaki benzerlik

Bir boru veya kanal içindeki akışa, akışkanın fiziksel özellikleri etki eder akışı şekillendirmek için, akış içinde ısı ve momentum transferi arasında benzerliği göz önünde bulundurmak gerekir. Bununla ilgili temel fikir Osborn Reynolds tarafından ortaya koyulmuştur. Daha sonra bu temel anoloji Prandtl tarafından iyileştirildi. Yine Von Karman (1921), Boelter-Martinelli (1941) ve Deissler (1955) tarafından daha önce yapılan çalışmalar kullanışlı hale getirildi. Basit anoloji tek bir Prandtl sayısına sahip akışkanlar için geçerlidir. Fakat basit analogilerin neticeleri ampirik düzeltme faktörleri yardımıyla diğer akışkanlara da uygulanabilir (Bedir 2007).

Yüzey sürtünme katsayısı ( $C_{fx}$ ) ile sürtünme faktörü ( $f$ ) arasında aşağıda verilen ilişki vardır.

$$f = 4C_{fx}$$

Yüzey sürtünme katsayısı,

$$C_{fx} = \frac{2\tau_w}{\rho U_\infty^2}$$

şeklinde yazılabilir. Sürtünme faktörü ise sıkıştırılamaz bir akış için aşağıda verilmiştir.

$$f = 2 \frac{d \Delta P}{L \rho U_\infty^2} \quad (2.61)$$

(2.20) ve (2.33) bağıntıları birbiri ile oranlanır, ısı ve kütle taşınımı aynı oranda olduğu kabul edilirse,

$$-dT = \frac{\dot{q}_w}{\tau_w C_p} du = \frac{\dot{q}_w}{A_w \tau_w C_p} du \quad (2.62)$$

elde edilir. Aynı oranda ısı ve momentum taşınımı kabul edilerek, cidardan olan taşınım;

$$\frac{q}{C_p A \tau} = \frac{q_w}{C_p A_w \tau_w} = \text{sabit} \quad (2.63)$$

olacaktır. (2.63) bağıntısının aşağıda verilen sınırlar içinde integrali alınırsa,

$$-\int_{T_w}^{T_b} dT = \frac{q_w}{C_p A_w \tau_w} \int_{u=0}^{u=u_m} dT$$

$$T_w - T_b = \frac{q_w}{C_p A_w \tau_w} u_m \quad (2.64)$$

ifadesi elde edilir. Burada  $T_w$  cidar sıcaklığı,  $T_b$  ise yığık sıcaklıktır. Cidardaki ısı transferi aynı zamanda,

$$q_w = h A_w (T_w - T_b) \quad (2.65)$$

şeklinde yazılabilir.  $q_w$  değeri (2.64) ifadesinde yerine koyulursa,

$$\tau_w = \frac{hu_m}{C_p} \quad (2.66)$$

bağıntısı bulunur. Boru cidarındaki kayma gerilmesi,

$$\tau_w = \frac{F}{A} = \frac{\Delta P A_{kesit}}{A_w} = \Delta P \frac{\pi(d^2/4)}{\pi d L}$$

$$\tau_w = \Delta P \frac{d}{4L}$$

olarak yazılabilir. Bu değer (2.66) ifadesinde yerine koyulur ve bu bağıntıda  $\Delta P$  yerine (2.61) kullanılırsa,

$$\Delta P = f \frac{L U_\infty^2}{d} \frac{\rho}{2} \quad (2.67)$$

yazılarak,

$$\frac{f}{8} = \frac{h}{C_p \rho u_m} = St \quad (2.68)$$

ifadesi elde edilerek,

$$St = \frac{Nu_d}{Re_d Pr} = \frac{f}{8} \quad (2.69)$$

sonucu bulunur. Bu ifade borular için Reynolds Analjisi olarak adlandırılır. Gazlar için  $Pr = 1$  kabul edilir. Bu durumda (2.69) ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$St = \frac{Nu_d}{Re_d} = \frac{f}{8} \quad (2.70)$$

Pürüzsüz borularda türbülans sürtünme faktörü ampirik olarak,

$$f = \frac{0,316}{Re_d^{1/4}} \quad Re_d < 2 \cdot 10^5 \quad (2.71)$$

şeklinde verilmiştir. Bu ifade (2.70) bağıntısında yerine koyulursa, aşağıdaki sonuç bulunur.

$$Nu_d = 0,395 Re_d^{3/4} \quad (2.72)$$

borularda türbülanslı akış için Nusselt sayısı,

$$Nu_d = 0,0395 Re_d^{3/4} Pr^{1/3} \quad Re_d < 2 \cdot 10^5 \quad (2.73)$$

olarak elde edilir.

Pürüzsüz borularda ortam gelişmiş oldukça doğru bir yaklaşım için tam gelişmiş türbülanslı akışlarda Dittus and Boelter (1930) tarafından aşağıdaki bağıntı tavsiye edilmiştir.

$$Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^n \quad \left. \begin{array}{l} n = ısıtma \\ n = soğutma \end{array} \right\} \quad 0,6 < Pr < 100 \quad (2.74)$$

Blasius (1908) sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı arasında dairesel kanallarda pürüzsüz yüzeyler için aşağıda verilen ampirik bağıntıyı teklif etmiştir.

$$f = 0,079 Re_d^{-1/4} \quad Re_d < 10^5 \quad (2.75)$$

Dairesel kanallarda kayma gerilmesi için,

$$\tau_w = f \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (2.76)$$

bağıntısı yazılabilir.  $f$  yerine (2.75) ifadesi yerleştirilirse,

$$\tau_w = 0,0395 \text{Re}_d^{-1/4} \rho u_m^2 \quad (2.77)$$

denklemini elde edilir. Dairesel kanallarda basınç düşümü,

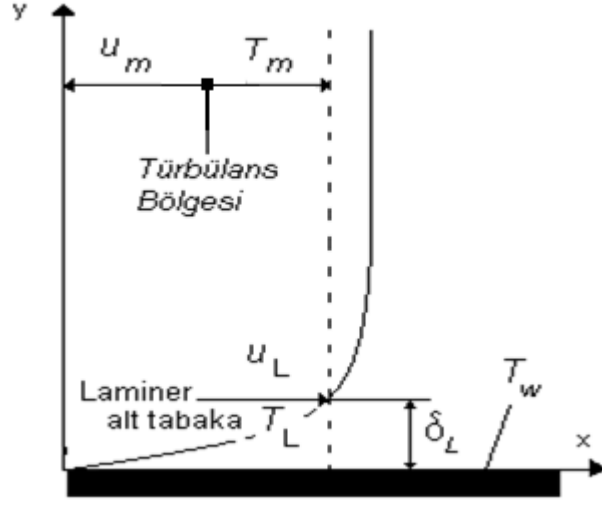
$$\Delta P = 0,158 \frac{L}{d} \frac{\rho u_m^2}{2} \text{Re}_d^{-1/4} \quad (2.78)$$

bağıntısıyla bulunabilir. Pürüzsüz ve dairesel kanallar için daha basit bir ifade aşağıda verilmiştir.

$$f = 0,046 \text{Re}_d^{-0,2} \quad 3.10^4 \leq \text{Re}_d < 10^6 \quad (2.79)$$

**Prandtl** ve **Taylor** cidardaki akışkan davranışının ısı transferi üzerindeki etkisini göz önüne alarak bir analogi geliştirdiler. Bu analogiye **Prandtl-Taylor analogisi** adı verilir. Şekil 2.3'de verilen levha üzerindeki akışta, laminer alt tabaka ve türbülans bölgesi olmak üzere iki bölge bulunmaktadır. Laminer akış için ısı iletim akısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.





Şekil 2.3. Taylor-Prandtl analojisi için hız dağılımı

$$\dot{q} = -k \frac{dT}{dy} = -k \frac{(T_L - T_w)}{\delta_L} \quad (2.80)$$

Laminer alt tabakada hız ve sıcaklığın lineer değiştiği kabul edilirse,

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{u_L}{\delta_L} \quad (2.81)$$

ifadesi yazılabilir. (2.80) ve (2.81) ifadeleri taraf tarafa bölünürse,

$$\frac{\dot{q}}{\tau} = k \frac{T_L - T_w}{\mu u_L} = \frac{k}{\mu} \frac{T_L - T_w}{u_L} = \frac{C_p}{Pr} \left( \frac{T_L - T_w}{u_L} \right) \quad (2.82)$$

bağıntısı elde edilir. Sınır tabakanın tüm kalınlığı boyunca  $\frac{\dot{q}}{\tau}$  oranı sabit kalır. Laminer alt tabakadaki hız  $u_L$ , ve sıcaklık  $T_L$ , türbülanslı bölgedeki ortalama hız  $u_m$  ve sıcaklık  $T_m$ 'dir. (2.62) bağıntısı yazılır ve cıdardan türbülans bölgesine doğru sınır şartlarını  $(u_L, u_m)$  ve  $(T_L, T_m)$  şeklinde yazıp yerine koyularak integrali alınırsa;

$$\int_{u_L}^{u_\infty} \frac{\dot{q}}{C_p \tau_w} du = - \int_{T_L}^{T_\infty} dT$$

$$\frac{\dot{q}}{\tau_w} = -C_p \frac{T_m - T_L}{u_m - u_L} \quad (2.83)$$

bağıntısı elde edilir. (2.82) ve (2.83) bağıntılarında  $T_L$  elimine edilip gerekli ara işlemler yapılırsa,

$$Nu = \frac{(f/2)Pe}{1 + \frac{u_L}{u_m}(\text{Pr}-1)} \quad (2.84)$$

denklemini bulunur. Elde edilen bu ifadeye Prandtl-Taylor analojisi adı verilir. (2.85) ifadesinde  $\text{Pr}=1$  alınırsa Reynolds analojisine indirgenir.

Tam gelişmiş türbülanslı akışta pürüzsüz dairesel kanallar için (2.75) bağıntısı ile

$\frac{u_L}{u_m} = 5(f/2)^{1/2}$  değer, (2.84) ifadesinde yerine koyulursa,

$$St = \frac{0,0395 \text{Re}^{-0,25}}{1 + 0,994 \text{Re}^{-0,125}(\text{Pr}-1)} \quad (2.85)$$

denklemini bulunur.  $u_L/u_m$  oranı ampirik olarak Hoffman (1937) tarafından aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\frac{u_L}{u_m} = 1,5 \text{Re}^{-0,125} \text{Pr}^{-1/6} \quad (2.86)$$

Bu değer (2.84) ifadesinde yerine koyulursa, aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$Nu_d = \frac{(f/2)Pe4}{1 + 5Re^{-0,125} Pr^{-1/6} (Pr-1)} \quad (2.87)$$

Prandtl-Taylor analojisinde Şekil 2.3'de görüldüğü gibi sınır tabaka, laminer alt tabaka ve türbülans bölgesi olmak üzere iki bölgeye ayrılmıştır. Von Karman sınır tabakayı laminer alt tabaka, tampon bölge ve türbülans bölgesi olmak üzere üç bölgeye ayırarak Prandtl-Taylor analojisini iyileştirmiştir. Yapılan analogi ile boyutsuz ısı transfer katsayısı,

$$St = \frac{\dot{q}_w}{\rho u_m C_p \Delta T} = \frac{(f/2)}{1 + 5 \cdot (f/2)^{1/2} \cdot \left[ (Pr-1) + \ln \left( \frac{5Pr+1}{6} \right) \right]} \quad (2.88)$$

Şeklinde elde edilmiştir. Bu ifade **Von Karman analojisi** olarak bilinir. (2.88) bağıntısı hem düz levhalar için hem de kanallar için geçerlidir. Levhalar için kullanıldığı zaman yerel sürtünme faktörü  $f$  için,

$$f = 0,0592 Re^{-0,20} \quad 5 \cdot 10^5 < Re_x < 10^7 \quad (2.89)$$

bağıntısı kullanılabilir. Pürüzsüz kanallar için (2.75) veya (2.79) ifadelerinden biri tercih edilir.

## 2.2. Türbülans Modelleri

Bilindiği gibi taşınım problemlerinin çoğu sınır tabaka denklemleri kullanılarak çözülür. Reynolds denklemlerine çözümler bulabilmek için türbülans gerilmelerini ve denklemlerde bulunan ısı akılarını dikkate almak gerekir. Literatürde türbülans modellerle ilgili çok sayıda çalışma bulunmaktadır.

Türbülans modellerini esas olarak iki kategoriye ayırmak mümkündür. Bunlardan biri türbülans-viskozite modelleri diğeri Reynolds-gerilme modelleri veya gerilme-denklemleridir. Diğer yaygın modellerin sınıflandırması, kısmi diferansiyel denklemlerin

sayısına bağlıdır. Bu sayı en basit cebrik modellerden en kompleks modellere, 0'dan 12'ye kadar değişir. Türbülanslı akışta iki boyutlu momentum denklemi,

$$\rho \left( \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) = \frac{d\bar{P}}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \right) \quad (2.90)$$

ve yine türbülanslı akışta iki boyutlu enerji denklemi,

$$\rho C_p \left( \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - \rho C_p \overline{v'T'} \right) \quad (2.91)$$

bağıntılarıyla verilmiştir. Türbülans modelleme işleminde amaç (2.90) ve (2.91) bağıntılarında bulunan  $-\rho \overline{u'v'}$  ve  $\rho C_p \overline{v'T'}$  terimleri için uygun ifadeler bulmaktır. (2.14) ifadesi göz önüne alınsın. Bu ifadenin her iki tarafı  $\rho$  ile çarpılırsa, aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$\mu_t = \rho \varepsilon_m = \rho \ell^2 \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (2.92)$$

Burada  $\mu_t$  türbülans viskozitesidir. (2.11) bağıntısından,

$$-u'v' = \varepsilon_m \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (2.93)$$

yazılabilir.  $\varepsilon_m$  yerine (2.92) ifadesinden değeri yazılırsa,

$$-u'v' = \ell^2 \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 \quad (2.94)$$

elde edilir. Karışım uzunluğu ( $l$ ) akışın tipine göre değişir. ( $l$ ) karışım uzunluğu için aşağıda verilen bağıntı kullanılabilir.

$$l_i = Ky(1 - e^{-y^+/A^+}) \quad (2.95)$$

$$y^+ = \frac{y \left( \frac{t_w}{\rho_w} \right)^{1/2}}{g_w} \quad (2.96)$$

Burada  $A^+$  Van Driest (1956) sönüm sabiti,  $K$  Von Karman karışım uzunluğu sabiti,  $y^+$  yüzeyden boyutsuz uzaklık,  $l_i$  iç bölgedeki karışım uzunluğudur. Dış bölgedeki karışım uzunluğu  $l_0$  ise,

$$l_0 = C_1 \delta \quad (2.97)$$

şeklinde verilir.  $C_1$  katsayısı genellikle  $C_1 = 0,089$  olarak seçilir.  $A^+$  sönüm sabiti 26 ve  $K$ , Von Karman karışım uzunluğu sabiti 0,41 olarak alınır. Türbülans ısı akısı (2.32) bağıntısından,

$$-\rho C_p \overline{v'T'} = \rho C_p \varepsilon_h \frac{d\bar{T}}{dy} \quad (2.98)$$

şeklinde yazılabilir. (2.92) bağıntısından  $\rho = \frac{\mu_t}{\varepsilon_m}$  yazılırsa,

$$-\rho C_p \overline{v'T'} = \mu_t C_p \frac{1}{Pr_t} \frac{d\bar{T}}{dy} \quad (2.99)$$

denklemini elde edilir.  $x$  yönünde türbülans ısı akısı ise, aşağıdaki bağıntı ile verilebilir.

$$\rho C_p \overline{u'T'} = \mu_t C_p \frac{1}{Pr_t} \frac{d\bar{T}}{dx} \quad (2.100)$$

### 2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin (CFD) Tanımı

Hesaplamalı akışkan dinamiği (CFD); akışkanın akışını, ısı ve kütle transferini, kimyasal reaksiyonları ve ana matematiksel denklem takımını sayısal olarak çözerek ilgili fenomenleri tahmin etme bilimidir. Kütle, momentum, enerjinin korunum denklemleri örnek olarak verilebilir. CFD ile aşağıdaki sonuçlar elde edilebilir:

- 1) Yeni tasarım çalışmalarını yapmak,
- 2) Ayrıntılı sonuç geliştirmek,
- 3) Aksaklıkları gidermek,
- 4) Yeniden tasarımılamak.

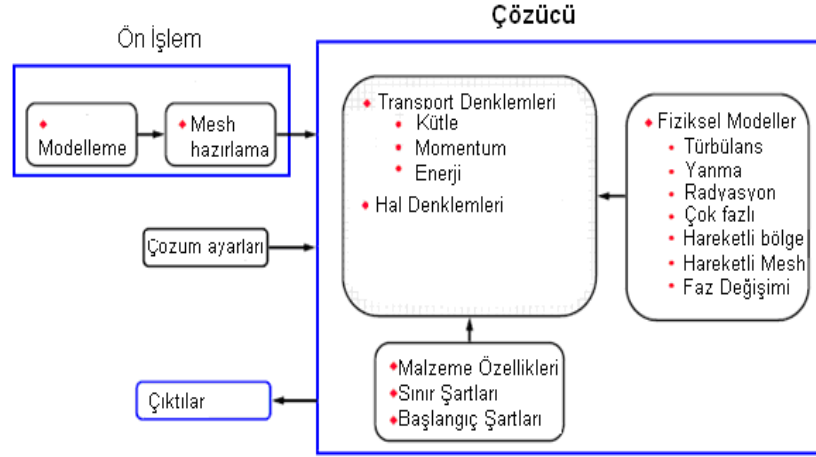
#### 2.3.1. CFD'nin çalışması

Hesaplamalı akışkan dinamiği sonlu elemanlar, sonlu hacimler, sınır elemanları, sonlu farklar yöntemlerini kullanır. Alan kontrol hacimlerinin (veya hücrelerin) sonlu seti üzerinde ayrışma yapılarak çözüm yapılır (Bedir 2007).

Genelde kütle, momentum, enerji, vb. korunum denklemleri kontrol hacimlerine göre hazırlanan denklem takımları ile çözülür. En genel halde hesaplamalı akışkan dinamiği çözümlerinde aşağıdaki denklem kullanılır:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho \phi dV + \int_A \rho \phi V \cdot dA = \int_A \Gamma \nabla \phi V \cdot dA + \int_V S_\phi dV \quad (2.101)$$

Kısmi diferansiyel denklemler cebirsel denklemler sistemine dönüştürülür. Daha sonra bu cebirsel denklemler çözüm alanın durumuna göre sayısal olarak çözülür. Bir CFD süreci aşağıdaki akış şeması ile özetlenebilir:



**Şekil 2.4.** CFD çalışmasının özeti (Fluent 2002)

### 2.3.2. CFD analizlerinin temel basamakları

Problemi tanımlama ve ön işlem:

- 1) Modellemenin hedefi belirlenir.
- 2) Modeli yapılacak alan belirlenir.
- 3) Model alanının ağ yapısı tasarlanır ve yapılır.

Çözüm:

- 4) Sayısal model kurulur.
- 5) Çözüm yapılır ve kontrol edilir.

İşlem sonrası:

- 6) Sonuçlar incelenir.
- 7) Modelde düzeltmeler yapılır.

### 2.3.3. Modelleme hedefinin belirlenmesi

Aranan sonuçlar (basınç düşümü, kütle debisi vb.) ve bu sonuçların nasıl kullanılacağı aşağıdaki maddeler göz önünde bulundurularak belirlenir:

- Modelin hangi şartlara göre çözüleceği,

- Analizlerde bulunan gerekli fiziksel modeller (türbülans, sıkıştırılabilirlik, radyasyon gibi.),
- Yapılması zorunda olan basitleştirmeler,
- Yapılabilecek varsayımlar (simetri, periyodik vb.),
- Yalnız modelde hazır bulunan fonksiyonlar veya kullanıcının hazırlamış olduğu özel fonksiyonlar (C programlama dili ile yazılmış).

#### **2.3.4. Modellenek bölgenin belirlenmesi**

Sistem üzerinde ayrı fiziksel özelliklere sahip bölgeler belirlenir. Problemin üç boyuttan iki boyuta indirgenebilirliği veya simetrik olarak çözümün yapılabilirliği saptanır.

#### **2.3.5. Ağ yapısını çizmek ve oluşturmak**

Model geometrisine uygun ağ (grid) yapısı (Quad/hex, tri/tet, hybrid gibi.) belirlenir. Ayrıca geometri ve akışa bağlı olarak gerekli olan ağ yoğunluğu saptanır. Kararlılık için yüksek yoğunluğa sahip bölgeler tahmin edilerek uyarlamalar yapılmalıdır. Bu işler yapılarak bilgisayarın yeterli hafızaya sahip olması gerekmektedir.

#### **2.3.6. Sayısal modeli kurmak**

Verilen bir problemin sayısal modelini kurmak için aşağıdaki noktalar dikkate alınır:

- Uygun fiziksel model seçimi (Türbülans, yanma, çok fazlı vb.),
- Maddesel özelliklerin belirlenmesi (Sıvı, katı, karışım vb.),
- Çalışma şartlarının tanımlanması (atmosfer basıncı, yerçekimi ivmesi vb.),
- Bütün sınır bölgelerinde sınır şartlarının tanımlanması,
- Başlangıç değerlerinin verilmesi,
- Çözümde hangi kontrol metotlarının kullanılacağı,
- Yakınsama özelliklerinin ayarlanması.



### **2.3.7. Çözümün yapılması**

Korunum denklemleri lineer denklem takımı haline getirilerek iterasyonla çözülür. İterasyon sayısı genellikle yaklaşık sonuca ulaşmak için gereklidir. İterasyon sayısının fazla olması çözümün doğruluğunu arttırabilir. Yaklaşım, bir iterasyondan diğerine çözüm değişkenlerindeki değişim ihmal edildiği zaman ulaşılır. Yaklaşık sonucun doğruluğu; fiziksel modellerin uygunluğuna ve doğruluğuna, ağ yapısının kararlılığına ve bağımsızlığına, problem kabullerine bağlıdır.

### **2.3.8. Sonuçları değerlendirme**

Çözümü irdelemek için sonuçların değerlendirilmesi ve yararlı verilerin elde edilmesi gerekmektedir. Bütün akışın durumu, yüzeyden ayrılma olup olmadığı, nerede şokların olduğu, faz değişimi vb. meydana gelip gelmediği değerlendirilmelidir.

### **2.3.9. Model üzerinde düzeltmeleri yapmak**

Fiziksel modellerin, sınır şartların uygunluğu ve doğruluğu, ağ yapısının yeterliliği tespit edilir, sonra sonuçları geliştirmek için ağ yapısında uyarlama yapılarak (Çözüm adaptasyonla uygun olarak değişmesi veya çözümün gridden bağımsızlığı) düzeltilir.

## **2.4. Fluent**

Fluent karmaşık geometriye sahip elemanların akış ve ısı transfer problemlerini modelleyip çözmeye yarayan bir bilgisayar programıdır. Fluent, C program dili ile yazılmış kullanıcıya kolaylık sağlayan menülere sahiptir. Çözümlemeyi sonlu hacim yöntemi ile yapmaktadır.

Problem çözümünde öncelikle Gambit'te geometrik model oluşturulur, meshleme (ağ şekli, ağ sayısı), model üzerinde sınırlar belirlenir. Aynı zamanda CAD programlarıyla

hazırlanmış geometrik çizimler Gambit'te sadece meshleme ve sınırlar belirlenerek Fluent'in kullanacağı geometriye dönüştürülür.

Fluent aşağıda maddeler halinde verilmiş olan durumlarda çözüm yapabilmektedir (Fluent 2006):

- İki boyutlu (2D), 2D simetrik, 2D dönmeli simetrik ve 3D akış
- Dikdörtgen, üçgen, altıgen, sekizgen, prizmatik, piramit ve karışık ağ yapısına sahip modeller
- Kararlı ve kararsız akışlar
- Sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamayan akışların bütün hız rejimleri (ses altı, ses üstü vb.)
- Viskoz olmayan, laminar ve türbülans akışlar
- Newtonian ve Newtonian olmayan akışlar,
- Zorlanmış, doğal, karışık konveksiyon ve radyasyon içeren ısı transferi
- Homojen, heterojen yanma modelleri ve çeşitli kimyasal olaylar
- Gaz-sıvı, gaz-katı, sıvı-katı modellere sahip çok fazlı akışlar
- Sürekli faz ve sprey modellerini içeren yayılma fazı (partiküller, damlacıklar vb.) için Lagrangien hesaplamalar
- Kavitasyon modelleri
- Erime ve katılaşma uygulamaları için faz değişim modelleri
- Gözenekli malzemelerin ısı transferi
- Fan, pompa, radyatör ve ısı değiştiricileri içeren modeller
- Gürültü için akustik modeller
- Hareketli modellerin çözümü
- Turbo makine vb. makinelerin modellemesi
- Hareketli ve deformeli modellerin dinamik ağ yapımı
- Kütle, momentum, ısı üretimi ve kimyasal olaylar
- Malzeme özellikleri için veri tabanı
- UDF (kullanıcının hazırlamış olduğu fonksiyonlar) yardımıyla kolaylık sağlama
- Sürekli fiber modülü

- Yakıt hücre modelleri

## 2.5. Fluent'te Türbülans Modellemesi

Fluent aşağıdaki türbülans modellerini kullanarak çözüm yapar (Fluent 2006):

- Spalart-Allmaras modeli
- k- $\epsilon$  modelleri (Standard, Renormalization-group (RNG), Realizable)
- k- $\omega$  modelleri (Standard, Shear-stress transport (SST))
- $v^2 - f$  modeli
- Reynolds stress modeli (RSM) (Linear pressure-strain, Quadratic pressure-strain, Low-Re stress-omega)
- Detached eddy simülasyonu (DES) modeli (Spalart-Allmaras RANS modeli, Realizable k- $\epsilon$  RANS modeli, SST k- $\omega$  RANS modeli)
- Large eddy simulation (LES) modeli

### 2.5.1. Bir türbülans modelini seçmek

Problemlerin her aşaması için üstün nitelikli olan evrensel olarak kabul edilmiş tek bir türbülans modeli yoktur. Türbülans modeli seçiminde, akışın fiziksel durumu, istenilen doğruluk seviyesi, model için gerekli olan değerlerin hesaplanabilirliği ve simülasyon için gereken zaman dikkate alınır. En uygun model tercihi yapmak için değişik tercihlerin özelliklerinin ve sınırlamalarının bilinmesi gerekir.

### 2.5.2. Standard k- $\epsilon$ modeli

Türbülansın en kolay modeli olan bu modelde iki farklı transport denklemi vardır. Standart k- $\epsilon$  model, türbülans kinetik enerjisi ve dağılımı nedeniyle transport denklemlerine dayanan yarı deneysel bir modeldir. Standart k- $\epsilon$  modelinin performansını arttırmak için yeni modeller geliştirilmiştir. Fluent programı bu modellerde RNG k- $\epsilon$  model ve realizable k- $\epsilon$  modellerini kullanmaktadır.

k-ε modelinde, akış tamamen türbülanslı kabul edilir ve moleküler viskozitenin etkileri önemsizdir. Bu nedenle Standart k-ε modeli sadece tamamen türbülanslı akışlar için geçerlidir.

### 2.5.3. Standard k-ε modeli için transport denklemleri

Türbülans kinetik enerji,  $k$  ve türbülans dağılım oranı,  $\varepsilon$ , aşağıdaki transport denklemlerinden hesaplanmıştır:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.102)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.103)$$

bu denklemlerde,  $G_k$  ortalama hız büyüklüklerinden dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimini gösterir,  $G_b$  kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerji üretimidir.  $Y_M$  türbülanstaki azalışın etkisini gösterir.  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $C_{3\varepsilon}$  sabitlerdir.  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  sırasıyla,  $k$  ve  $\varepsilon$  için türbülans Prandtl sayılarıdır.  $S_k$  ve  $S_\varepsilon$  kullanıcı tarafından girilen kaynak terimleridir. Türbülans viskozitesi,  $\mu_t$ , aşağıdaki gibi  $k$  ve  $\varepsilon$ 'nin yardımıyla hesaplanır. Burada  $C_\mu$  bir sabittir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.104)$$

Model sabitleri olan  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $C_{3\varepsilon}$ ,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  aşağıdaki değerlere sahiptir:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44, \quad C_{2\varepsilon} = 1,92, \quad C_{3\varepsilon} = 0,09, \quad \sigma_k = 1, \quad \sigma_\varepsilon = 1,3$$

Bu değerler türbülans için hava ve su ile yapılan deneylerden hesaplanmıştır. Model sabitlerin bu değerleri standart olmasına rağmen her biri kabul edilebilir değerlerdir ve gerekirse bu değerler viskozite model panelinde değiştirilebilir.

$G_k$  terimi türbülans kinetik enerji üretimini gösterir. Bu terim standard, RNG, ve realizable k- $\epsilon$  modelleri için hemen hemen aynı olarak modellenmiştir. Bu terim k için şöyle tanımlanır:

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.105)$$

$G_k$  değeri Boussines hipotezi ile aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (2.106)$$

Burada S ortalama gerilme oranıdır:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2.107)$$

Yüksek Reynolds sayısı kullanıldığı zaman denklem (2.106)'de  $\mu_t$ 'nin yerine  $\mu_{eff}$  kullanılır.

Sıfır olmayan yerçekimi ivme alanı ve sıcaklık büyüklüğü aynı denklemde bulunur, kaldırma kuvvetinden ( $G_b$ ) dolayı türbülans retimi  $G_b$  aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.108)$$

Burada  $Pr_t$  enerji için türbülans Prandtl sayıdır ve  $g_i$  i yönündeki yerçekim ivmesidir. Standart k- $\epsilon$  modeli için  $Pr_t$  değeri 0,85'dir. Termal yayılma katsayısı,  $\beta$ , şöyle tanımlanır:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.109)$$

İdeal gazlar için denk. (2.110)'e indirgenir:

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (2.110)$$

#### 2.5.4. k- $\epsilon$ modellerinde konveksiyon ısı ve kütle transferi

Fluent'te türbülans ısı transferi türbülans momentum transferine benzer Reynolds'un genel düşüncesi kullanarak modellenir. Enerji denklemi aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] + S_h \quad (2.111)$$

Burada E toplam enerji,  $k_{eff}$  efektif ısı transfer katsayısı ve aşağıda tanımlandığı gibi  $\tau_{ij}$  sapma gerilim tensorudur:

$$(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$$

(2.112)

$\tau_{ij}$  terimi viskoz ısıtmayı gösterir.

## 2.6. Momentum

Ortalama hız kazancı için cidar yasası:

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \quad (2.113)$$

Burada

$$U^* = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_\omega / \rho} \quad (2.114)$$

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (2.115)$$

$\kappa$  = Von Karman sabiti (0,4187)

E = Deneysel sabit (9,793)

$U_p$  = P noktasında ortalama akışkan hızı

$k_p$  = P noktasında türbülans kinetik enerjisi

$y_p$  = P noktasından cidara olan mesafe

$\mu$  = akışkan dinamik viskozitesi

Ortalama hız için logaritmik yasa  $30 < y^* < 300$  için geçerli olduğu bilinmektedir.

Cidara bitişik hücrelerde ( $y^* < 11,225$  olduğu zaman) Fluent'te aşağıdaki gibi yazılabilen eşitlik uygulanır:

$$U^* = y^* \quad (2.116)$$

## 2.7. Enerji

Ortalama hız için cidar yasasında, Fluent'te sıcaklık hesabı için aşağıdaki iki farklı yasa uygulanır (Fluent 2006):

- İletimin önemli olduğu alt sınır tabakada için lineer yasa,
- Türbülansın etkilerinin iletme baskın olduğu türbülans bölgeleri için logaritmik yasa

Isıl tabakasının kalınlığı, genelde, momentum viskoz alt tabakanın kalınlığından farklıdır ve akıştan akışa değişir. Mesela, yüksek Prandtl sayılı akışkan için (yağ gibi) termal alt tabakanın kalınlığı onun momentum alt tabakası kalınlığından daha azdır. Düşük Prandtl sayılı akışkanlar için (sıvı metaller gibi), ısıl tabaka momentum alt tabaka kalınlığından daha büyüktür. Sadece sıkıştırılabilir akış hesaplamaları için geçerlidir.  $T^*$  değeri;

$$T^* \equiv \frac{(T_w - T_p) \rho c_p C_{\mu}^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} = \begin{cases} \text{Pr } y^* + \frac{1}{2} \text{Pr} \frac{C_{\mu}^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} U_p^2 & (y^* < y_T^*) \\ \text{Pr}_t \left[ \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) + P \right] + \frac{1}{2} \text{Pr} \frac{C_{\mu}^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} [\text{Pr}_t U_p^2 + (\text{Pr} - \text{Pr}_t) U_c^2] & (y^* > y_T^*) \end{cases} \quad (2.117)$$

ile hesaplanır. Jayatilke (1969) tarafından verilen formülü kullanarak P hesaplanır:

$$P = 9,24 \left[ \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right)^{3/4} - 1 \right] [1 + 0,28 e^{-0,007 \text{Pr}/\text{Pr}_t}]$$

(2.118)

$k_p$  = P noktasında türbülans kinetik enerjisi

$\rho$  = akışkan yoğunluğu

$c_p$  = akışkan özgül ısı

$\dot{q}$  = cidar ısı akısı

$T_p$  = cidara bitişik hücredeki sıcaklık

$T_w$  = cidardaki sıcaklık



$Pr = \text{moleküler Prandtl sayısı } (\mu c_p / k_f)$

$Pr_t = \text{türbülans Prandtl sayısı (cidarda 0,85)}$

$A = \text{Van Driest sabiti (26)}$

$U_c = y^* = y_T^*$  da ortalama hız büyüklüğü

Basınç esaslı çözüm için terimler:

$$\frac{1}{2} \rho Pr \frac{C^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} U_p^2 \quad (2.119)$$

ve

$$\frac{1}{2} \rho \frac{C^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}} [Pr_t U_p^2 + (Pr - Pr_t) U_c^2] \quad (2.120)$$

## 2.8. Gambit

Gambit sayısal hesaplama yapmak için model oluşturma, meshleme yapmak, sınır ve bölge tiplerini belirlemek için tasarlanmış bir yazılımdır. Gambit'te şu işlemler yapılabilir:

- Geometri ve mesh bilgilerinin yüklenmesi (Import),
- Geometri oluşturma,
- Ağ (mesh) oluşturma ve çözünürlüğünü artırma (Create & Refine),
- Alan tiplerinin atanması,
- Koordinat sistemleri ve ağ oluşturulması ve/veya değiştirilmesi (Create & modify),
- Grafik penceresinde görülen modelin görünüm ve düzenini değiştirme.

## 2.9. Çok Fazlı Modellerde Yaklaşımlar

Geçerli olan çok fazlı akışların sayısal hesaplaması için iki yaklaşım vardır (Fluent 2006):

- Euler-Lagrange yaklaşımı
- Euler-Euler yaklaşımı

### **2.9.1. Euler-Euler yaklaşımı**

Bu yaklaşımda fazın hacmi diğer fazlar tarafından işgal edilemez olduğundan, faz hacim kesri (volume fraction) kavramı ortaya çıkmıştır. Bu hacim kesirleri yerin ve zamanın fonksiyonu ve fazların toplamı bire eşit olduğu varsayılır. Fluent'te üç farklı çok fazlı Euler-Euler modeli vardır:

- Volume of fluid (VOF) modeli,
- Mixture modeli,
- Eulerian modeli.

#### **2.9.1.a. VOF modeli**

VOF modeli, iki veya daha fazla akışkanlar arasındaki ara yüzeylerin pozisyonu ile karışmayan ilgili akışkanlar için tasarlanmıştır. VOF model uygulamaları; katmanlı akışlar, serbest-yüzeyle akışlar, doldurma, sıvı taşınması, sıvı içinde büyük kabarcıkların hareketi, bir set veya engelin bozulmasından sonra sıvının hareketi, kararlı veya her hangi bir sıvı-gaz ara yüzeyinin geçişini içermektedir.

#### **2.9.1.b. Mixture modeli**

Mixture model, iki veya daha fazla fazlar için tasarlanmıştır (akışkan veya partikül). Eulerian modeli gibi, fazlar birbirine geçen ortam gibi davranırlar. Mixture modeli karışım momentum denklemi için çözüm yapar ve dağılmış fazları tanımlamak için bağıl hızlarını tavsiye eder.

Mixture modelin uygulamaları kısaca şunlardır: düşük taşıma yüküne sahip partiküllü akışlar, kabarcıklı akışlar, çökeltme ve siklon ayırıcılara sahip partikül yüklü akışlardır.

Mixture model ayrıca homojen çok fazlı akışları modellemek için dağılı fazlar için bağılı hızsız olarak da kullanılabilir.

### 2.9.1.c. Eulerian modeli

Eulerian model, Fluent'te çok fazlı modellerin en çok karmaşık olanıdır. Bu model her faz için (n) momentum ve süreklilik denklemler setini çözer. Birleşme, basınç ve ara faz değişim katsayısı arasında meydana gelir. Bu birleşme, ilgili fazların tiplerine bağlıdır; partiküllü (sıvı-katı) akışlar partiküllü olmayan (sıvı-sıvı) akışlardan farklı olarak ele alınır.

Partiküllü akışlar, özellikler kinetik teori uygulamasından elde edilir. Fazlar arasındaki momentum değişimi ayrıca modellenmiş olan karışım tipinden bağımsızdır. Fluent'in kullanıcı tarafından girilen fonksiyonları momentum değişim hesaplamasını uyarlamaya izin vermektedir. Eulerian çok fazlı modeli; kabarcık sütunları, basamaklı akışlar ve partikül süspansiyonu gibi uygulamaları içermektedir.

### 2.9.2. Model karşılaştırmaları

Genelde, çok fazlı sistemleri en iyi gösteren akış rejimini belirlemek için aşağıdaki esas noktalara bağlı olarak uygun model seçilmelidir:

- Kabarcıklı, damlacıklı ve fazları karışık ve/veya dağınık faz hacim kesirleri %10'nu aşan partikül yüklü akışlar için Mixture veya Eulerian modeli kullanılmalıdır.
- Slug akışlar için VOF modelini kullanılmalıdır.
- Serbest yüzeyli akışlar için VOF modeli kullanılmalıdır.
- Pnömatik transport için, homojen akıştan dolayı Mixture modeli veya partiküllü akış için Eulerian modeli kullanılmalıdır.
- Sıvılaştırılmış yataklar için, partiküllü akıştan dolayı Eulerian modeli kullanılmalıdır.
- Bulamaçlı (slurry) akışlar ve hidro transport için Mixture veya Eulerian modeli,
- Çökeltme için Eulerian modeli kullanılmalıdır.

Dağılı fazların geniş yayılımı varsa (mesela partiküller büyük oranda değişirse ve en büyük partiküller birincil akış alanından ayrılmazsa) Mixture model daha kolay olduğu için tercih edilebilir. Eğer dağılı fazlar domainin kısımlarında yoğun halde bulunursa Eulerian modelini kullanılmalıdır.

Eğer sisteme uygulanabilir ara faz sürüklenme kanunları varsa, Eulerian modeli genellikle Mixture modelinden daha hatasız çözebilir. Eğer ara faz sürüklenme yasaları bilinmiyorsa veya sisteme onların uygulanabilirlikleri şüpheli ise, Mixture model daha iyi tercih olabilir. Küresel partiküllü durumlar için Schiller-Naumann yasası daha uygundur. Küresel olmayan partiküllere sahip olan durumlar için, kullanıcı tarafından tanımlanmış fonksiyon kullanılabilir.

Eğer daha basit problem çözmek istenirse, Eulerian modelden daha az denklem sayısı çözdüğünden daha az hesaplama gücü gerektiren Mixture modeli daha iyi seçenek olabilir. Doğruluk daha önemli ise Eulerian modeli daha iyi tercih olabilir. Bununla beraber Eulerian modelin karmaşıklığı Mixture modelden daha az kararlı yapabilir.

## 2.10. Partikül Yükünün Etkisi

Partikül yükü faz etkileşimlerinde önemli etkileri vardır. Partikül yükü, dağılı fazın (d) taşıyıcı faza (c) oranı olarak tanımlanır.

$$\beta = \frac{\alpha_d \rho_d}{\alpha_c \rho_c} \quad (2.121)$$

Kütle yoğunluğu:

$$\gamma = \frac{\rho_d}{\rho_c} \quad (2.122)$$

Kütle yoğunluğu, gaz-katı karışımı olan akışlar için 1000'den daha büyüktür, sıvı-katı akışlar için yaklaşık 1 ve gaz-sıvı akışları için 0,001'den daha azdır.

$$\frac{L}{d_d} = \left( \frac{\pi}{6} \frac{1 + \kappa}{\kappa} \right)^{1/3} \quad (2.123)$$

Burada  $\kappa = \frac{\beta}{\gamma}$  dir. Bu parametreler, dağılı fazın nasıl davranacağı belirlemek için önemlidir. Mesela, partikül yükü 1 olan gaz-partiküllü bir akış, ara partikül  $\frac{L}{d_d}$  aralığı yaklaşık 8, partikül bu yüzden ayrılmış gibi davranır.

Bu parametreleri kullanarak partikül fazın diğer partiküller ile arasındaki ortalama mesafeyi hesaplamak mümkündür. Bu mesafenin hesabı Crowe (1998) tarafından verilmiştir.

Düşük partikül yükü için fazlar arasındaki birleşme bir yönlüdür (Mesela taşıyıcı akışkan partikül fazını sürüklenme ve türbülans yoluyla etkiler fakat partiküller akışkan taşıyıcı üzerinde etkiye sahip değildir). Eulerian modeli en zor model olduğundan Mixture model tavsiye edilir.

Orta partikül yükü için birleşme iki yönlüdür (Mesela akışkan taşıyıcı, sürüklenme ve türbülans yoluyla partikül fazını etkiler fakat dönme etkilerinde partiküller, ortalama momentum ve türbülantta azalma nedeniyle taşıyıcı akışkanı etkiler). Discrete faz, Mixture, Eulerian modelleri bu durumda hepsi uygulanabilir fakat hangi modelin uygun olduğuna karar vermek için diğer faktörleri göz önünde bulundurmaya ihtiyaç vardır.

Yüksek partikül yükü için iki yönlü birleşme ile partikül basınç ve viskoz gerilimleri (partiküllerden dolayı) vardır. Yalnızca Eulerian model bu tip problem için uygulanabilir.

### 2.11. Stokes Sayısının Değeri

Orta partikül yüklü sistemler için, Stokes sayısının hesaplama değeri en uygun modeli belirlemeye yardımcı olabilir. Stokes sayısı partikül zamanı ve sistem zamanı arasındaki ilişkiye göre belirlenir:

$$St = \frac{\tau_d}{t_s} \quad (2.124)$$

Burada  $\tau_d = \frac{\rho_d d_d^2}{18\mu_c}$  dir ve karakteristik uzunluğa ( $L_s$ ) bağlıdır ve sistemin karakteristik hızı;

$$(V_s) : t_s = \frac{L_s}{V_s}$$

$St \ll 1$  olduğunda partikül, akışı yakın olarak izleyecektir ve üç modelin herhangi birisi (Discrete faz, Mixture veya Eulerian) uygulanabilir; bu yüzden en kolay olanı seçilmelidir. Çoğu durumlarda Mixture modeli kullanılır veya diğer faktörleri göz önünde bulundurarak en uygun model seçilebilir.

$St > 1$  olduğunda, partiküller daha bağımsızdırlar ve Discrete ve Eulerian modelin her ikisi de uygulanabilir.

$St \approx 1$  ise yine üç modelin herhangi birisi uygulanabilir; diğer faktörleri düşünerek en kolay ve en uygun model seçilebilir.

### 2.12. Kararlılık ve Yaklaşım

Çok fazlı bir sistemi çözüm süreci doğal olarak zordur ve bazı kararlılık veya yaklaşım problemleriyle karşılaşılabilir. Eğer zamana bağlı problem çözülüyorsa küçük zaman aralıklı küçük iterasyonlar yapmak iyi olacaktır.

Birkaç zaman aralığı yapıldıktan sonra zaman aralığı arttırılabilir. Kararlı çözümler durumunda hacim kesri için küçük under-relaxation faktörüyle, başlamak tavsiye edilmektedir. Ayrıca hacim kesri sıfıra eşit olduğunda yama ile başlamamak önerilir. Diğer tercih mixture gibi çok fazlı hesaplamalarla başlamaktır ve daha sonra Eulerian çok fazlı modele dönmektir.

Küçük hacim kesirleri içeren bazı problemler Lagrangian discrete faz modeli ile daha etkili çözülebilir.

### **2.13. Mixture Model Teorisi**

Mixture modeli farklı hızlarda hareket eden fazların olduğu çok fazlı akışları modellemek için kullanılabilen basitleştirilmiş çok fazlı akış modelidir. Fakat fazların yerel dengede olduğu farz edilir. Farzlar arası etkileşim kuvvetli olmalıdır.

Ayrıca çok güçlü etkileşim ve aynı hızda hareket eden fazlara sahip homojen çok-fazlı akışları modellemek için kullanılabilir. Mixture modeli non-Newtonian viskoziteyi hesaplamak içinde kullanılabilir.

Mixture modeli; karışım için momentum, süreklilik ve enerji denklemlerini, ikincil fazlar için hacim kesri denklemlerini ve bağıl hızlar için cebirsel ifadeleri çözerek (n) fazını (akışkan veya partikül) modelleyebilir.

Tortulaşma, siklon ayırıcıları, düşük debiye sahip partikül yüklü akışlar, gaz hacim kesrinin düşük kaldığı kabarcıklı akışları içeren uygulamaları vardır. Mixture model, partiküllü fazları seçmeye ve partiküllü fazların bütün özelliklerini hesaplamaya izin verir. Bu gibi sıvı-katı karışımlar için uygulanabilir.

#### **2.13.1. Sınırlamalar**

Fluent'te mixture modeline aşağıdaki sınırlamalar uygulanır:

- 1) Basınç esaslı çözücü kullanılmalıdır. Mixture modeli yoğunluk esaslı çözücüye uygun değildir.
- 2) Sadece fazların biri sıkıştırılabilir ideal gaz olarak tanımlanabilir. Kullanıcı tarafından tanımlanan fonksiyonları kullanarak sıkıştırılabilir sıvıların kullanımında sınır yoktur.
- 3) Mixture modeli kullanıldığı zaman (kullanıcıya basınç düşümü belirlemeye izin verir) belirli kütle debisine sahip periyodik akış modellenemez.
- 4) Katılma ve erime modellemesi Mixture model ile yapılamaz.
- 5) Kavite modeline olanaklı kılınırsa LES (Large Eddy Simulation) türbülans modeli, Mixture modeli ile kullanılmaz.
- 6) Bağlı hız formülasyonu, MRF ve Mixture modelli kombinasyonlarda kullanılamaz.
- 7) Mixture modeli viskoz olmayan akışlar için kullanılamaz.
- 8) Cidarlar için Shell iletim modeli Mixture modeli ile kullanılamaz.
- 9) Paralellerde partiküller izlendiği zaman paylaşımlı hafıza seçimi varsa DPM (Discrete Phase Model) modeli Mixture modeli ile kullanılamaz.

Mixture modeli VOF (Volume of Fluid) modeli gibi tek akışkan yaklaşımını kullanır. İki yönüyle VOF (Volume of Fluid) modelinden farklıdır:

- 1) Mixture modeli fazların birbirine nüfuz etmesine izin verir. q ve p fazları tarafından meydana gelen yere bağlı olarak bir kontrol hacmi için hacim kesirleri ve bu yüzden 0 ile 1 arasında herhangi bir değere eşit olabilir.
- 2) Mixture modeli, kayma hızı yaklaşımını kullanarak fazların farklı hızlarda hareket etmesine müsaade eder (Fazların aynı hızda hareket ettiğini ve Mixture modeli bu yüzden homojen çok fazlı modele indirgenmiş olduğuna dikkat edilmelidir).

Mixture modeli; karışım için süreklilik denklemini, momentum denklemini, enerji denklemini ve ikincil fazlara ait hacim kesirini çözer.



### 2.13.2. Süreklilik denklemi

Karışım için süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m V_m) = 0 \quad (2.125)$$

Kararlı durum için  $\frac{\partial \rho_m}{\partial t} = 0$  dir.

Burada  $V_m$  kütle ortalamalı hızdır:

$$V_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k V_k}{\rho_m} \quad (2.126)$$

Ve  $\rho_m$  karışım yoğunluğudur:

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad (2.127)$$

$\alpha_k$ , k fazının hacim kesridir.

### 2.13.3. Momentum denklemi

Karışım için momentum denklemi bütün fazlar için momentum denklemleri toplanarak hesaplanabilir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m V_m) + \nabla \cdot (\rho_m V_m V_m) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau - \tau_t) + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla \cdot \left( \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k V_{dr,k} V_{dr,k} \right) \quad (2.128)$$

kararlı durum için;

$$\frac{\partial(\rho_m V_m)}{\partial t} = 0$$

Burada  $n$  faz sayısını,  $\vec{F}$  gövde kuvvetini ve  $\mu_m$  karışımın viskozitesidir:

$$\tau = \mu_m \nabla V_m \quad (2.129)$$

$$\tau_t = -\sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k \overline{v_k v_k} \quad (2.130)$$

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \quad (2.131)$$

$V_{dr,k}$ ,  $k$  fazı için sürüklenme hızıdır.

$$V_{dr,k} = V_k - V_m \quad (2.132)$$

#### 2.13.4. Enerji denklemi

Karışım için enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t} \sum_{k=1}^n (\alpha_k \rho_k E_k) + \nabla \cdot \sum_{k=1}^n (\alpha_k V_k (\rho_k E_k + p)) = \nabla \cdot (k_{nf} \nabla T) + S_E \quad (2.133)$$

kararlı durum için;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

Burada  $k_{eff}$  efektif iletkenlik  $\sum \alpha_k (k_k + k_t)$ ,  $k_t$  burada türbülans termal iletkenliktir.

Denklemin sağ tarafındaki ilk terim iletimden dolayı enerji transferini göstermektedir.

$S_E$  Herhangi bir hacimsel ısı kaynağını içerir.

$$E_k = h_k - \frac{P}{\rho_k} + \frac{v_k^2}{2} \quad (2.134)$$

Burada  $h_k$ ,  $k$  fazının entalpisidir.

### 2.13.5. Bağlı ve sürüklenme hızı

Bağlı hız (kayma hızı olarak da ifade edilen) ikincil fazın (p) hızı ile birincil fazın hızı (q) arasındaki fark olarak tanımlanır:

$$V_{pq} = V_p - V_q \quad (2.135)$$

Herhangi bir faz (k) için kütle kesri şöyle tanımlanır:

$$c_k = \frac{\alpha_k \rho_k}{\rho_m} \quad (2.136)$$

Sürüklenme hızı ve bağlı hız ( $V_{qp}$ ) aşağıdaki ifade ile ilişkilidir:

$$V_{dr,p} = V_{pq} - \sum_{k=1}^n c_k V_{qk} \quad (2.137)$$

## 2.14. Tek Faz Modeli

### 2.14.1. Kabuller

Temel akışkan ile nano partiküllerin oluşturduğu karışım tek fazlı akışkan gibi davrandığı kabul edilmiştir (Xuan and Li 2003). Sıvı faz ve katı partiküller sıfır bağlı hız ile termodinamik dengede olduğu var sayılmıştır. Bu kabuller tam olarak mühendislik problemlerinde nanoakışkan davranışını yansıtmaktadır (Pathipakka and Sivashanmugam 2010). Çalışma şartlarında efektif ısıl iletkenlik ve viskozite sıcaklığa, efektif yoğunluk ve özgül ısı hacim oranına bağlıdır. Nanoakışkan için tek faz kabulü Pak and Cho (1998)'nin deneyleri ile gerçekliliği gösterilmiştir (Xuan and Li 2003). Bu

kabuller altında tek faz akışkan için kullanılan temel denklemler nanoakışkan için uygulanabilir.

### 2.14.2. Temel denklemler

Akışkan için temel denklemler (Shih 1984):

#### 2.14.2.a. Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (2.138)$$

Kararlı durum için;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

#### 2.14.2.b. Momentum denklemi

$$\nabla \cdot (\rho V V) = -\nabla p + \mu \nabla^2 V - \nabla (\rho \overline{u'u'}) \quad (2.139)$$

#### 2.14.2.c. Enerji denklemi

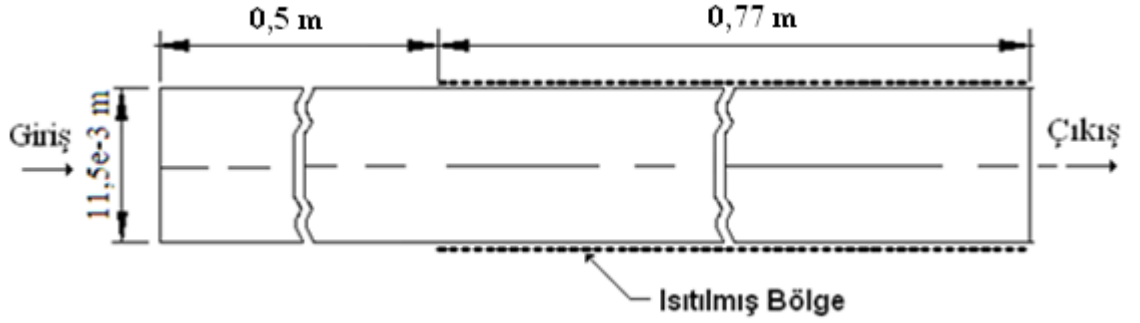
$$\nabla (\rho V c_p T) = \nabla (k \nabla T - \rho c_p \overline{u't'}) \quad (2.140)$$

$V, T, p$  sembolleri ortalama akış değişkenleridir.  $u', t'$  sembolleri sırasıyla hız ve sıcaklıktaki dalgalanmayı göstermektedir.  $\rho \overline{u'u'}$ ,  $\rho c_p \overline{u't'}$  terimleri türbülans kayma gerilmesi ve türbülans ısı akısını ifade etmektedir.

### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

#### 3.1. Modelin Geometrisi

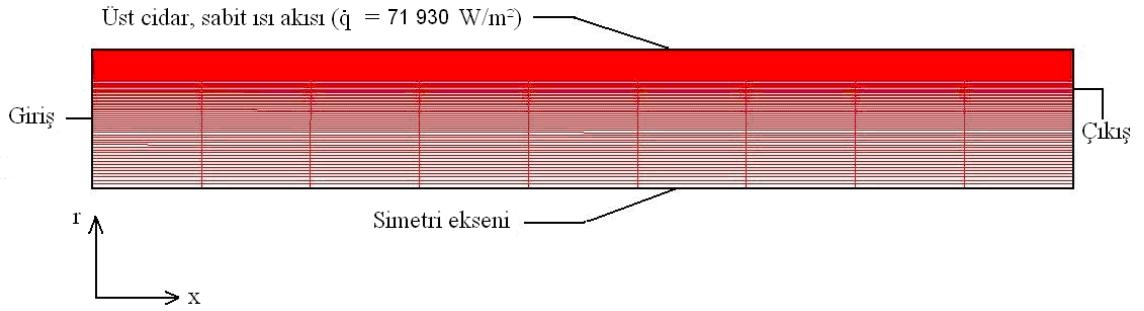
Kullanılan boru (ısıtılan kısım) 0,77 m boyunda, 11,5 mm çapında olup boru yüzeyinden 2 kW sabit ısı ile akışkana enerji transfer edilmektedir. Akışın tam gelişmesi için ısıtılmış bölgeden önce 0,5 m giriş bölgesi bulunmaktadır. Sistemde %1, %2, %4 hacim oranlarında Su/CuO ve Su/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkanları kullanılmaktadır. Nano partikül boyutları CuO için 33 nm, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> için 47 nm'dir. Problemin çözümü Fluent 6.3 programında k-ε türbülans modeli kullanılarak tek faz ve iki faz mixture modelleri ile yapılmıştır. Modelin geometrisi Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Diğer ölçüler Şekil 3.1'de detay üzerinde görülmektedir.



Şekil 3.1. Modelin geometrisi

### 3.2. Modelin Gambit'te Oluşturulması

Model Gambit'te eksene göre simetrik olarak çizimi yapılmıştır. Model iki boyutlu kabul edilerek çözülmüştür. Üç boyutlu olarak sistemin modelini yapmak çözümde çok uzun zaman alacağından ve yakınsamama durumu gözünde bulundurularak genellikle silindirik parçalar eksene göre simetrik alınarak iki boyutlu olarak modellenip çözülmektedir. Özellikle zorlanmış taşınımında yerçekimi ivmesinin etkisinin çok az olacağından bu kabul yapılmıştır. Şekil 3.1'de ölçüleri verilmiş olan modelin Gambit'te asimetric çizimi yapılmıştır. Çizimden sonra dörtgen elemanlarla ağ örgüsü yapılmıştır. Model üzerinde giriş, çıkış, ısıtılan cidar ve simetri ekseni tanımlanmıştır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Modelin ağ örgüsü

### 3.3. Sınır Şartları

Akışkanın akış temel denklemleri doğrusal olmayan ve kapalı kısmi diferansiyel denklemlerdir. Boru girişinde uniform aksenal hız, sabit sıcaklık, türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap belirlenmiştir. Çıkış bölgesinde akış ve sıcaklık alanları tam gelişmiş olarak kabul edilmiştir. Outflow sınır şartı çıkış bölgesinde basınç hariç bütün akış değişkenleri için sıfır normal grandyenti uygulamaktadır. Model asimetric olarak modellenmiştir. Borunun üst cidarında "non-slip" sınır şartı belirlenmiştir. Cidara sabit ısı akısı ( $71930,29 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) uygulanmıştır. Modelin simetri eksenine "eksen" sınır şartı uygulanmıştır.

**Çizelge 3.1.** Sayısal çalışmada kullanılan sınır şartları

Sınır adı	Sınır tipi	Sınır şartı
Boru girişi	Velocity inlet	$V_r = 0, V_x = V_0, T = T_0 = 293 \text{ K}, I = I_0 = 0,016\text{Re}^{-1/8}$
Boru çıkışı	Outflow	Tam gelişmiş sınır şartları
Boru cidarı	Wall	$V_r = V_x = 0, k = \varepsilon = 0$ , uniform sabit ısı akısı, non-slip
Boru eksen	Axis	Akış ve ısı alanlar simetrik

### 3.4. Sayısal Metod

Problem, iki boyutlu (eksenden simetrik), kararlı, düz dairesel boru içinde zorlanmış taşınım olarak çözülmüştür. Borunun iç çapı 0,0115 m ve ısıtılmış bölge uzunluğu 0,77 m'dir. Akışkan boruya uniform aksenal hızda ve sıcaklıkta girmektedir. Akış ve ısı alanlar yatay eksene göre simetrik olarak kabul edilmiştir.

Problemin çözümünde sayısal akışkanlar dinamiği paket programı olan Fluent 6.3 kullanılmıştır. Temel denklemler sonlu hacimler metodu ile çözülmüştür. Sonlu hacimler metodu temel denklemleri sayısal olarak çözülebilen cebirsel denklem setine dönüştürür. Momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin diskritizasyonu için ikinci mertebeden upwind fark metodu uygulanmıştır. Basınç ve hız diskritizasyonu için Semi Implicit Method (SIMPLE) algoritması uygulanmıştır (Patankar 1980). Temel denklemler için çözüme yaklaşma iterasyon değeri  $10^{-6}$  olarak belirlenmiştir.

Çalışma şartları olarak atmosfer basıncı 101 325 Pa ve yerçekimi ivmesinin etkisi dikkate alınmıştır.

### 3.5. Nanoakışkanın Termo Fiziksel Özellikleri

#### 3.5.1. Nanopartiküller

Sayısal çalışmada kullanılan nano partiküllerin ve temel akışkan suyun 293 K sıcaklıktaki özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Çalışmada kullanılan nano partiküllerin özellikleri (Gedik 2009)

Adı	Alumina	Bakır Oksit	Temel Akışkan (Su)
Moleküler formülü	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	CuO	H <sub>2</sub> O
Moleküler ağırlığı	101,96	79,55	18
Partikül boyutu (nm)	47	33	
Isıl iletkenliği (W/mK)	36	76,5	0,602
Isıl kapasitesi (J/kg.K)	773	535,6	4182,08
Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	3880	6320	998,2

#### 3.5.1.a. Yoğunluk:

$$\rho_{nf} = \phi\rho_p + (1-\phi)\rho_{bf} \quad (3.1)$$

#### 3.5.1.b. Özgül ısı:

$$(c_p)_{nf} = \phi(c_p)_p + (1-\phi)(c_p)_{bf} \quad (3.2)$$

#### 3.5.1.c. Isıl iletkenlik:

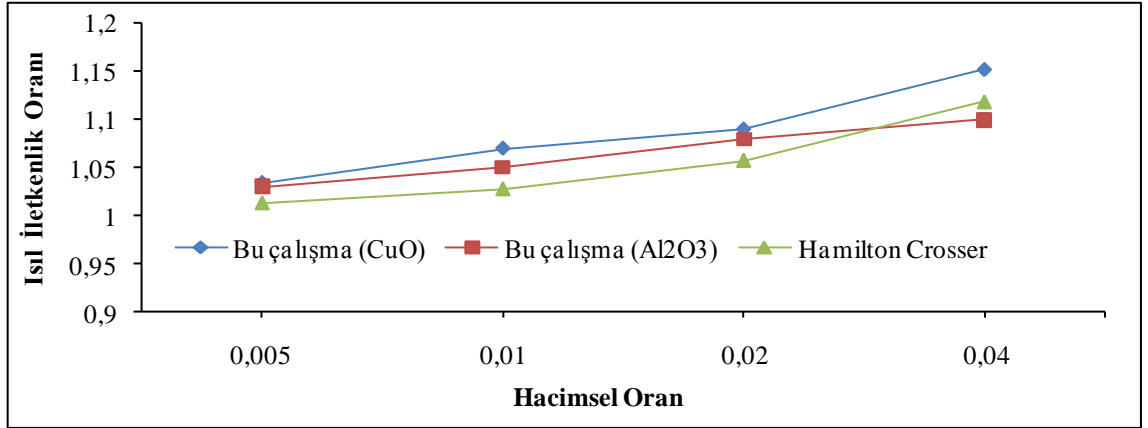
Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> için deneysel verilerden elde edilen hacim kesrine bağlı ısıl iletkenlik oranı:

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1,0067 + 5\phi - 66,667\phi^2 + 7.10^{-9}\phi^3 \quad (3.3)$$



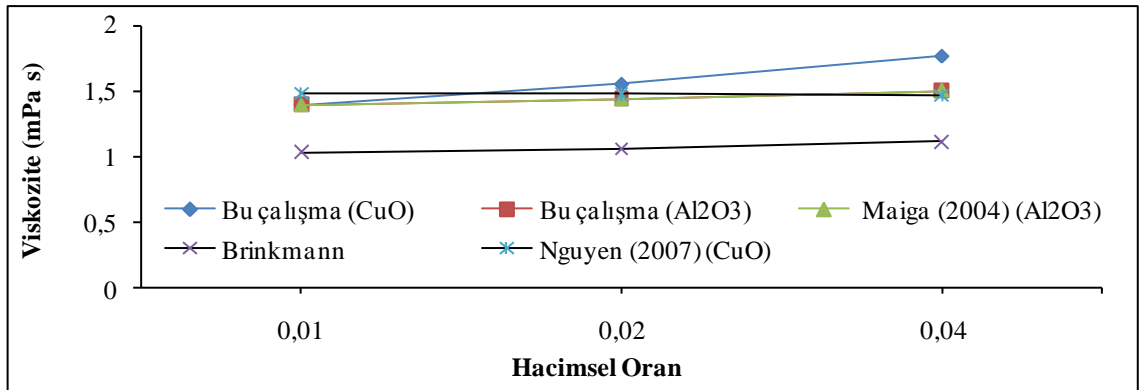
CuO için deneysel verilerden elde edilen hacim kesrine bağlı ısı iletkenlik oranı:

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 0,971 + 16,18\phi - 727,3336\phi^2 + 10914,286\phi^3 \quad (3.4)$$



Şekil 3.3. Deneysel ile teorik ısı iletkenlik oranı karşılaştırılması

### 3.5.1.d. Dinamik viskozite:



Şekil 3.4. Viskozitelerin karşılaştırılması

CuO ve Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkanları için deneysel sonuçlardan elde edilen viskozite denklemleri:

**Çizelge 3.3.** Sıcaklığa bağlı viskozite denklemleri (CuO)

$\phi$	$\mu_{nf} (mPas)$
%1	$0,000003611T^3 - 0,0034569048T^2 + 1,0938393651T - 113,1684647619$
%2	$-0,000001667T^3 + 0,001565T^2 - 0,4962319048T - 54,5112628571$
%4	$-0,0000019444T^3 + 0,0019061905T^2 + 0,630121746T - 71,6521161905$

**Çizelge 3.4.** Sıcaklığa bağlı viskozite denklemi (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>)

$\phi$	$\mu_{nf} (mPas)$
%1	$0,0000025T^3 - 0,00235285T^2 + 0,7299157143T - 73,3707371429$
%4	$-0,0000005556T^3 + 0,0006109524T^2 - 0,224208254T - 28,7191352381$

Katı partiküllerin özellikleri sabit alınmıştır (Çizelge 3.2). Simülasyonda giriş sıcaklığı 293 K olarak alınmıştır. Nanoakışkanların efektif viskoziteleri (Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4) ve efektif ısıl iletkenlik değerleri (Denk. 3.3 ve Denk. 3.4) deneysel verilerden elde edilen denklemlerden hesaplanmıştır. Özgül ısı ve yoğunluk ise klasik karışım denklemlerden (Denk. 3.1 ve Denk. 3.2) hesaplanmıştır. Çizelge 3.5’de iki farklı nanoakışkanın termofiziksel özellikleri sunulmuştur.

**Çizelge 3.5.** 293 K’de nanoakışkan termofiziksel özellikleri

Akışkan	$\phi$	Cp (J/kg.K)	$\mu$ (mPas)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	k (W/mK)	Pr
Su (Temel akışkan)	0	4182,08	1,0054	998,2	0,602	6,984
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0	773	-	3880	36	-
CuO	0	535,6	-	6320	76,5	-
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /su	0,01	4147,989	1,389	1027,018	0,632	9,101
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /su	0,04	4045,717	1,500	1113,472	0,662	9,156
CuO/su	0,01	4145,615	1,387	1051,418	0,645	8,921
CuO/su	0,02	4109,150	1,545	1104,636	0,657	9,668
CuO/su	0,04	4036,221	1,762	1211,072	0,694	10,246

### 3.6. Hesaplamada Kullanılan Temel Denklemler

#### 3.6.1. Sürtünme faktörü:

Blasius tarafından verilen Darcy sürtünme faktörü (Wang and Mujumdar 2007):

$$f = 4C_f = 4(0,0791\text{Re}^{-1/4}) \quad (3.5)$$

#### 3.6.2. Petukhov korelasyonu:

Gelişmiş türbülanslı akış için Nusselt korelasyonu aşağıda verilmiştir (Incropera 2000):

$$Nu_D = \frac{(f/8)\text{Re}_D \text{Pr}}{1,07 + 12,7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (3.6)$$

#### 3.6.3. Reynolds sayısı:

$$\text{Re} = \frac{\rho_{eff} V_m D}{\mu_{eff}} \quad (3.7)$$

$V_m$  nanoakışkanın karışım hızı,  $\rho_{eff}$  nanoakışkanın efektif yoğunluğu,  $\mu_{eff}$  nanoakışkanın efektif dinamik viskozitesi,  $D$  ise boru çapıdır.

#### 3.6.4. Ortalama ısı transfer katsayısı:

$$\bar{T} = \frac{T_g + T_\xi}{2} \quad (3.8)$$

$$h = \frac{\dot{q}}{T_w - \bar{T}} \quad (3.9)$$

Burada  $\bar{T}$  akışkan,  $T_g$  boru giriş,  $T_c$  boru çıkış,  $T_w$  cidar ortalama sıcaklıklarıdır.

### 3.6.5. Ortalama Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{hD}{k_{eff}} \quad (3.10)$$

### 3.6.6. Yerel Nusselt sayısı:

$$Nu(x) = \frac{h(x)D}{k_{eff}} \quad (3.11)$$

Burada  $h(x)$  yerel ısı transfer katsayısıdır:

$$h(x) = \frac{\dot{q}}{(T_w - T_b)_x} \quad (3.12)$$

$$T_b(x) = T_g + \frac{\dot{q}\pi Dx}{\rho c_p V_m A_{kesit}} \quad (3.13)$$

### 3.6.7. Prandtl sayısı:

$$Pr = \frac{\mu_{eff} (C_p)_{eff}}{k_{eff}} \quad (3.14)$$

### 3.6.8. Türbülans yoğunluğu:

$$I = 0,16 Re^{-1/8} \quad (3.15)$$

### 3.6.9. Basınç düşümü:

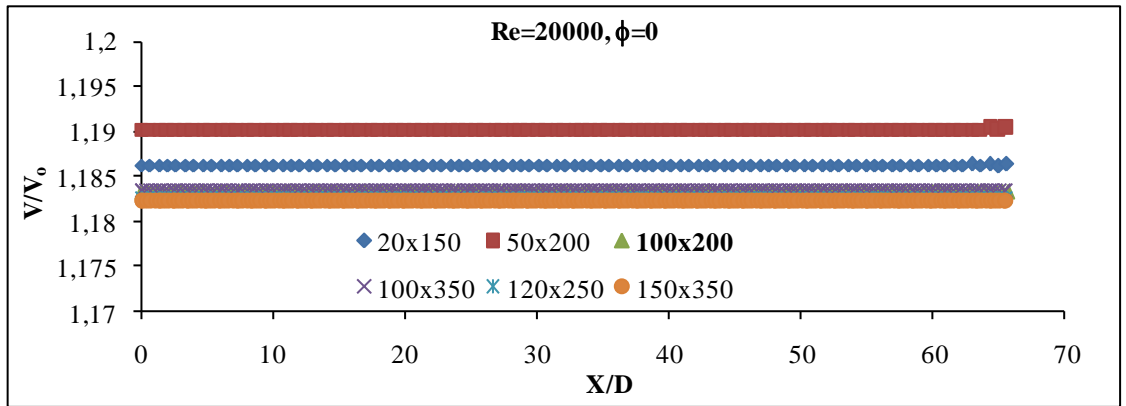
$$\Delta P = f \frac{L}{D} \left( \frac{1}{2} \rho V_m^2 \right) \quad (3.16)$$

#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

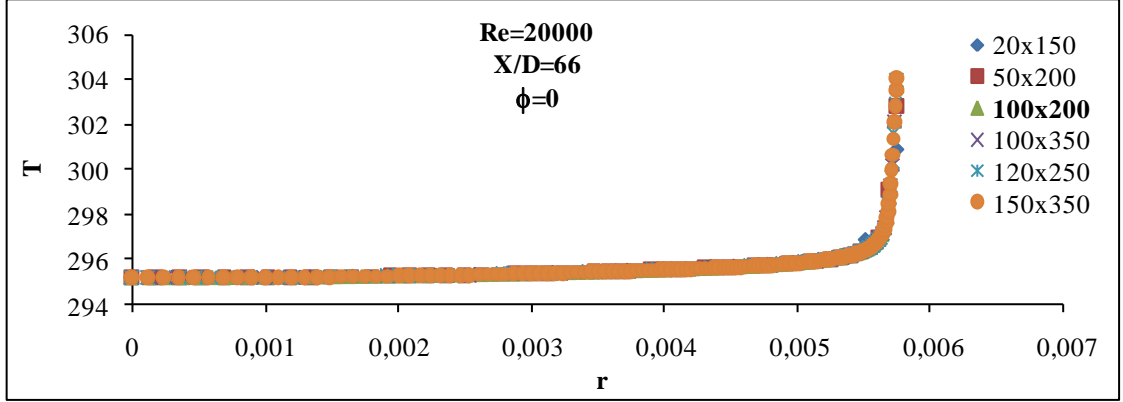
Bu bölümde belirlenen sınır şartlarına göre nanoakışkanlar için Fluent 6.3 kullanılarak sayısal çözümlerin sonuçları sunulmuştur. Bu bölümde grid bağımsızlık testi, simülasyon geçerliliği, modellerin karşılaştırılması, sayısal hesaplama sonuçları ve toplam ısı transferi iyileştirme oranı bulunmaktadır.

##### 4.1 Grid Seçimi

Sonuçların mesh sayısından bağımsız olduğunu gösterebilmek için radyal (r) ve aksenal yönde (x) 20x150, 50x200, 100x200, 100x350, 120x250 ve 150x350 mesh sayıları için çözüm yapılmıştır. Grid seçimi için hesaplanan sonuçlar Reynolds sayısı 20000'de temel akışkan su için yapılmıştır. Şekil 4.1'de mesh sayısının artışının 100x200'den sonra boyutsuz hız oranı üzerinde fazla bir etkisi olmadığı görülmektedir. Şekil 4.2'de mesh sayısının artışının boru çıkış sıcaklığı üzerinde bir etkisi olmadığı görülmektedir. Dolayısıyla çözüm için 100x200 mesh sayısı tercih edilmiştir.



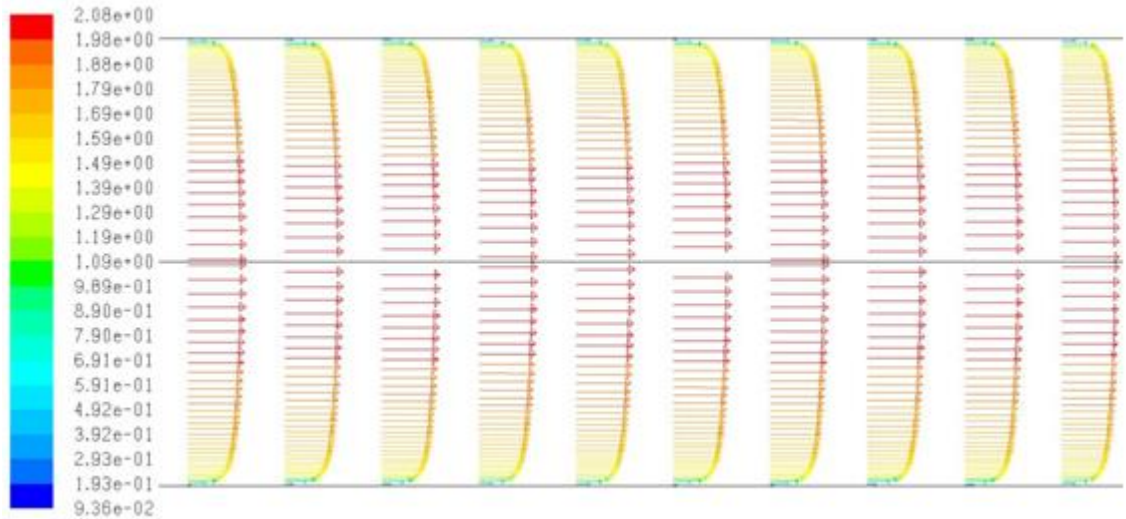
Şekil 4.1. Su için mesh sayılarına göre eksen hızının giriş hızına oranı



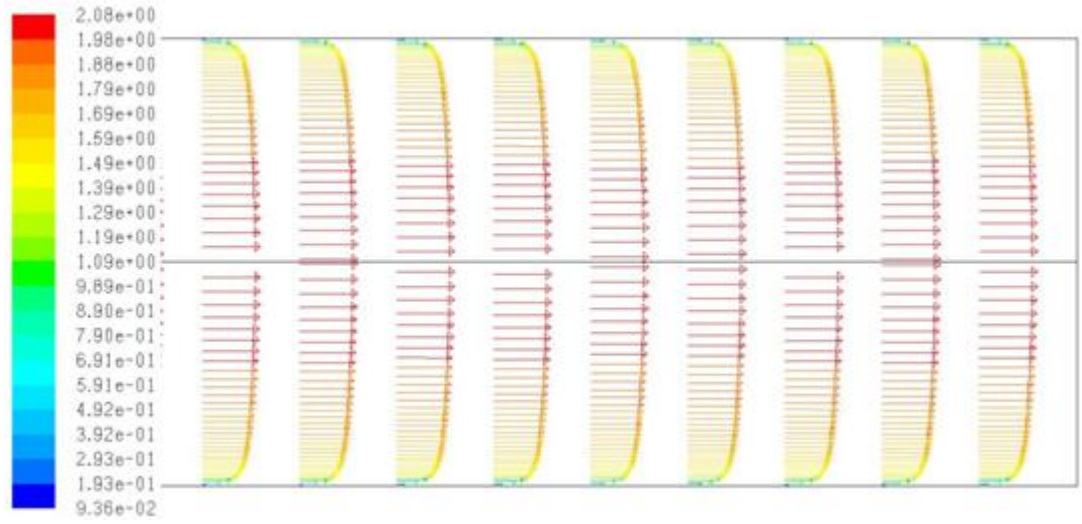
Şekil 4.2. Su için mesh sayılarına göre boru çıkış sıcaklıkları

#### 4.2. Simülasyonun Geçerliliği

Akışkan boruya sabit giriş sıcaklığında (293 K) ve uniform aksel hızda girmektedir. Reynolds sayısı 4000-20000 arasında çözüm yapılmıştır. Sayısal çözümün geçerliliği için geleneksel akışkanlar için kullanılan mevcut teorik ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de saf su için yapılan sayısal çözümde ısıtılan borunun giriş ve çıkış bölgesinde akışın tam gelişmiş olduğu görülmektedir.

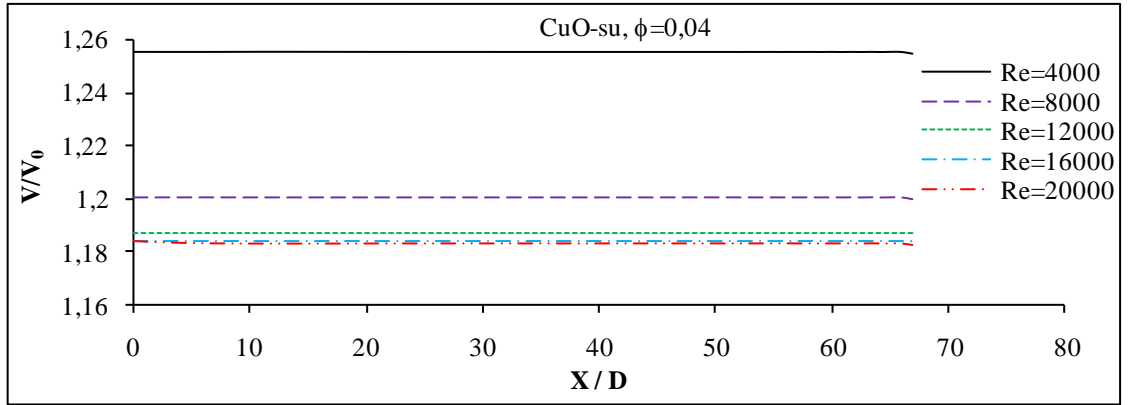


Şekil 4.3. Su için ısıtılan boru girişinde hız vektörleri



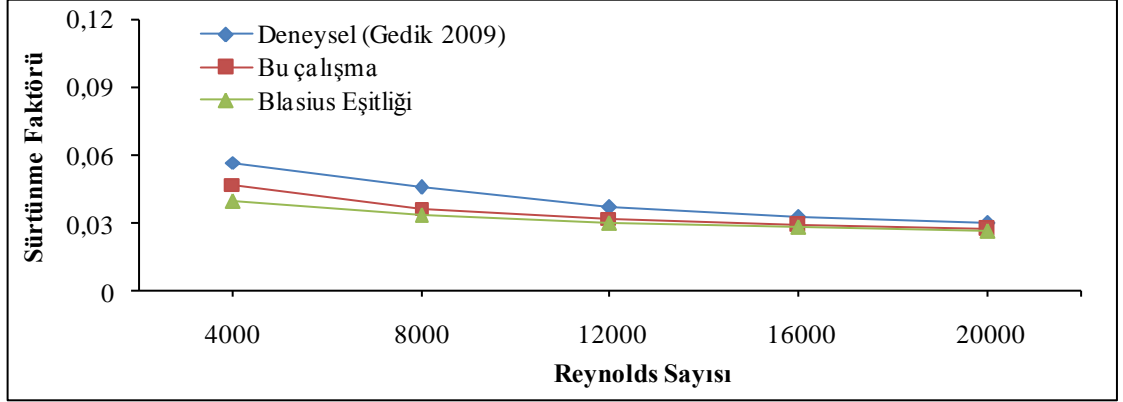
**Şekil 4.4.** Su için ısıtılan boru çıkışında hız vektörleri

Şekil 4.5’de %4 CuO-su nanoakışkanı için ısıtılmış bölgenin girişinden çıkışına kadar eksen boyunca eksen hızının giriş hızına oranı görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi bütün Reynolds sayıları için akışkan ısıtılmış bölgeye tam gelişmiş akış olarak girmektedir. Reynolds sayısı arttıkça boyutsuz eksenel hızın değerleri düşmektedir.



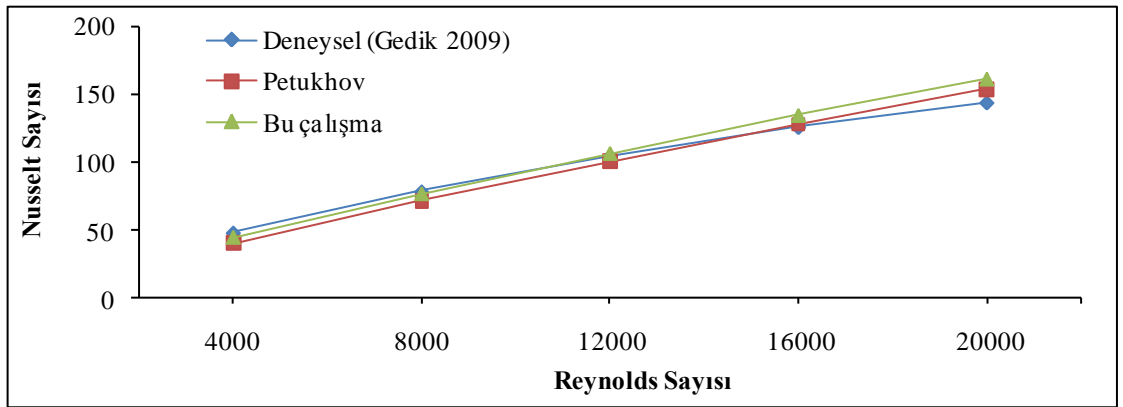
**Şekil 4.5.** %4 CuO-su nanoakışkanı için eksen hızının giriş hızına oranı

Şekil 4.6’de saf su için Blasius tarafından sunulan Darcy sürtünme faktörü (Wang *et al.* 2007) ile deneysel ve hesaplanan sayısal çalışmanın sonuçları karşılaştırılmıştır. Hesaplanan değerler çalışılan Reynolds sayıları aralığında teorik korelasyondan %18,96 ile %3,41 arasında, deneysel bulgulardan %20,4 ile %9,03 arasında bir sapma olduğu görülmüştür.



**Şekil 4.6.** Su için Blasius eşitliği, deneysel ve sayısal çalışmanın karşılaştırılması

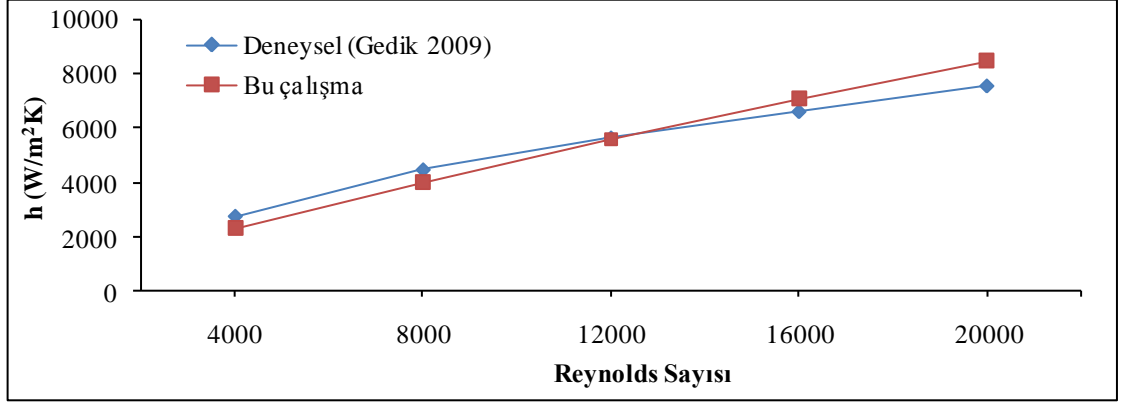
Şekil 4.7’de simülasyonda hesaplanan gelişmiş türbülanslı akış için hesaplanan ortalama Nusselt sayısı, Petukhov korelasyonu ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Petukhov korelasyonundan (Incropera 2000) simülasyon değerinin maksimum ve ortalama sapma miktarı %9,67 ve %6,26’dır. Deneysel sonuçlardan simülasyon değerinin maksimum ve ortalama sapma miktarı %11,05 ve %1,86’dır.



**Şekil 4.7.** Su için teorik, deneysel ve hesaplanan Nusselt sayısının karşılaştırılması

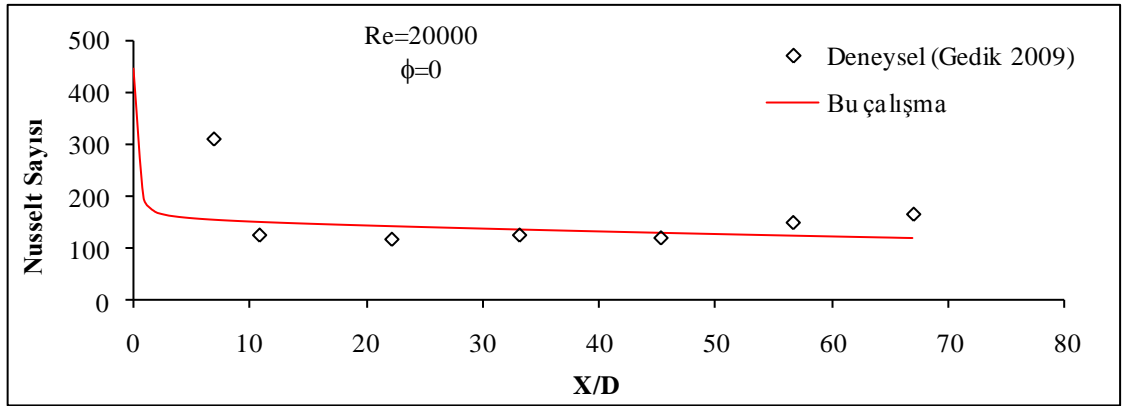
Şekil 4.8’de görüldüğü gibi saf su için deneysel ile simülasyondan hesaplanan ortalama ısı transfer katsayıları karşılaştırılmıştır. Simülasyon değerinin deneysel sonuçlardan maksimum ve ortalama sapma miktarı %18 ve %2,79’dır.





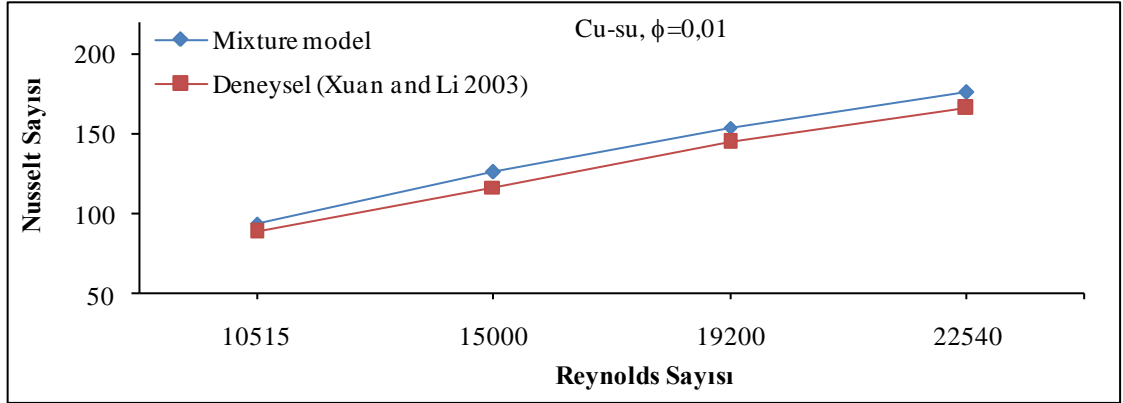
**Şekil 4.8.** Su için deneysel ile hesaplanan ısı transfer katsayıları karşılaştırılması

Şekil 4.9'de görüldüğü gibi ısıtılan boru bölgesi için deneysel ile simülasyondan hesaplanan yerel Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Simulasyon değeri ile deneysel değerlerin uyum içinde olduğu görülmektedir.



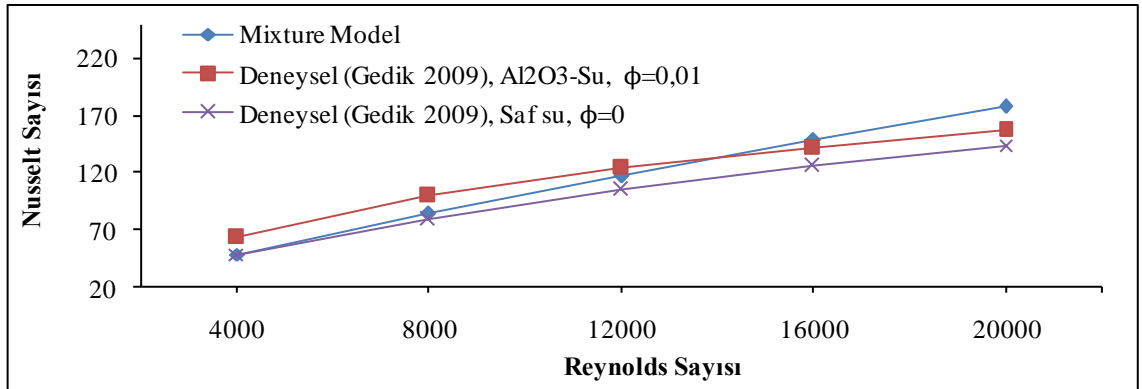
**Şekil 4.9.** Su için deneysel ile hesaplanan yerel Nusselt sayısının karşılaştırılması

Şekil 4.10'de Xuan and Li (2003) çalışmış olduğu deneysel sonuçlar ile simülasyondan hesaplanan ortalama Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. %1 hacim oranına sahip Cu-su nanoakışkanı kullanılmıştır. Partikül çapı 42 nm'dir. Mixture modeli kullanılarak hesaplanan sonuçlar deneysel sonuçlara yakın olduğu tespit edilmiştir. Simulasyon değerinin deneysel değerlerden maksimum ve ortalama sapma miktarı %7,81 ve %6,52'dir.

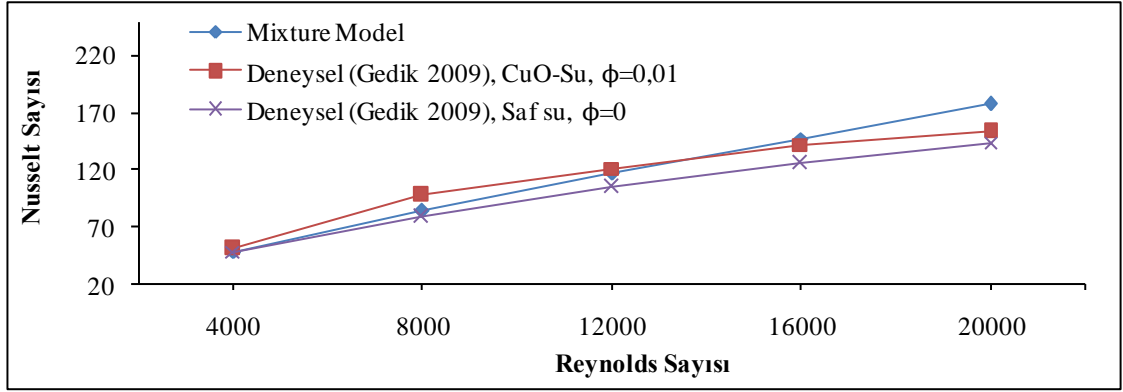


**Şekil 4.10.** Deneysel ile hesaplanan ortalama Nusselt sayısının karşılaştırılması

Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de mixture modelin geçerliliğini ve nanoakışkanın ısı transferini sayısal çözüm ile hesaplamak için deneysel sonuçlar ile simulasyondan hesaplanan ortalama Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmadan mixture modelin nanoakışkanın ısı özelliklerini hesaplamak için kullanılabileceği görülmektedir. Şekillerde hacim oranı %1  $Al_2O_3$ -su ve CuO-su nanoakışkanları için taşınım ile ısı transfer artışı açık bir şekilde görülmektedir.

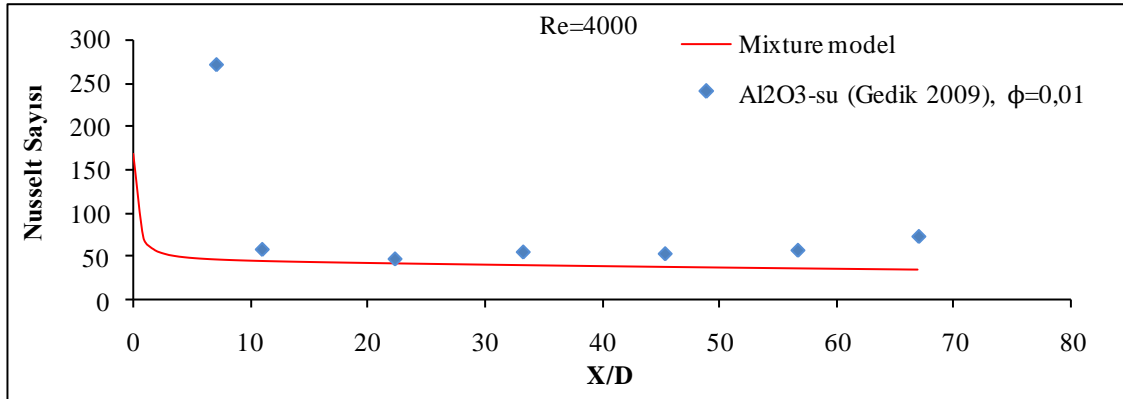


**Şekil 4.11.** Deneysel ile hesaplanan ortalama Nusselt sayısının karşılaştırılması ( $Al_2O_3$ )

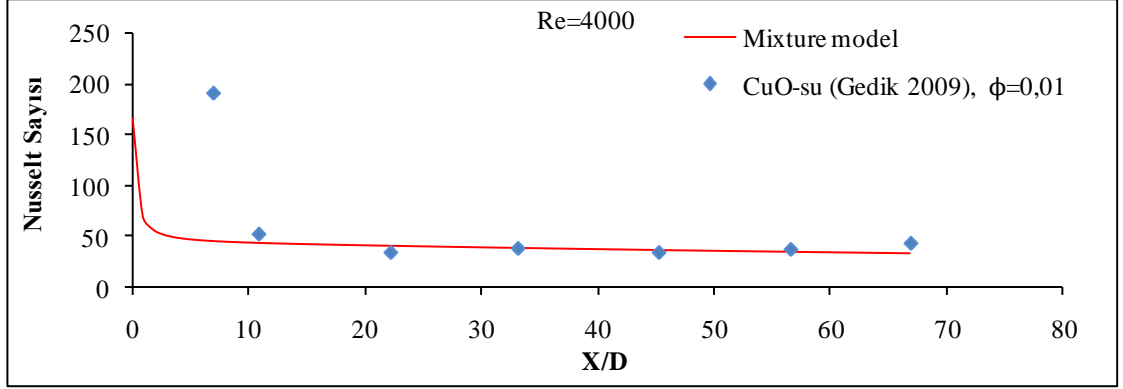


**Şekil 4.12.** Deneysel ile hesaplanan ortalama Nusselt sayısının karşılaştırılması

Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’da Gedik (2009) çalışmış olduğu deneysel sonuçlar ile simulyondan hesaplanan yerel Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmada mixture model ile deneysel sonuçlar uyum içinde olduğu görülmektedir.



**Şekil 4.13.** Deneysel ile hesaplanan yerel Nusselt sayısının karşılaştırılması

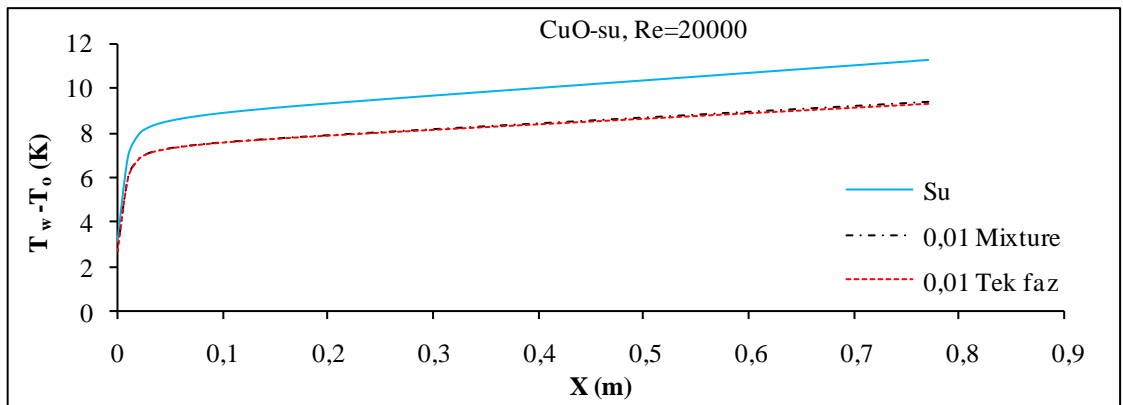


**Şekil 4.14.** Deneyel ile hesaplanan yerel Nusselt sayısının karşılaştırılması (CuO)

Yukarıdaki karşılaştırmaların geçerliliğini gördükten sonra farklı konsantrasyonlarda farklı Reynolds sayıları için sabit ısı akısında sayısal çözüm yapılmıştır.

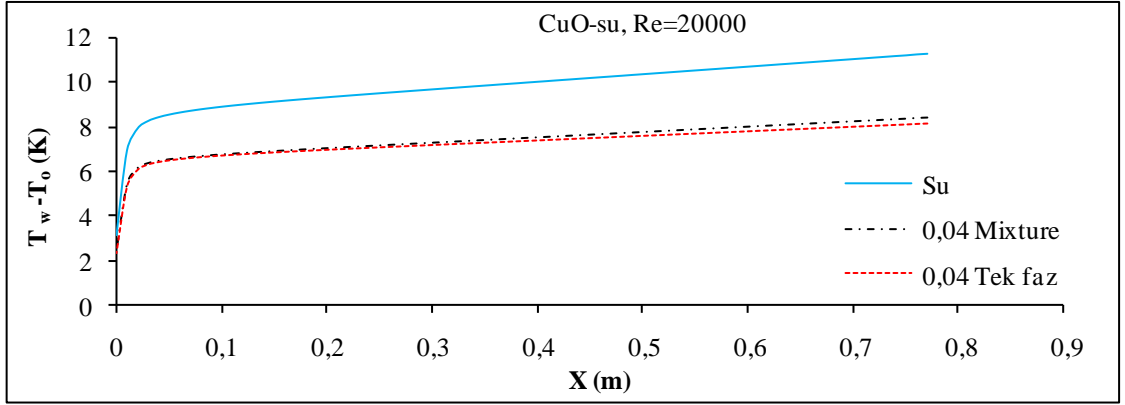
### 4.3. Modellerin Karşılaştırılması

Şekil 4.15'de Reynolds sayısı 20000'de CuO nanoakışkanı için uygulanan iki modelde hesaplanan cidar sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. Şekilde de görüldüğü gibi, %1 CuO-su nanoakışkan için cidar sıcaklığı temel akışkan suya göre daha düşüktür. Her iki modelde nano partiküllerinden dolayı sıcaklık düşmüştür. %1 hacim oranı için mixture model tamamen tek faz modeli gibi bir davranış izlemektedir (Bianco *et al.* 2011).

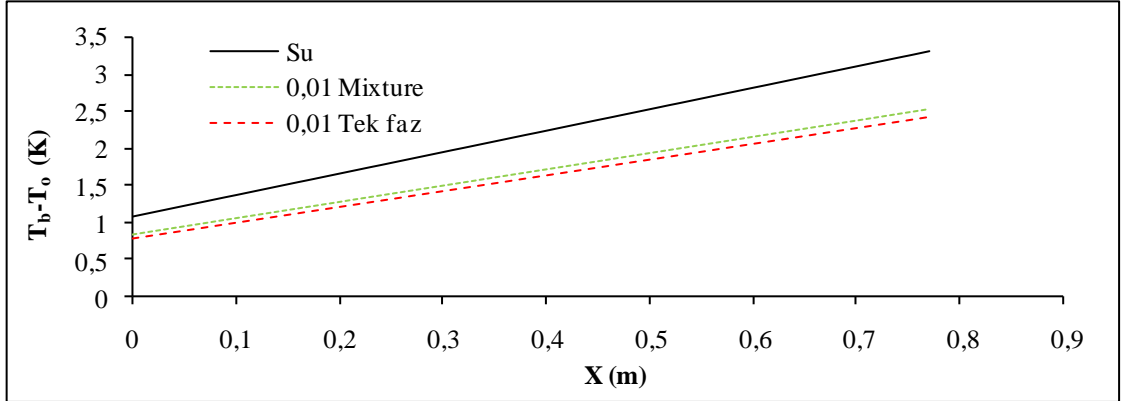


**Şekil 4.15.** Modeller için ortalama cidar sıcaklık karşılaştırılması (%1 CuO)

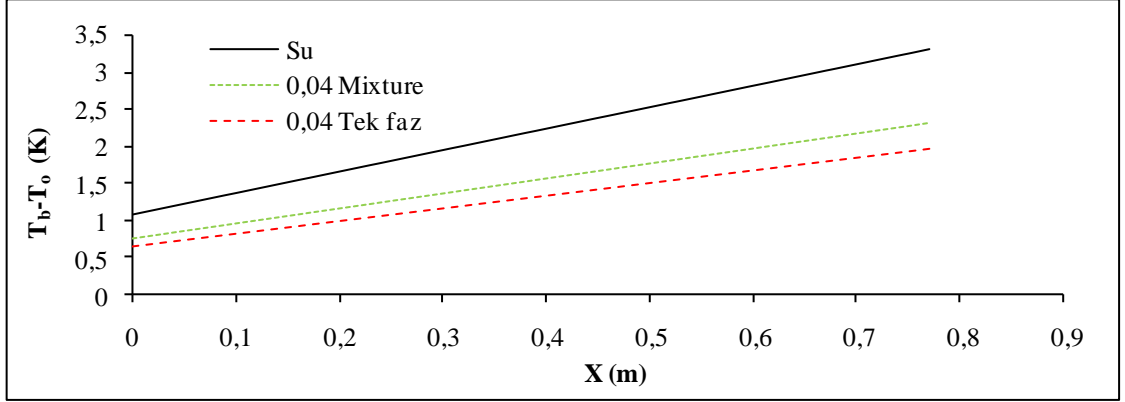
Şekil 4.16'de Reynolds sayısı 20000'de %4 hacim oranına sahip CuO nanoakışkanı için iki modelde hesaplanan cidar sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. Partikül konsantrasyonu arttıkça (%4 hacim oranı için) iki model arasındaki sapma artmaktadır. Tek faz model cidar sıcaklığını mixture modele göre daha düşük hesapladığı görülmektedir. Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'de görüldüğü gibi akışkan ortalama sıcaklık değerleri için aynı davranış meydana gelmektedir.



Şekil 4.16. Modeller için ortalama cidar sıcaklık karşılaştırılması (%4 CuO)



Şekil 4.17. Modeller için ortalama akışkan sıcaklık karşılaştırılması (%1 CuO)



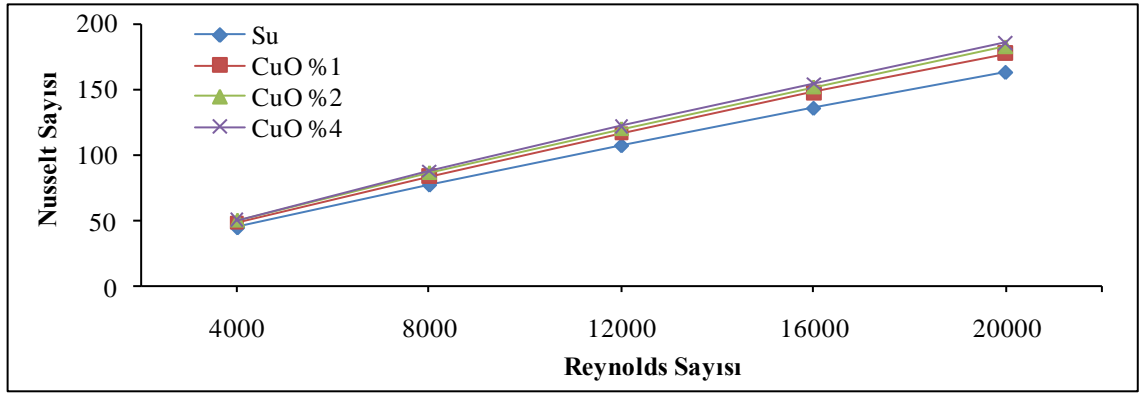
**Şekil 4.18.** Modeller için ortalama akışkan sıcaklık karşılaştırılması (%4 CuO)

Şekillerde görüldüğü gibi %1 hacim oranı için her iki model hemen hemen aynı değerlere sahiptir. Şekil 4.16'de  $X=0,2$  m'den sonra mixture model tarafından hesaplanan sıcaklıkta küçük bir artış meydana gelmektedir. Partikül konsantrasyonu arttıkça iki model arasındaki sapma büyümektedir. Mixture model tarafından hesaplanan sıcaklık değerleri tek faz model ile hesaplanan değerlerden daha yüksektir. Literatürde bildirildiği (Behzadmehr *et al.* 2006; Akbarinia and Behzadmehr 2007; Akbarinia and Laur 2009) gibi mixture model tarafından verilen sonuçlar tek faz model ile hesaplanan sonuçlara göre daha iyidir. Çünkü iki faz modelde karışım davranışı daha doğru olarak vardır (Bianco *et al.* 2011). Bundan dolayı bu çalışmada sonuçlar mixture modele göre hesaplanmıştır.

#### 4.4. Sayısal Hesaplama Sonuçları

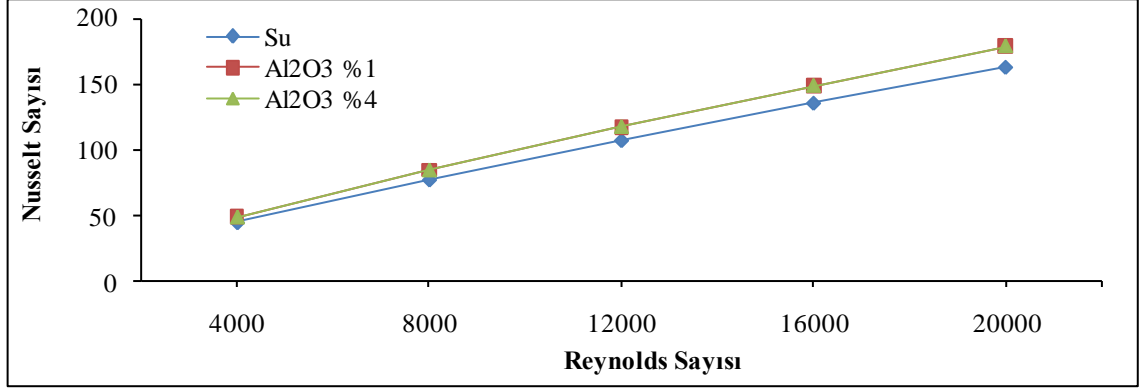
##### 4.4.1. Nanopartikül hacim oranının ortalama Nusselt sayısına etkisi

Farklı konsantrasyonlarda farklı Reynolds sayıları için sabit ısı akısında iki faz mixture modeli uygulanmıştır. Şekil 4.19'de Çizelge 3.5'de verilen termofiziksel özelliklere göre CuO nanoakışkanı için mixture model ile hesaplanan ortalama Nusselt sayısına nano partikül hacim oranının etkisi görülmektedir. Reynolds sayısı 4000'de %4 hacim oranına sahip CuO nanoakışkanın ortalama Nusselt sayısındaki artış %12,5'dir. Reynolds sayısı 20000'de ortalama Nusselt sayısındaki artış ise %14'dir.



Şekil 4.19. Ortalama Nusselt sayısına CuO nano partikül hacim oranının etkisi

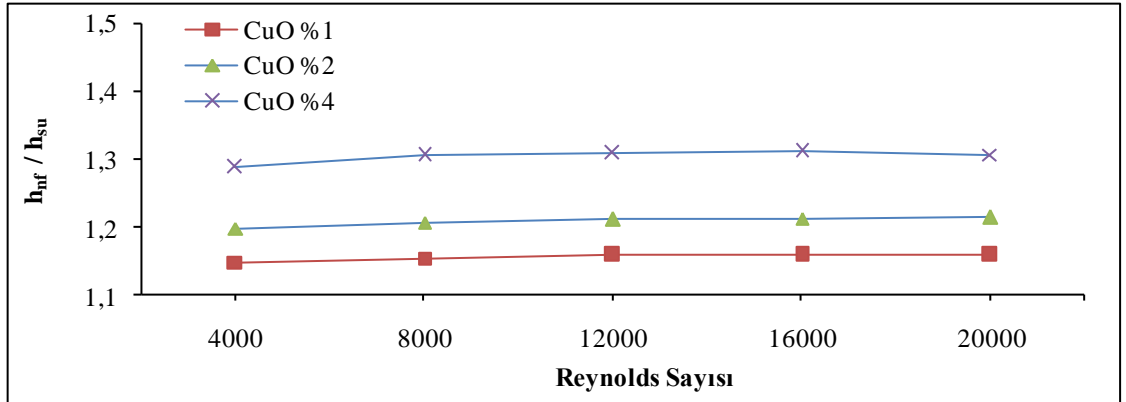
Şekil 4.20'de Çizelge 3.5'de verilen termofiziksel özelliklere göre  $Al_2O_3$  nanoakışkanı için mixture model ile hesaplanan ortalama Nusselt sayısına nano partikül hacim oranının etkisi görülmektedir. Reynolds sayısı 4000'de %4 hacim oranına sahip  $Al_2O_3$  nanoakışkanın ortalama Nusselt sayısındaki artış %8,8'dir. Reynolds sayısı 20000'de ortalama Nusselt sayısındaki artış ise %9,9'dir.



Şekil 4.20. Ortalama Nusselt sayısına  $Al_2O_3$  nano partikül hacim oranının etkisi

#### 4.4.2. Nanopartikül hacim oranının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi

Şekil 4.21’de Çizelge 3.5’de verilen termofiziksel özelliklere göre CuO nanoakışkanı için mixture model ile hesaplanan ortalama ısı transfer katsayısına nano partikül hacim oranının etkisi görülmektedir. Reynolds sayısı 4000’de %4 hacim oranına sahip CuO nanoakışkanı için ortalama ısı transfer katsayısındaki artış %28,8’dir. Reynolds sayısı 20000’de ısı transfer katsayısındaki artış ise %30,7’dir.

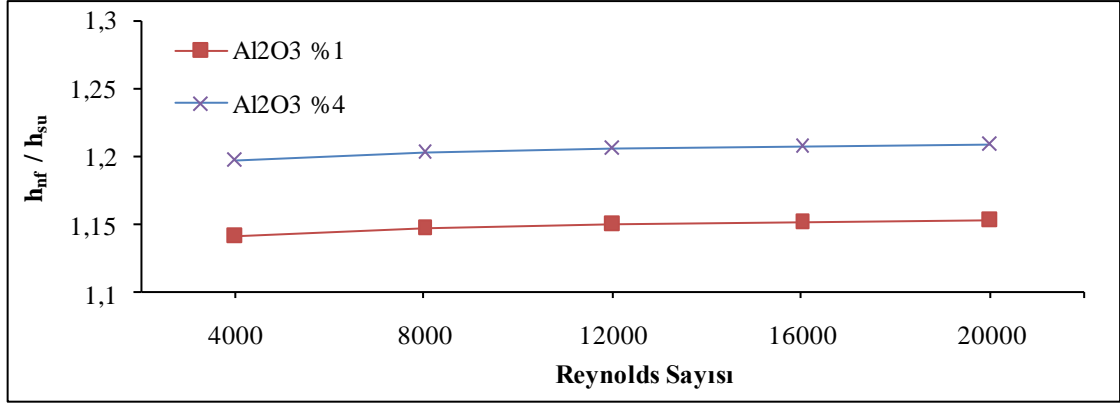


Şekil 4.21. Isı transfer katsayısına CuO nanopartikül hacim oranının etkisi

Şekil 4.22’de Çizelge 3.5’de verilen termofiziksel özelliklere göre  $Al_2O_3$  nanoakışkanı için mixture model ile hesaplanan ortalama ısı transfer katsayısına nano partikül hacim oranının etkisi görülmektedir. Reynolds sayısı 4000’deki %4 hacim oranına sahip

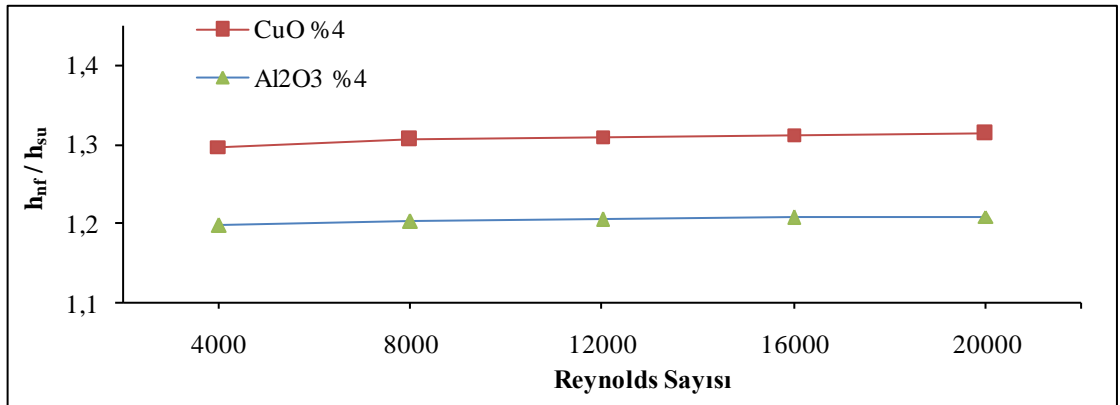


$\text{Al}_2\text{O}_3$  nanoakışkanı için ısı transfer katsayısındaki artış %19,7'dir. Reynolds sayısı 20000 de ısı transfer katsayısındaki artış ise %20,8'dir.



**Şekil 4.22.** Isı transfer katsayısına  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanopartikül hacim oranının etkisi

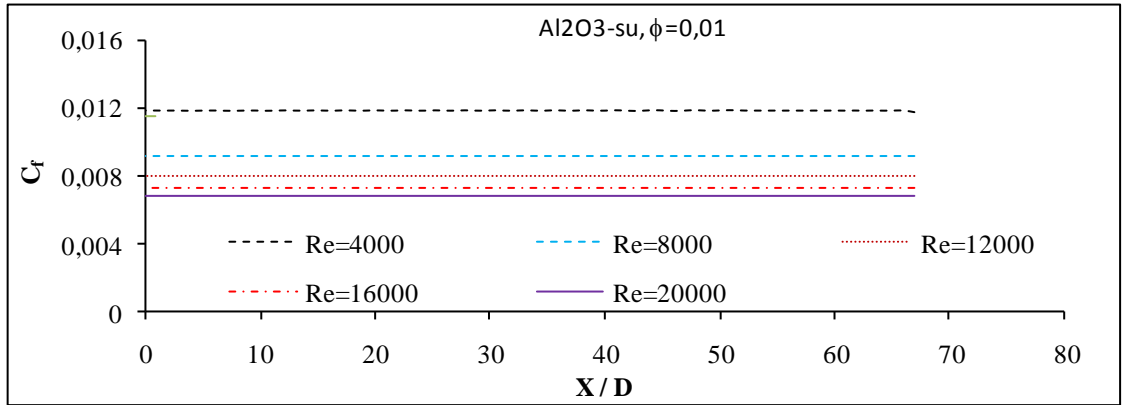
Şekil 4.23'de Çizelge 3.5'de verilen termofiziksel özelliklere göre mixture model ile hesaplanan %4 hacim oranına sahip nanoakışkanların ortalama ısı transfer katsayısı karşılaştırılmıştır. CuO nanoakışkanı  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanoakışkanından daha fazla ortalama ısı transfer katsayısına sahiptir. Bunun sebebi CuO nanoakışkanın Prandtl sayısının daha yüksek olmasıdır.



**Şekil 4.23.** Nanoakışkanların ısı transfer katsayısı karşılaştırması

#### 4.4.3. Yerel sürtünme katsayısının Reynolds sayısına etkisi

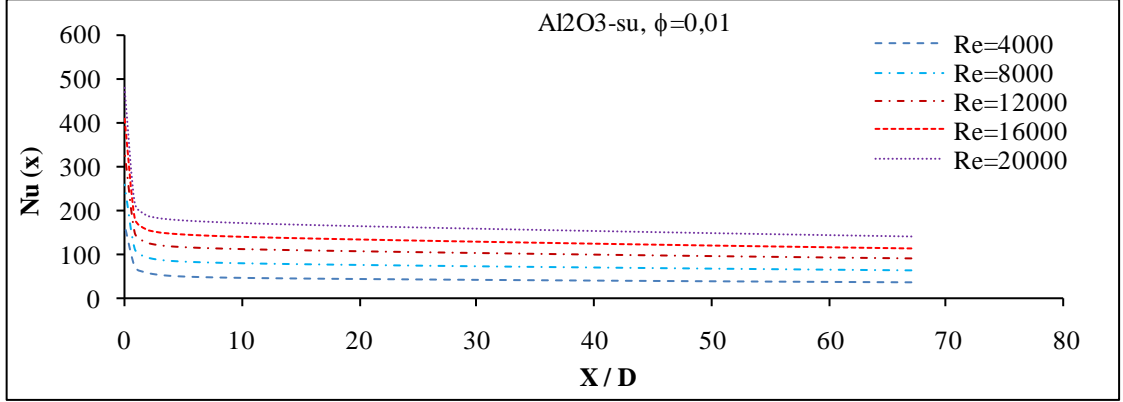
Şekil 4.24’de yerel sürtünme katsayısının aksenal değişiminin Reynolds sayısına etkisi görülmektedir. %1 hacim oranına sahip  $Al_2O_3$  nanoakışkanı için hesaplanan sürtünme katsayısı Reynolds sayısının artması ile düşmektedir. Aynı davranış CuO nanoakışkanı içinde görülmüştür.



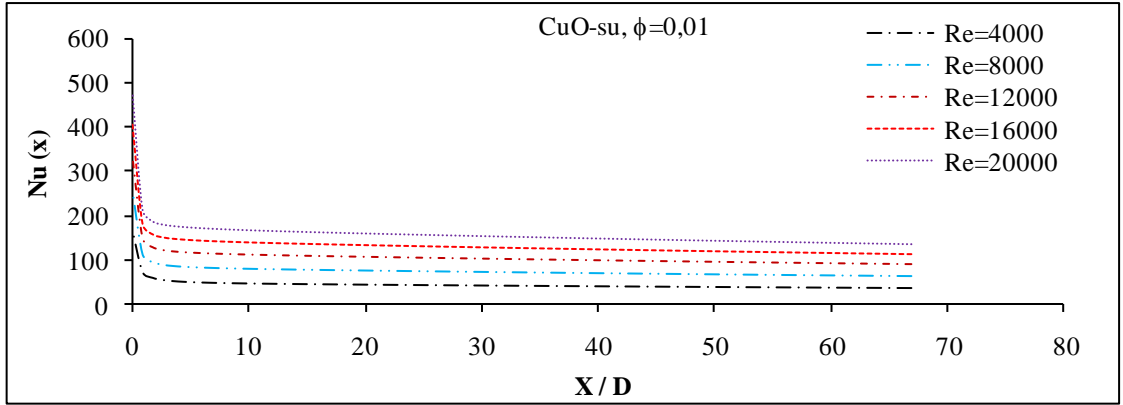
Şekil 4.24. Yerel sürtünme katsayısının Reynolds sayısı üzerindeki etkisi

#### 4.4.4. Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre aksenal değişimi

Şekil 4.25 ve Şekil 4.26’de yerel Nusselt sayısının boru boyunca değişiminin Reynolds sayısına etkisi görülmektedir. Tam gelişmiş bölgede cidar sıcaklığı ile akışkan sıcaklığı arasındaki fark Reynolds sayısı yükseldikçe paralel bir düşüş olduğundan yerel Nusselt sayısının boru boyunca değişimi paralel olarak büyümüştür.



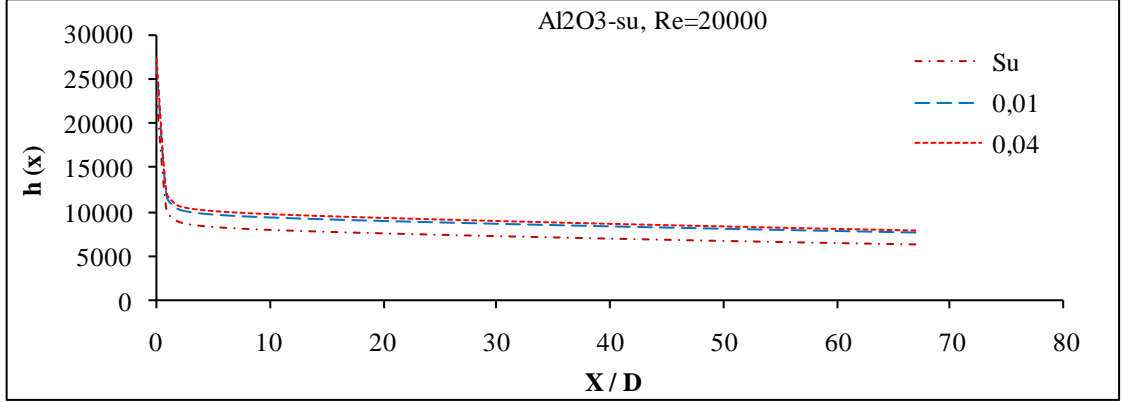
Şekil 4.25. Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre aksel değişimi



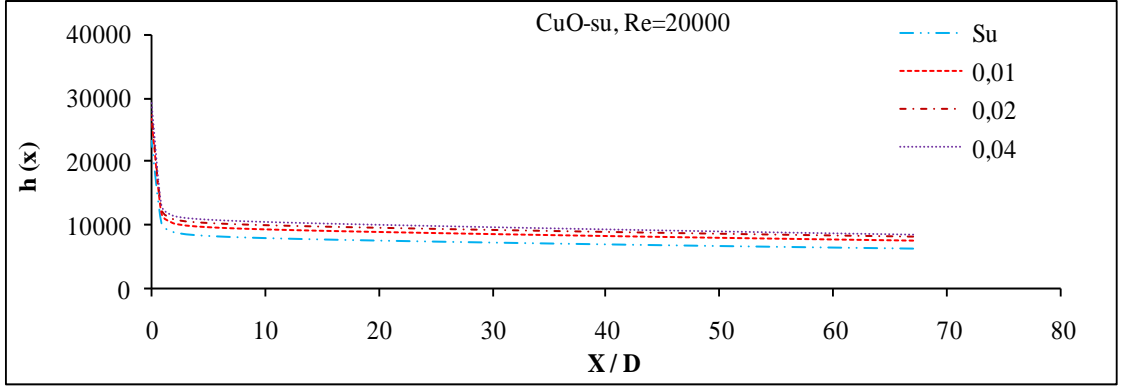
Şekil 4.26. Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre aksel değişimi

#### 4.4.5. Yerel ısı transfer katsayısının aksel değişimi

Şekil 4.27 ve Şekil 4.28 boru boyunca yerel ısı transfer katsayısındaki değişim görülmektedir. Değişimin literatürdeki çalışmalarla uyum içinde olduğu bulunmuştur (Demir *et al.* 2011). Nanopartikülden dolayı ısı transfer katsayısındaki artış bu şekillerden anlaşılmaktadır. Ayrıca bu şekillerde borunun giriş bölgesinde yerel ısı transfer katsayısının yüksek eğimi görülebilmektedir.



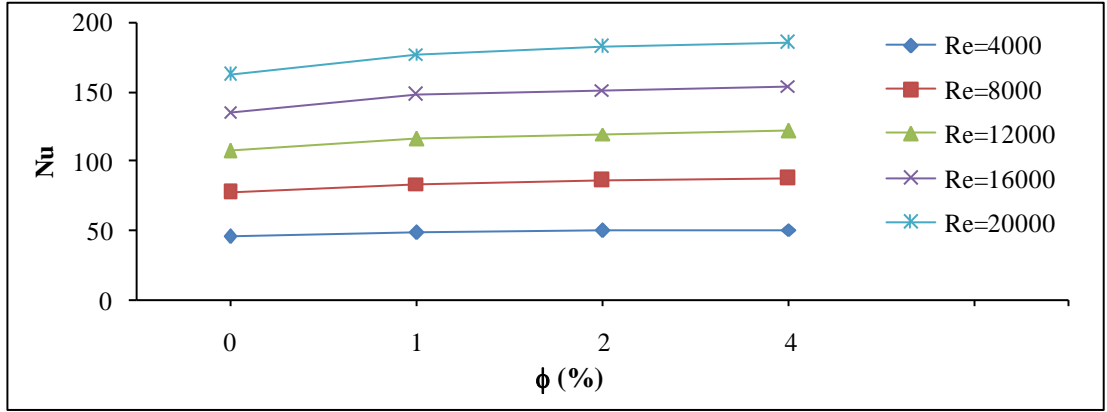
Şekil 4.27. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>- su nanoakışkanın yerel ısı transfer katsayısı değişimi



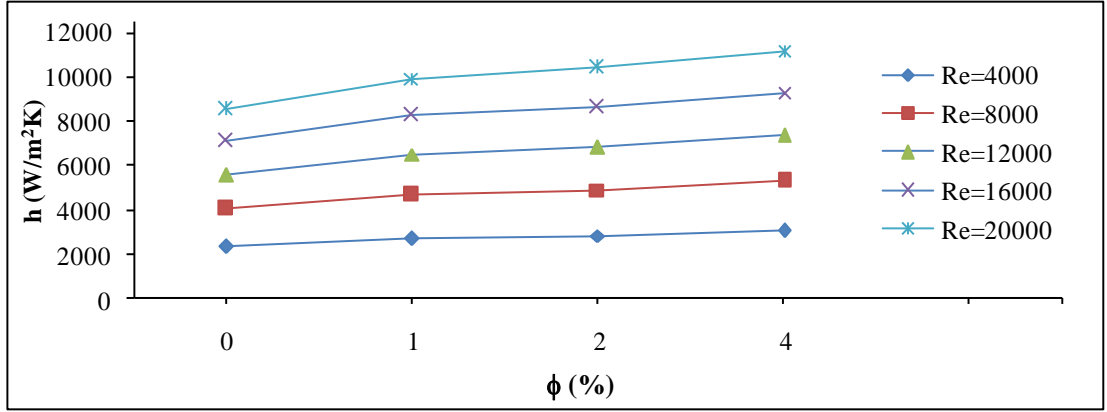
Şekil 4.28. CuO-su nanoakışkanın yerel ısı transfer katsayısı değişimi

#### 4.4.6. Reynolds sayısı üzerinde nanopartikül hacim oranının etkisi

Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'de ortalama Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısı üzerinde partikül konsantrasyonunun etkisi açıkça görülebilmektedir. Bu şekillerde Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısı nanopartikül konsantrasyonu ve Reynolds sayısı artmasıyla artmaktadır. Bunun sebebi partikül konsantrasyonunun etkisi olduğu anlaşılmaktadır. Nanoakışkanların temel akışkana göre daha fazla ısı transfer katsayılarına sahip olduğunu açıkça görülmektedir. Reynolds sayısı 20000 için %4 hacim oranına sahip CuO-su nanoakışkanın ortalama ısı transfer katsayısı %30,7 artmıştır.

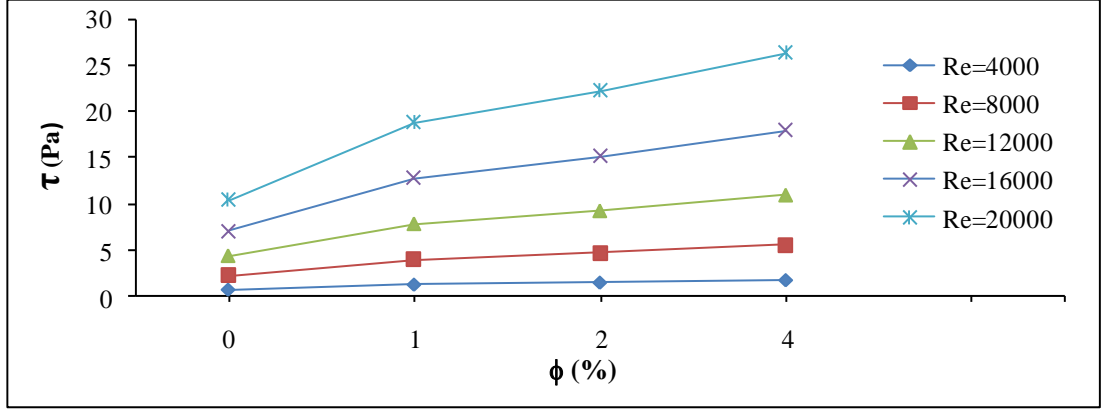


Şekil 4.29. CuO için ortalama Nusselt sayısı üzerinde Reynolds sayısının etkisi



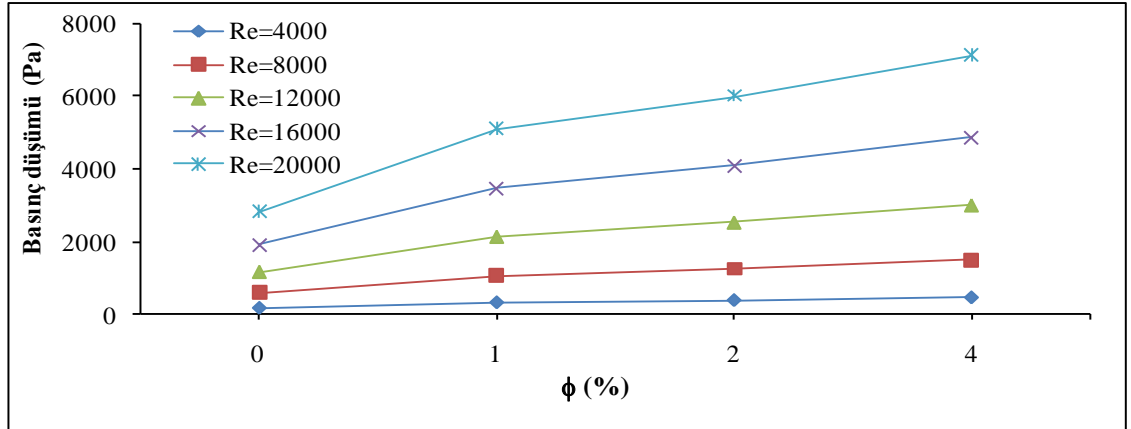
Şekil 4.30. CuO için ısı transfer katsayısı üzerinde Reynolds sayısının etkisi

Şekil 4.31'de nanoakışkanın hacim konsantrasyonu ve Reynolds sayısının artmasıyla ortalama cidar kayma gerilmesi arttığı görülmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında ortalama kayma gerilmesi önemli bir artışa sahiptir.



**Şekil 4.31.** CuO için ortalama kayma gerilmesi üzerinde Reynolds sayısının etkisi

Şekil 4.32’de CuO nanoakışkanı için basınç düşümü hesabı sunulmuştur. Tüm Reynolds sayılarında CuO-su nanoakışkanın basınç düşümü temel akışkan suya göre artmıştır. Nanopartikül hacim oranı arttıkça basınç düşümü artmaktadır.

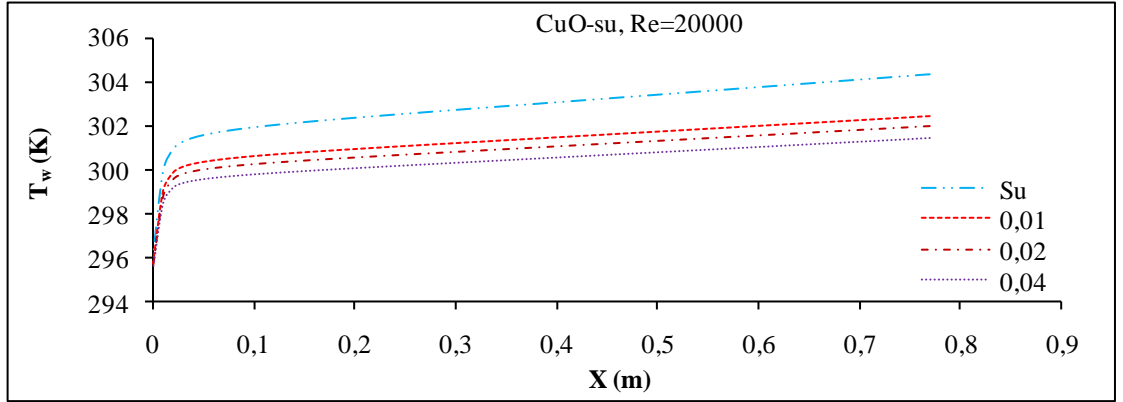


**Şekil 4.32.** CuO nanoakışkanı için basınç düşümüne Reynolds sayısının etkisi

$Al_2O_3$ -su nanoakışkanı için şekiller benzer şekildedir. Reynolds sayısı 20000’de %4 hacim oranına sahip  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanın ortalama ısı transfer katsayısı %20,8 artmıştır. Reynolds sayısı 20000’de %4 hacim oranına sahip  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanın basınç düşümü temel akışkan suya göre artmıştır.

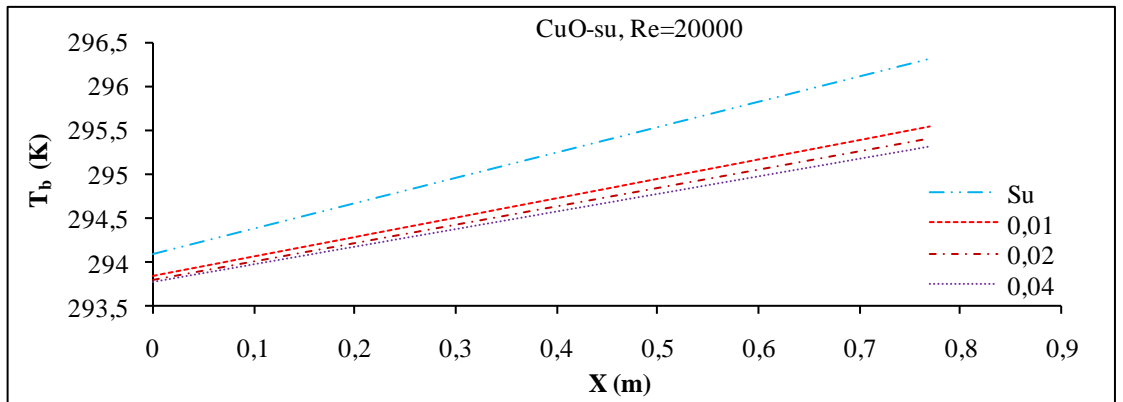
#### 4.4.7. Sıcaklık profili üzerinde nanopartikül hacim oranının etkisi

Şekil 4.33'de nanoakışkanın ısıtılan bölge için aksel cidar sıcaklık üzerinde hacim konsantrasyonunun etkisi sunulmuştur. Partiküllerin cidar sıcaklığı üzerindeki faydalı etkisi görülmektedir. Hacim konsantrasyonunun artmasıyla cidar sıcaklığı azalmaktadır.



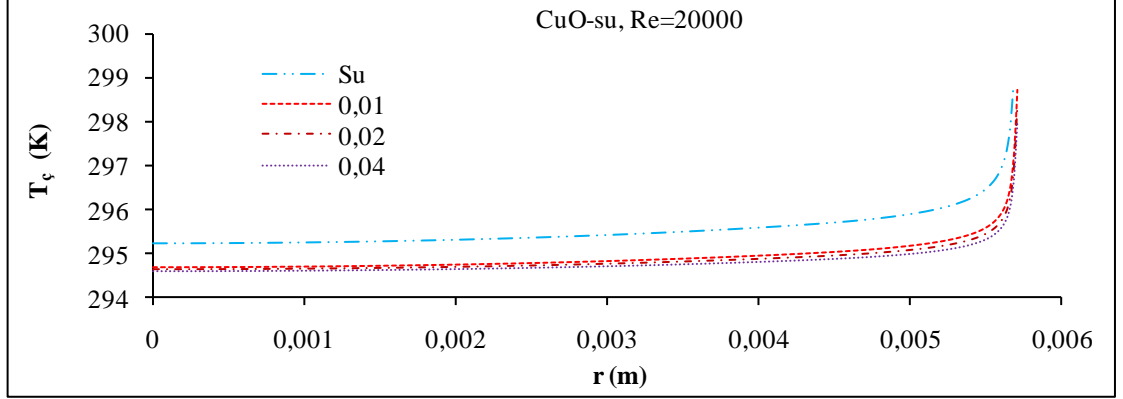
Şekil 4.33. CuO için aksel cidar sıcaklık üzerinde hacim oranının etkisi

Şekil 4.34'de CuO-su nanoakışkanın aksel akışkan sıcaklık üzerinde hacim konsantrasyonunun etkisi görülmektedir. Hacim konsantrasyonunun artmasıyla akışkan sıcaklığı azalmaktadır.



Şekil 4.34. CuO için aksel akışkan sıcaklık üzerinde hacim oranının etkisi

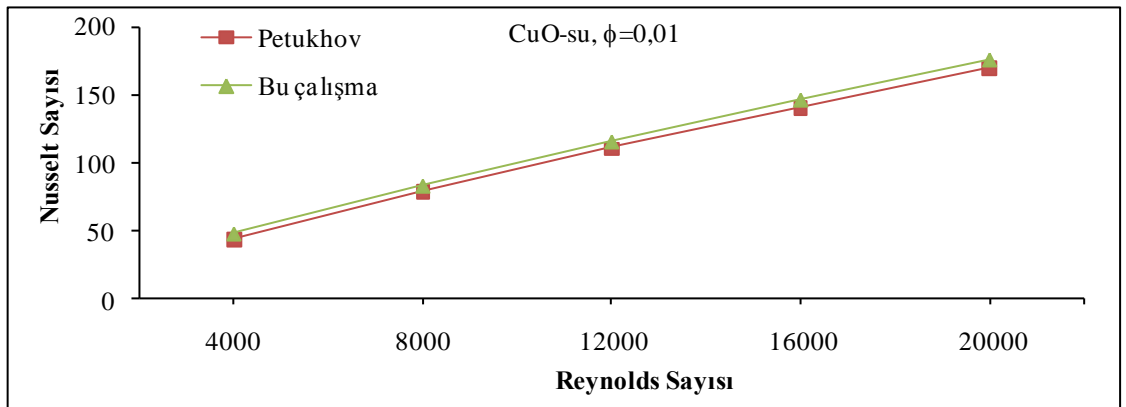
Şekil 4.35’de boru çıkışında sıcaklık profili üzerinde partikül hacim konsantrasyonunun etkisi görülmektedir. Partikül hacim konsantrasyonunun artmasıyla daha düzenli sıcaklık profili görülmektedir ( Bianco *et al.* 2011).



Şekil 4.35. CuO için boru çıkışında sıcaklık profili üzerinde hacim oranının etkisi

#### 4.4.8. Hesaplanan Nusselt sayılarının Petukhov korelasyonu ile karşılaştırılması

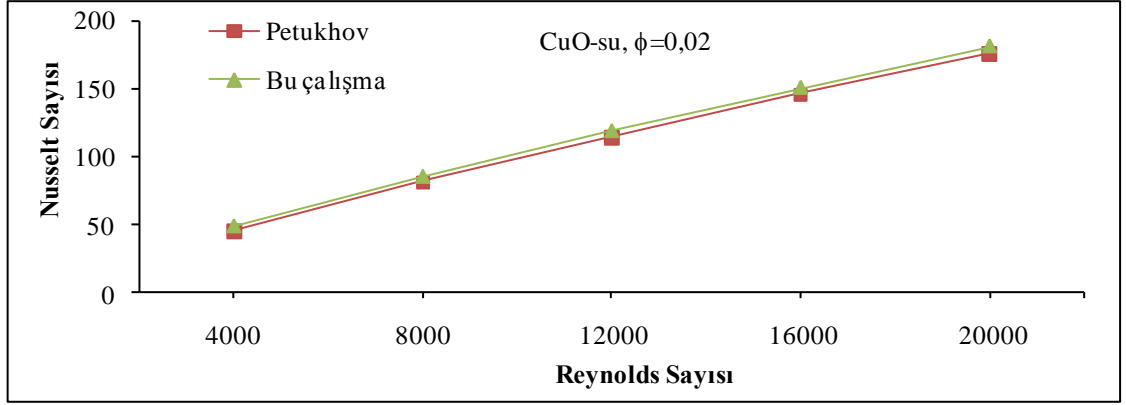
Şekil 4.36’de %1 nanopartikül hacim oranına sahip CuO-su nanoakışkanı için hesaplanan ortalama Nusselt sayısı, Petukhov korelasyonu ile karşılaştırılmıştır. Hesaplanan değerler ile Petukhov korelasyonu uyum içinde olduğu görülmektedir. Maksimum sapma miktarı %9,4 olmuştur.



Şekil 4.36. %1 CuO için Petukhov korelasyonu ile Nusselt sayısının karşılaştırılması

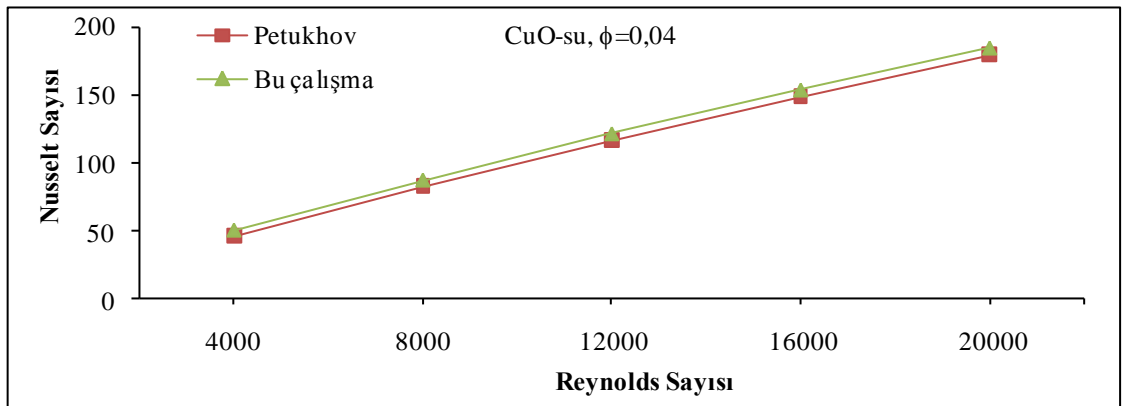


Şekil 4.37’de %2 nanopartikül hacim oranına sahip CuO-su nanoakışkanı için hesaplanan ortalama Nusselt sayısı, Petukhov korelasyonu ile karşılaştırılmıştır. Hesaplanan değerler ile Petukhov korelasyonu uyum içinde olduğu görülmektedir. Maksimum sapma miktarı %8,9 olmuştur.



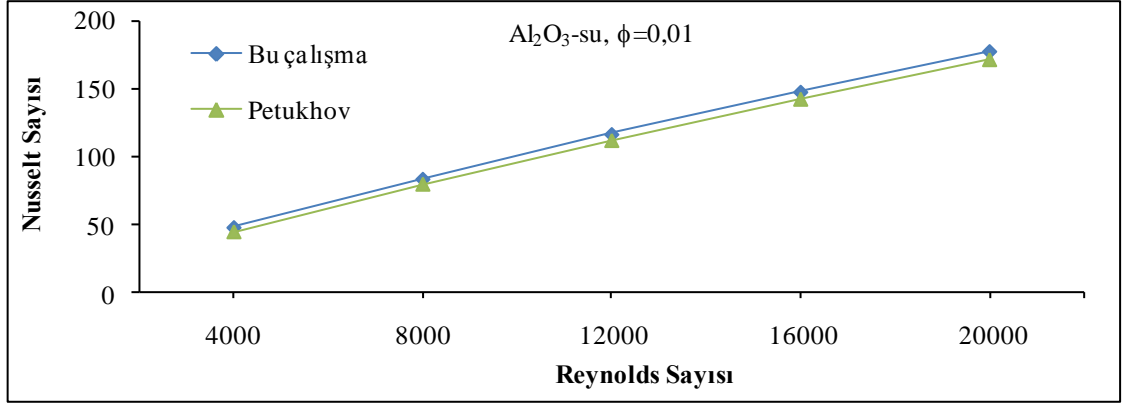
Şekil 4.37. %2 CuO için Petukhov korelasyonu ile Nusselt sayısının karşılaştırması

Şekil 4.38’de %4 nanopartikül hacim oranına sahip CuO-su nanoakışkanı için hesaplanan ortalama Nusselt sayısı, Petukhov korelasyonu ile karşılaştırılmıştır. Hesaplanan değerler ile Petukhov korelasyonu uyum içinde olduğu görülmektedir. Maksimum sapma miktarı %8,4 olmuştur.



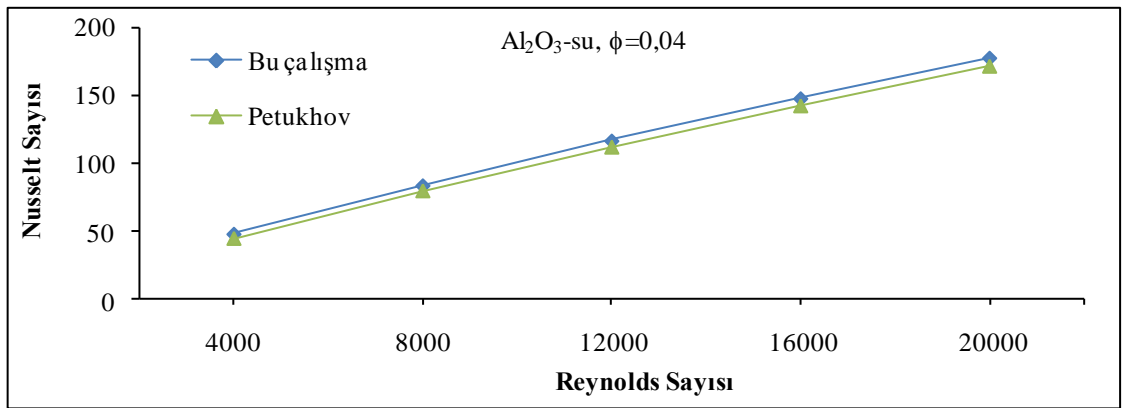
Şekil 4.38. %4 CuO için Petukhov korelasyonu ile Nusselt sayısının karşılaştırması

Şekil 4.39’de %1 nanopartikül hacim oranına sahip  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanı için hesaplanan ortalama Nusselt sayısı, Petukhov korelasyonu ile karşılaştırılmıştır. Hesaplanan değerler ile Petukhov korelasyonu uyum içinde olduğu görülmektedir. Maksimum sapma miktarı %9,3 olmuştur.



Şekil 4.39. %1  $\text{Al}_2\text{O}_3$  için Petukhov korelasyonu ile Nusselt sayısının karşılaştırması

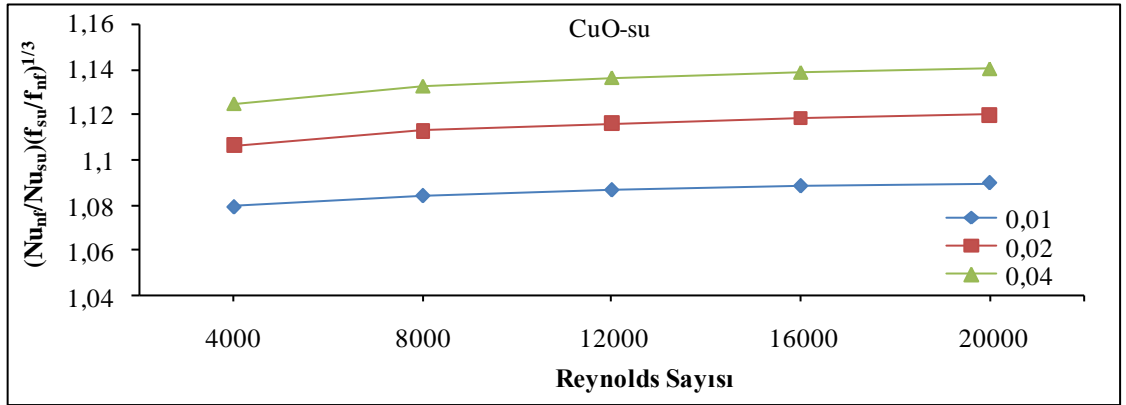
Şekil 4.40’de %4 nanopartikül hacim oranına sahip  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanı için hesaplanan ortalama Nusselt sayısı, Petukhov korelasyonu ile karşılaştırılmıştır. Hesaplanan değerler ile Petukhov korelasyonu uyum içinde olduğu görülmektedir. Maksimum sapma miktarı %9,1 olmuştur.



Şekil 4.40. %4  $\text{Al}_2\text{O}_3$  için Petukhov korelasyonu ile Nusselt sayısının karşılaştırması

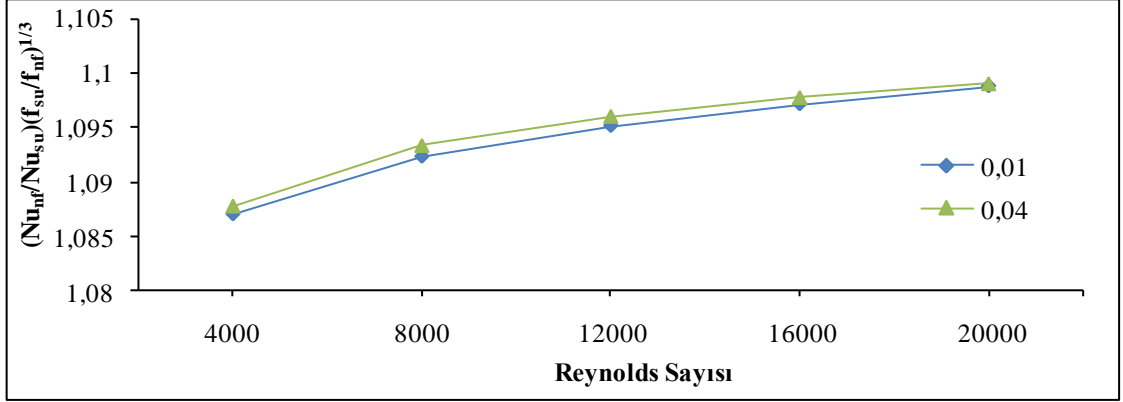
#### 4.4.9. Toplam ısı transferi iyileştirme oranı

Şekil 4.41’de farklı hacim oranlarındaki CuO-su nanoakışkanı için Reynolds sayısına göre ısı transfer iyileştirmesi görülmektedir. Isı transfer iyileştirmesi çalışmalarında, toplam sürtünme faktörü ve ısı transfer etkisini değerlendirmek önemlidir. Isı transfer iyileştirme oranı 1’den büyük olduğu durumlarda ısı transfer kazancı meydana gelmektedir. CuO-su nanoakışkanı için bütün hacim oranları ve Reynolds sayıları için ısı transfer iyileşmesi gerçekleşmektedir. En fazla ısı transfer iyileşmesi %4 hacim oranına sahip CuO-su nanoakışkanı için Reynolds sayısı 20000’de meydana gelmektedir.



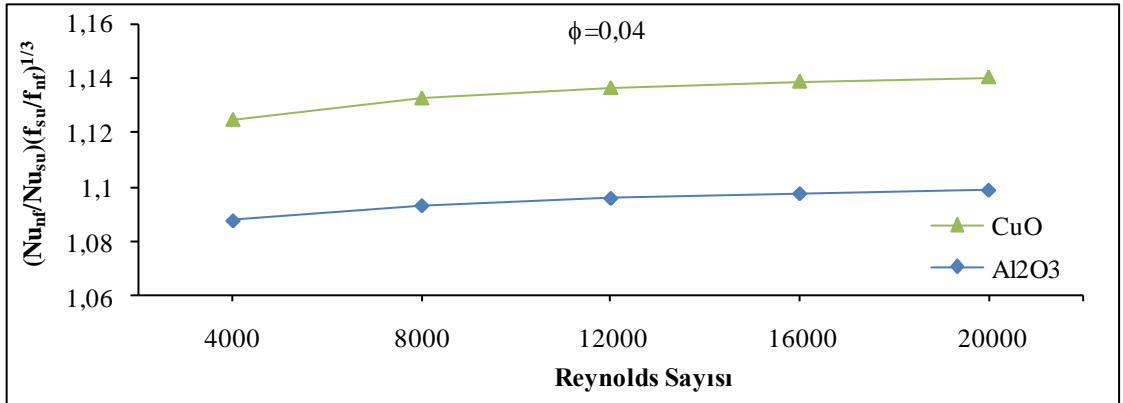
**Şekil 4.41.** Farklı hacim oranlarındaki CuO-su için Reynolds sayısına göre ısı transfer iyileştirmesi

Şekil 4.42’de farklı hacim oranlarındaki Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su için Reynolds sayısına göre ısı transfer iyileştirmesi görülmektedir. Bütün hacim oranları ve Reynolds sayıları için ısı transfer iyileştirme oranı 1’den büyük olduğundan Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanı için ısı transfer iyileşmesi gerçekleşmektedir. En fazla ısı transfer iyileşmesi %4 hacim oranına sahip Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanı için Reynolds sayısı 20000’de meydana gelmektedir.



**Şekil 4.42.** Farklı hacim oranlarındaki Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su için Reynolds sayısına göre ısı transfer iyileştirmesi

Şekil 4.43'de %4 hacim oranına sahip nanoakışkanlar için Reynolds sayısına göre ısı transfer iyileştirme karşılaştırması görülmektedir. CuO-su nanoakışkanındaki ısı transfer iyileştirmesi Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanına göre daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun en büyük sebebi CuO-su nanoakışkanın viskozitesi, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanına göre daha fazla olmasıdır.



**Şekil 4.43.** %4 hacim oranına sahip nanoakışkanlar için Reynolds sayısına göre ısı transfer iyileştirme karşılaştırması

## 5. SONUÇ

### 5.1. Sonuçlar

Sayısal hesaplamaların sonuçları deneysel ve teorik sonuçlar ile uyum içinde olduğu görülmüştür. Simulasyon için tek faz ve iki faz mixture modelleri kullanılmıştır. Nanoakışkanların efektif ısı iletkenlik katsayıları ve efektif viskozite denklemleri deneysel verilerden elde edilmiştir. Nanoakışkan viskozite denklemleri her hacim konsantrasyonu için sıcaklığa, nanoakışkan ısı iletkenlik katsayısı ise partikül hacim konsantrasyonuna bağlıdır.

Çözümler türbülanslı zorlanmış taşınımında farklı hacimsel oranlar ( %1, %2, %4) için yapılmıştır. Reynolds sayısı 4000-20000 arasında değişmektedir. Sayısal çözüm sonucunda taşınım ile ısı transfer bütün hacimsel oranlarda temel akışkan suya göre daha büyük olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca artan nanoakışkan hacim oranı ile nanoakışkanların basınç düşümü değerleri artmıştır. Bu artışların en önemli sebebi CuO nanoakışkan viskozite değerlerinin yüksek olmasıdır.

Yapılan bu çalışmanın sonucunda şu sonuçlar elde edilmiştir:

- 1) Sayısal çözüm sonuçlarında Reynolds sayısı 4000'deki %4 hacim oranına sahip CuO nanoakışkanın ortalama Nusselt sayısındaki artış %12,5 ve Reynolds sayısı 20000'deki %4 hacim oranına sahip CuO nanoakışkanın ortalama Nusselt sayısındaki artış %14 olarak tespit edilmiştir.
- 2) Reynolds sayısı 4000'deki %4 hacim oranına sahip Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkanın ortalama Nusselt sayısındaki artış %8,8 ve Reynolds sayısı 20000'deki %4 hacim oranına sahip Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkanın ortalama Nusselt sayısındaki artış ise %9,9'dir.

- 3) Reynolds sayısı 4000'deki %4 hacim oranına sahip CuO nanoakışkanın ortalama ısı transfer katsayısındaki artış %28,8 ve Reynolds sayısı 20000'deki %4 hacim oranına sahip CuO nanoakışkanın ortalama ısı transfer katsayısındaki artış %30,7'dir.
- 4) Reynolds sayısı 4000'deki %4 hacim oranına sahip Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkanın ortalama ısı transfer katsayısındaki artış %19,7 ve Reynolds sayısı 20000'deki %4 hacim oranına sahip Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoakışkanın artış %20,8'dir.
- 5) Tek faz modeli ile hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerleri iki faz mixture modeli ile hesaplanan ortalama Nusselt sayısı değerlerinden daha fazla olduğu tespit edilmiştir.
- 6) Artan nanoakışkanların hacim konsantrasyonu ile nanoakışkanların ısı transfer katsayısı artmıştır. Bunun en önemli sebebi nanoakışkanların viskozite değerlerinin yüksek olmasıdır.
- 7) Sayısal hesaplamaların sonuçları deneysel ve teorik sonuçlar ile uyum içinde olduğu görülmüştür.
- 8) Nanoakışkanın hacim konsantrasyonunun artmasıyla ortalama cidar sıcaklığı ve nanoakışkanın ortalama sıcaklığı azalmaktadır. Partikül hacim konsantrasyonunun artmasıyla daha düzenli sıcaklık profili görülmüştür.
- 9) Nanoakışkanların hacim konsantrasyonundaki artışına bağlı olarak basınç düşümü değerleri artmaktadır. Bundan dolayı yüksek nano partikül hacim oranlarına sahip nanoakışkanlar tercih edilmemelidir.
- 10) Tek faz model cidar sıcaklığını ve ortalama akışkan sıcaklığını mixture modele göre daha düşük hesapladığı görülmüştür.

## 5.2. Öneriler

- a) Sistem üç boyutlu olarak çözülebilir.
- b) Farklı özelliklerdeki akışkanlar için çözüm yapılabilir.
- c) Kararsız durum için sistem modellenilebilir.
- d) Farklı modeller kullanılarak çözüm yapılabilir.
- e) Sistem farklı ısı akılarında çözülebilir.

**KAYNAKLAR**

- Abu-Nada E., H. F. Oztop, 2007. Effects of inclination angle on natural convection in enclosures filled with Cu–water nanofluid, *International Journal of Heat and Fluid Flow*.
- Akbarinia A., Behzadmehr A., 2007. Numerical study of laminar mixed convection of a nanofluid in horizontal curved tubes, *Applied Thermal Engineering*, volume: 27, pp: 1327–1337.
- Akbarinia A., Laur R., 2009. Investigating the diameter of solid particles effects on a laminar nanofluid flow in a curved tube using a two phase approach, *International Journal of Heat and Fluid Flow*.
- Akbari M., Behzadmehr A., Shahraki F., 2008. Fully developed mixed convection in horizontal and inclined tubes with uniform heat flux using nanofluid, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, volume: 29, pp: 545–556.
- Akbari M., Galanis N. , Behzadmehr A., 2011. Comparative analysis of single and two-phase models for CFD studies of nanofluid heat transfer, *International Journal of Thermal Sciences*, volume: 50, pp: 1343-1354.
- Allahyari Sh., Behzadmehr A., Sarvari S.M. H., 2011. Conjugate heat transfer of laminar mixed convection of a nanofluid through a horizontal tube with circumferentially non-uniform heating, *International Journal of Thermal Sciences*, volume: 50, pp: 1963-1972.
- Altınışik, K., 2003. Uygulamalarla Isı Transferi. Selçuk Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü. Sayfa 331–368, Konya.
- Anoop K.B., Sundararajan T., Das S. K., 2009. Effect of particle size on the convective heat transfer in nanofluid in the developing region, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume:52, pp: 2189–2195.
- Assael M.J., Chen C.F. , Metaxa I.N. , Wakeham W.A., 2004. Thermal conductivity of suspensions of carbon nanotubes in water, *International Journal of Thermophysics*, volume: 25, pp: 971–985.
- Bayat J., Nikseresht A. H., 2012. Thermal performance and pressure drop analysis of nanofluids in turbulent forced convective flows, *International Journal of Thermal Sciences* 1-8.
- Bedir Ö., 2007. Sabit ısı akıllı yatay bir boruda türbülanslı akışın sayısal incelenmesi. Yüksek lisans tezi, Atatürk Ün. Mühendislik Fakültesi, Erzurum.
- Behzadmehr A., Saffar-Avval M., Galanis N., 2006. Prediction of turbulent forced convection of a nanofluid in a tube with uniform heat flux using a two phase approach, volume:28, pp: 211–219.
- Bergles A.E., 1998. The Imperative to Enhance Heat Transfer. Proceeding of the NATO Advanced Study on Heat transfer Enhancement of Heat Exchangers, Cemse-İzmir, Turkey, May-June 5,. Klawer Academic Publishers, Printed in Netherlands, pp. 13-29.
- Bianco V., Chiacchio F., Manca O. , Nardini S., 2009. Numerical investigation of nanofluids forced convection in circular tubes, *Applied Thermal Engineering*, volume:29, pp: 3632–36.
- Bianco V., Manca O., Nardini S., 2011. Numerical investigation on nanofluids turbulent convection heat transfer inside a circular tube, *International Journal of Thermal Sciences*, volume:50, pp: 341-349.



- Blasiuss, H., 1908. Grenzsichten in Flussig Keiten mit Kleiner Reibung, 2. Math. Phys., Vol. 56, PP.1-37.
- Boelter, L.M.K., Matineli, R.C., and Jonassen, F., 1941. Remarks on the Analogy Between Heat Transfer and Momentum Transfer. Trans. ASME, Vol.63, 447-456.
- Buongiorno J., 2006. Convective transport in nanofluids, Journal of Heat Transfer, volume: 128, pp: 240–250.
- Chien R., Chuang J., 2007. Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids, International Journal of Thermal Sciences, volume: 46, pp: 57–66.
- Chein R. , Huang G., 2005. Analysis of microchannel heat sink performance using nanofluids, Applied Thermal Engineering , volume: 25 (17-18), pp:3104–3114.
- Chien H.-T. , Tsai C.-I. , Chen P.-H. , Chen P.-Y., 2003. Improvement on thermal performance of a disk-shaped miniature heat pipe with nanofluid, in: ICEPT, Fifth International Conference on Electronic Packaging Technology, Proceedings (IEEE Cat. No.03EX750), IEEE, Shanghai, China, p. 389
- Choi S.U.S. , Zhang Z.G. , Yu W. , Lockwood F.E. , Grulke E.A., 2001. Anomalous thermal conductivity enhancement in nano-tube suspensions, Applied Physics Letters , volume: 79, pp: 2252-2254
- Choi E.S. , Brooks J.S. , Eaton D.L. , Al-Haik M.S. , Hussaini M.Y. , Garmestani H. , Li D. , Dahmen K., 2003. Enhancement of thermal and electrical properties of carbon nanotube polymer composites by magnetic field processing, Journal of Applied Physics. volume: 94 (9), pp: 6034–6039.
- Chowa, W.K. and Li, J., 2005. Numerical simulations on thermal plumes with k–e types of turbulence models. Building and Environment, volume: 42 (1), pp: 2819–2828.
- Crowe, C., Sommerfield M. and Tsuji Y., 1998. Multiphase Flows with Droplets and Particles. CRC Press.
- Das S.K., Putra N., Thiesen P., Roetzel W., 2003. Temperature dependence of thermal conductivity enhancement for nanofluids, Journal of Heat Transfer 125 567–574.
- Duangthongsuk W., Wongwises S., 2012. A dispersion model for predicting the heat transfer performance of TiO<sub>2</sub>–water nanofluids under a laminar flow regime. International Journal of Heat and Mass Transfer, volume: 55, pp: 3138–3146.
- Deissler, R.G., 1955. Turbulent Heat Transfer and Friction in the Entrance Regions of Smooth Passages, Trans. ASME, Vol.77, P.1221.
- Demir H., Dalkilic A.S., Kürekci N.A., Duangthongsuk W., Wongwises S., 2011. Numerical investigation on the single phase forced convection heat transfer characteristics of TiO<sub>2</sub> nanofluids in a double-tube counter flow heat exchanger, International Communications in Heat and Mass Transfer, volume:38, pp: 218–228.
- Ding Y. , Alias H. , Wen D. , Williams R.A., 2005. Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids), International Journal of Heat and Mass Transfer, volume: 49 (1–2), pp: 240–250.
- Dittus, F. W., and Boelter, L.M.K., 1930. Univ. Calif. (Berkeley) Pub. Eng., Vol.2, P.443.
- Eastman J.A. , Choi S.U.S. , Li S. , Yu W. , Thompson L.J. , 2001. Anomalous increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles, Applied Physics Letters, volume:78 (6), pp: 718–720.

- Ebrahimnia-Bajestan E., Niazmand H., Duangthongsuk W., Wongwises S., 2011. Numerical investigation of effective parameters in convective heat transfer of nanofluids flowing under a laminar flow regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011) 4376–4388.
- Fard M. H., Esfahany M. N. , Talaie M.R., 2010. Numerical study of convective heat transfer of nanofluids in a circular tube two-phase model versus single-phase model, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume: 37, pp: 91–97.
- Fluent 6.3, 2006. User guide, Fluent Inc., Lebanon, New Hampshire.
- Fluent, 2002. Fluent v6.0 Introductory FLUENT Notes.
- Ghaffari O., Behzadmehr A., Ajam H., 2010. Turbulent mixed convection of a nanofluid in a horizontal curved tube using a two-phase approach, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume: 37, pp: 1551–1558.
- Gedik G., 2009. Nanoakışkanların ısı transferi ve basınç düşüşünün belirlenmesi. Doktora tezi, Atatürk Ün. Mühendislik Fakültesi, Erzurum.
- Gherasim I, Roy G., Nguyen C. T., Vo-Ngoc D., 2011. Heat transfer enhancement and pumping power in confined radial flows using nanoparticle suspensions (nanofluids), *International Journal of Thermal Sciences*, volume: 50, pp: 369-377.
- Hamilton R.L., Crosser O.K., 1962. Thermal conductivity of heterogeneous twocomponent system, I and EC Fundamentals, volume: 1, pp: 187–191.
- Hadad K., Rahimian A., Nematollahi M.R., 2013. Numerical study of single and two-phase models of water/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid turbulent forced convection flow in VVER-1000 nuclear reactor, *Annals of Nuclear Energy*, 60; 287–294.
- He Y., Men Y., Zhao Y., Lu H., Ding Y., 2009. Numerical investigation into the convective heat transfer of TiO<sub>2</sub> nanofluids flowing through a straight tube under the laminar flow conditions, *Applied Thermal Engineering*, volume: 29, pp: 1965–1972.
- Heris S. , Etemad S., Esfahany G., 2006. M. Experimental investigation of oxide nanofluids laminar flow convective heat transfer, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, volume: 33(4), pp: 529–535.
- Hoffman, E., 1937. Der Wärmeübergang Beider Strömung im Rohr, 2. Ges. Kalte-Ind. Vol.44, PP.99-107.
- Hwang K. S., Jang S. P., Choi S. U.S., 2008. Flow and convective heat transfer characteristics of water-based Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluids in fully developed laminar flow regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, In Press, Corrected Proof.
- Incropera F.P., 2000. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayınları, İstanbul,.
- Izadi M., Behzadmehr A., Jalali-Vahida D., 2009. Numerical study of developing laminar forced convection of a nanofluid in an annulus, *International Journal of Thermal Sciences*, pp: 1–11,.
- Jayatilleke, C., 1969. The Inuence of Prandtl Number and Surface Roughness on the Resistance of the Laminar Sublayer to Momentum and Heat Transfer. *Prog. Heat Mass Transfer*, 1:193-321.
- Kamyar A., Saidur R., Hasanuzzaman M., 2011. Application of Computational Fluid Dynamics (CFD) for nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume: 55, pp: 4104–4115.

- Khaled A.-R.A., Vafai K., 2005. Heat transfer enhancement through control of thermal dispersion effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume: 48, pp: 2172–2185.
- Kondaraju S., Jin E.K., Lee J. S., 2010. Direct numerical simulation of thermal conductivity of nanofluids: The effect of temperature two-way coupling and coagulation of particles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume:53, pp: 862–869.
- Koo J., Kleinstreuer C., 2005. Laminar nanofluid flow in microheat-sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume: 48, pp: 2652–2661.
- Kulkarni D.P., Das D.K., Chukwa G., 2006. Temperature dependent rheological of copper oxide nanoparticles suspension(nanofluid), *J. Nanosci. Nanotechhnol.* 6, pp: 1150–1154.
- Lauder B.E., Spalding D.B., 1972. *Mathematical Models of Turbulence*, Academic Press, New York.
- Lee S., Choi S.U.S., Li S., Eastman J.A., 1999. Measuring Termal Conductivity of Fluids Containing Oxide Nanoparticles, *ASME J Heat Transfer* 121, pp.280-289.
- Lelea D.,2011. The performance evaluation of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluid flow and heat transfer in microchannel heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, volume:, pp: 54 3891–3899.
- Lotfi R., Saboohi Y., Rashidi A.M., 2010. Numerical study of forced convective heat transfer of Nanofluids: Comparison of different approaches, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37, pp. 74–78.
- Maiga S. E. B. , Nguyen C.T. , Galanis N. , Roy G., 2004. Heat transfer behaviours of nanofluids in a uniformly heated tube, *Superlattices and Microstructures*, 35(3-6), 543–557
- Maiga S.B., Palm S.J., Nguyen C.T., Roy G., Galanis N., 2005. Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 26; 530–546.
- Manca O., Nardini S., Ricci D., 2012. A numerical study of nanofluid forced convection in ribbed channels. *Applied Thermal Engineering* 37 (2012) 280e-292.
- Mansoori, Z., Saffar-Avval, M., Basirat Tabrizi, H., Ahmadi, G., 2002. Modeling of heat transfer in turbulent gas–solid flow. *Int. J. Heat Mass Transfer* 45, 1173–1184.
- Mansour R. B. , Galanis N. , Nguyen C.T., 2007. Effect of uncertainties in physical properties on forced convection heat transfer with nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, 27(1); 240-249
- Mirmasoumi S., Behzadmehr A., 2008. Effect of nanoparticles mean diameter on mixed convection heat transfer of a nanofluid in a horizontal tube, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29; 557–566.
- Mirmasoumi S., Behzadmehr A., 2007. Numerical study of laminar mixed convection of a nanofluid in a horizontal tube using two-phase mixture model, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 ; 717–727.
- Mintsa H.A., Roy G., Nguyen C.T., Doucet D., 2009. New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids. *Int. J. Thermal Sci.*, 48; 363-371.
- Moghari R. M., Akbarinia A., 2011. Shariat M., Talebi F., Laur R., Two phase mixed convection Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–water nanofluid flow in an annulus, *International Journal of Multiphase Flow*, 37; 585–595.

- Mokmeli A., Saffar-Avval M., 2010. Prediction of nanofluid convective heat transfer using the dispersion model, *International Journal of Thermal Sciences*, 49; 471–478.
- Moraveji M. K., Darabi M., Haddad S. M. H., Davarnejad R., 2011. Modeling of convective heat transfer of a nanofluid in the developing region of tube flow with computational fluid dynamics, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol:38 , pp:1291–1295.
- Murshed S.M.S., Leong K.C., Yang C., 2005. Enhanced thermal conductivity of TiO<sub>2</sub>-water based nanofluids, *International Journal of Thermal Sciences* 44 367–373.
- Namburu P. K., Das D. K., Tanguturi K. M., Vajjha R. S., 2008. Numerical study of turbulent flow and heat transfer characteristics of nanofluids considering variable properties, *Journal of Heat Transfer*, 48; 290–302.
- Nguyen C. T. , Roy G. , Gauthier C., 2007. Heat transfer enhancement using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid for an electronic liquid cooling system, *Nicolas Galanis Applied Thermal Engineering*, 27; 1501–1506.
- Nguyen C. T., Galanis N., Polidori G., Fohanno S., Popa C. V., Bechec A. L., 2009. An experimental study of a confined and submerged impinging jet heat transfer using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluid, *International Journal of Thermal Sciences*, 48 401–411.
- Pak B., Cho Y., 1998. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer*, 11 (2); 151–170.
- Palm S.J. , Roy G. , Nguyen C. T., 2006. Heat transfer enhancement with the use of nanofluids in radial flow cooling systems considering temperature-dependent properties *Applied Thermal Engineering*, 26(17-18); 2209-2218.
- Patankar S.V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- Pathipakka G., Sivashanmugam P., 2010. Heat transfer behaviour of nanofluids in a uniformly heated circular tube fitted with helical inserts in laminar flow, *Superlattices and Microstructures*, 47; 349\_360.
- Putra N., Roetzel W., Das S.K., 2003. Natural convection of nano-fluids, *Heat and Mass Transfer*, 39(8-9); 775–784.
- Roy G. , Nguyen C.T. , Lajoie P.-R., 2004. Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in a radial flow cooling system with the use of nanofluids, *Superlattices and Microstructures*, 35(3-6); 497–511.
- Rostamani M., Hosseinizadeh S.F., Gorji M., Khodadadi J.M., 2010. Numerical study of turbulent forced convection flow of nanofluids in a long horizontal duct considering variable properties, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37; 1426–1431.
- Santra A.K., Sen S., Chakraborty N., 2009. Study of heat transfer due to laminar flow of copper-water nanofluid through two isothermally heated parallel plates, *International Journal of Thermal Sciences*, 48; 391–400.
- Sajadi A.R., Kazemi M.H., 2011. Investigation of turbulent convective heat transfer and pressure drop of TiO<sub>2</sub>/water nanofluid in circular tube, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38; 1474–1478.
- Schultz-Grunow, F., 1940. Neues Widerstandsgesetz Für Glatte Platten, *Luftfahrtforschung*, Vol. 17, P.239.
- Shariat M., Akbarinia A., Nezhad A. H., Behzadmehr A., Laur R., 2011. Numerical study of two phase laminar mixed convection nanofluid in elliptic ducts, *Applied Thermal Engineering*, 1-12.

- Shih T.M., Numerical Heat Transfer, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1984.
- Trisaksri V. , Wongwiset S., 2007. Critical review of heat transfer characteristics of nanofluids, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 11(3); 512-523.
- Tsai C.Y., Chien H.T., Ding P.P., Chan B., Luh T.Y., Chen P.H., 2004. Effect of structural character of gold nanoparticles in nanofluid on heat pipe thermal performance, Material Letters 58 1461–1465, 2004.
- Van Driest, E.R., 1956. On the Turbulent Flow Near a Wall, J., *Aerosp. Sci.* Vol.23, PP.1007-1011.
- Von Karman, T., 1921. Über Laminaire und Turbulente Reibung, *Angew. Math. Mech.*, Vol.1, PP.233-252.
- Wang X.Q., Mujumdar A.S., 2007. Heat transfer characteristics of nanofluids: a review, *International Journal of Thermal Sciences*, 46; 1–19.
- Wang X., Xu X., Choi S.U.S., 1999. Thermal conductivity of nanoparticle–fluid mixture, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 13(4); 474–480.
- Wen D., Ding Y., 2004. Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (24) 5181.
- Whitaker, S., 1972. Forced Convection Heat Correlation for Flow in Pipes, Past Flat Plates, Single Cylinders, Single Spheres and for Flow in Packed Beds and Tube Bundles, *AIChE J.*, Vol.18, P.361.
- White F.M., 1991. *Viscous Fluid Flow*, McGraw Hill, New York.
- Xuan Y., Li Q. , 2000. Heat transfer enhancement of nanofluids, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21(1); 58–64.
- Xuan Y., Li Q., 2003. Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids, *Journal of Heat Transfer* ,125; 151–155.

## **ÖZGEÇMİŞ**

1978 yılında Malatya’da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Mersin’de, lise öğrenimini İstanbul’da tamamladı. 2000 yılında girdiği Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden 2004 yılında mezun oldu. Aynı yıl girdiği Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda 2007 yılında mezun oldu. 2007 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda doktora başladı.