

**EŞ EKSENLİ ÜÇ BORULU ISI  
DEĞİŞTİRİCİLERİNDE NANOAKIŞKAN  
KULLANIMININ SAYISAL OLARAK  
İNCELENMESİ**



**2018  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**KAAN SÜLEYMAN UZ**

**EŞ EKSENLE ÜÇ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE NANOAKIŞKAN  
KULLANIMININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**KAAN SÜLEYMAN UZ**

**Karabük Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında  
Yüksek Lisans Tezi  
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK  
Aralık 2018**

Kaan Süleyman UZ tarafından hazırlanan “EŞ EKSENLİ ÜÇ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE NANOAKIŞKAN KULLANIMININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Kamil ARSLAN  
Tez Danışmanı, Termodinamik Anabilim Dalı



Prof. Dr. Hüseyin KURT  
Tez Danışmanı, Termodinamik Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 06/12/2018

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU (AYBÜ)



Üye : Prof. Dr. Hüseyin KURT (NEÜ)



Üye : Doç. Dr. Kamil ARSLAN (KBÜ)



Üye : Doç. Dr. Engin GEDİK (KBÜ)



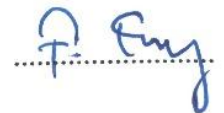
Üye : Dr. Öğr. Üyesi Ali CAN (KBÜ)



.../.../2018

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Filiz ERSÖZ  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdür V.





*“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”*

Kaan Süleyman UZ

## ÖZET

**Yüksek Lisans Tezi**

### **EŞ EKSENLİ ÜÇ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE NANOAKIŞKAN KULLANIMININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**Kaan Süleyman UZ**

**Karabük Üniversitesi**

**Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı:**

**Doç. Dr. Kamil ARSLAN**

**Aralık 2018, 113 sayfa**

**Tez Danışmanı:**

**Prof. Dr. Hüseyin KURT**

**Aralık 2018, 113 sayfa**

Bu çalışmada, bir adet eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisinin sayısal analizi gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmalar ANSYS FLUENT 18.0 ticari programı ile yapılmıştır. Çalışma akışkanı olarak su ve dört farklı türde ( $Al_2O_3$ -su, CuO-su,  $SiO_2$ -su, ZnO-su) nanoakışkan kullanılmıştır. Çalışmada farklı nanoparçacık hacimsel oranları (%1,0; %2,0; %3,0 ve %4,0) için çözümler tekrarlanmıştır. Sayısal çalışmalar türbülanslı akış şartlarında ( $3120 < Re < 5895$ ) yapılarak, Realizable k- $\epsilon$  türbülans modeli ile modellenmiştir.

Sayısal analizler sonucunda, Reynolds sayısının artması ile birim pompalama gücü başına düşen ısı transfer miktarı ve ısı değiştiricisi veriminin arttığı tespit edilmiştir. Bunun yanında nanoparçacık hacimsel oranının artan değişimi ile birim pompalama

gücü başına düşen ısı transfer miktarı ve ısı değiştiricisi veriminin arttığı da görölmüştür. Yapılan analizlerden en verimli çalışma akışkanının %4,0 nanoparçacık hacimsel orana sahip Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanı olduğu belirlenmiştir.

**Anahtar Sözcükler :** Eş eksenli ısı değiştirici, üç borulu ısı değiştirici, nanoakışkan, türbölanslı akış, HAD.

**Bilim Kodu** : 914.1.131



## **ABSTRACT**

**M.Sc. Thesis**

### **NUMERICAL INVESTIGATION OF NANOFLUID USAGE IN TRIPLE CONCENTRIC TUBE HEAT EXCHANGERS**

**Kaan Süleyman UZ**

**Karabük University**

**Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Supervisor:**

**Assoc. Prof. Dr. Kamil ARSLAN**

**December 2018, 113 pages**

**Thesis Supervisor:**

**Prof. Dr. Hüseyin KURT**

**December 2018, 113 pages**

In this study, numerical analysis of a triple concentric tube heat exchanger was carried out. Numerical studies were performed with the ANSYS FLUENT 18.0 commercial program. Water and four different types of nanofluids ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ -water, CuO-water,  $\text{SiO}_2$ -water, ZnO-water) were used as working fluids. Different nanoparticle volumetric ratios of nanofluids (1.0%; 2.0%; 3.0% and 4.0%) were used. Numerical studies were carried out under turbulent flow conditions ( $3120 < \text{Re} < 5895$ ) and turbulent flow conditions were modeled by Realizable k- $\epsilon$  turbulence model.

As a result of the numerical analysis, it was determined that the amount of heat transfer per unit pumping power and the efficiency of heat exchanger increased with the increasing Reynolds number. In addition to this, with the increasing of

nanoparticle volumetric ratio, the heat transfer amount per unit pumping power and the heat exchanger efficiency increased also. The most efficient working fluid for this study was determined as  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -water nanofluid with 4.0% nanoparticle volume.

**Key Word** : Concentric heat exchanger, triple tube heat exchanger, nanofluid, turbulent flow, CFD.

**Science Code** : 914.1.131





## TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren tez danıőmanlarım Doç. Dr. Kamil ARSLAN ve Prof. Dr. Hüseyin KURT'a sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Sevgili aileme manevi hiçbir yardımı esirgmeden yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

	<b><u>Sayfa</u></b>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	xviii
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
BÖLÜM 2 .....	20
ISI DEĞİŞTİRİCİLER.....	20
2.1. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SINIFLANDIRILMASI.....	20
2.1.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma.....	20
2.1.1.1. Doğrudan Temas Olmayan Tip.....	20
2.1.1.2. Doğrudan Temaslı Tip .....	22
2.1.2. Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma .....	23
2.1.3. Yüzey Kompaktlığına Göre Sınıflandırma.....	23
2.1.3.1. Gazdan Akışkana Isı Değiştiriciler .....	24
2.1.3.2. Sıvıdan Sıvıya, Faz Değişimi Isı Değiştiricileri .....	24
2.1.4. Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflandırma .....	24
2.1.4.1. Borulu Isı Değiştiriciler .....	25
2.1.4.2. Levhalı Tip Isı Değiştiriciler.....	27
2.1.4.3. Kanatlı Tip Isı Değiştiriciler .....	29
2.1.4.4. Rejeneratörler.....	30
2.1.5. Akış Şekillerine Göre Sınıflandırma .....	31

	<b>Sayfa</b>
2.1.5.1. Tek Geçişli Isı Değişiriciler .....	31
2.1.5.2. Çok Geçişli Isı Değişiriciler .....	32
2.1.6. Isı Transfer Mekanizmalarına Göre Sınıflandırma.....	33
2.2. ISI DEĞİŞTİRİCİLER İÇİN TASARIM YÖNTEMLERİ.....	33
2.2.1. Ortalama Sıcaklık Farkı Yöntemi.....	34
2.2.2. $\epsilon$ -NTU Yöntemi .....	35
2.2.3. P-NTU Yöntemi.....	37
2.2.4. $\psi$ -P ve $P_1$ - $P_2$ Yöntemleri.....	39
2.3. REJENERATÖRLER İÇİN TASARIM YÖNTEMLERİ .....	40
2.3.1. $\epsilon$ -NTU <sub>0</sub> Yöntemi.....	40
2.3.2. $\Lambda$ -II Yöntemi .....	42
2.4. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE BASINÇ DÜŞÜMÜ .....	42
2.4.1. Çekirdekdeki Basınç Düşümü .....	43
2.4.2. Yardımcı Elemanlarda Basınç Düşümü.....	45
2.5. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KİRLİLİK VE KOROZYON.....	47
2.5.1. Kirlilik.....	47
2.5.2. Korozyon .....	50
BÖLÜM 3 .....	51
SAYISAL ANALİZ .....	51
3.1. GEOMETRİNİN OLUŞTURULMASI (GEOMETRY).....	53
3.2. SAYISAL AĞIN OLUŞTURULMASI (MESH).....	55
3.3. PROBLEMİN VE SINIR KOŞULLARININ BELİRLENMESİ (SETUP)...	57
3.4. ANALİZ (SOLUTION) .....	61
3.5. SONUÇLARIN İRDELENMESİ (RESULTS).....	62
3.5.1. Nanoakışkanların Termofiziksel Özellikleri.....	65
BÖLÜM 4 .....	69
SAYISAL SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	69
BÖLÜM 5 .....	78
SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	78
KAYNAKLAR .....	79

	<b><u>Sayfa</u></b>
EK AÇIKLAMALAR A. ANALİZ SONUÇLARI .....	85
ÖZGEÇMİŞ .....	113



## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b><u>Sayfa</u></b>
Şekil 2.1. Isı değişim şekline göre sınıflandırma.....	21
Şekil 2.2. Akışkan yataklı ısı değiştirici .....	22
Şekil 2.3. Doğal soğutma kuleleri .....	23
Şekil 2.4. Akışkan sayısına göre sınıflandırma .....	23
Şekil 2.5. Yüzey kompaktlığına göre sınıflandırma .....	24
Şekil 2.6. Yapısal özelliklerine göre sınıflandırma .....	25
Şekil 2.7. Gövde borulu ısı değiştirici .....	25
Şekil 2.8. TEMA standardına göre gövde, ön ve arka ayna tipleri.....	26
Şekil 2.9. Çift borulu ısı değiştirici.....	27
Şekil 2.10. Contalı levhalı ısı değiştirici.....	28
Şekil 2.11. Spiral levhalı ısı değiştirici.....	29
Şekil 2.12. Lamelli ısı değiştirici.....	29
Şekil 2.13. Kanatçıklı borulu ısı değiştirici .....	30
Şekil 2.14. Dönen tip rejeneratör .....	30
Şekil 2.15. Akış şekillerine göre sınıflandırma .....	31
Şekil 2.16. Zıt yönlerde akış modeli.....	32
Şekil 2.17. Karşı akış modeli.....	32
Şekil 2.18. Çok geçişli ısı değiştiriciler .....	33
Şekil 2.19. Isı transfer mekanizmalarına göre sınıflandırma.....	33
Şekil 2.20. Paralel ve karşı akış için $\epsilon$ , $C^*$ , NTU değişimi .....	36
Şekil 2.21. $\psi$ 'nin 1-2 TEMA E tipi gövde borulu ısı değiştiricideki değişimi .....	39
Şekil 2.22. 1-2 TEMA E tipi gövde borulu ısı değiştiricinin $P_1$ - $P_2$ değişimi .....	40
Şekil 2.23. Isıl verimin değişimi, a-Karşı akış, b-Paralel akış.....	41
Şekil 2.24. $\Lambda$ - $\Pi$ yönteminde ısı verimin değişimi, a-Karşı akış, b-Paralel akış... ..	42
Şekil 2.25. Isı değiştirici merkezinde bir geçiş basınç düşümü.....	43
Şekil 2.26. Giriş ve çıkış kayıp katsayıları .....	44
Şekil 2.27. Dairesel borular için sürtünme katsayısı .....	45
Şekil 2.28. Bükülme basınç kaybı katsayısı ( $Re=10^6$ için).....	46
Şekil 2.29. Reynold sayısına göre düzeltme faktörü .....	46

Şekil 2.30.	Akış gelişimine göre düzeltme faktörü .....	47
Şekil 3.1.	Örnek bir ANSYS FLUENT yazılımı simülasyonu.....	51
Şekil 3.2.	Örnek bir ANSYS FLUENT analizi .....	51
Şekil 3.3.	Sayısal modelin; (a) genel görünümü, (b) radyal kesit görünümü, (c) aksenal kesit görünümü .....	54
Şekil 3.4.	Sayısal çalışmada kullanılan örnek bir ağ yapısının; (a) genel görünümü, (b) kesit görünümü .....	56
Şekil 3.5.	Problemin ve sınır koşullarının belirlenmesi aşaması.....	57
Şekil 3.6.	Temel denklemlerin ve türbülans modelinin seçimi .....	58
Şekil 3.7.	Akışkan termofiziksel özelliklerinin belirlenmesi.....	60
Şekil 3.8.	Sınır koşullarının belirlenmesi .....	60
Şekil 3.9.	Sayısal çözüm metodlarının oluşturulması.....	61
Şekil 3.10.	Eş aksenli üç borulu ısı değiştirici analizinin denklem çözüm kriterleri .....	62
Şekil 4.1.	Sayısal sonuçların literatür ile kıyaslanması .....	70
Şekil 4.2.	Isı değiştiricisi etkenlik değerinin Reynolds sayısı ile değişimi .....	71
Şekil 4.3.	Birim pompalama gücü başına düşen ısı transfer miktarının Reynolds sayısı ile değişimi .....	71
Şekil 4.4.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanı için ısı değiştirici etkenlik değerinin Reynolds sayısı ve parçacık konsantrasyonu ile değişimi.....	72
Şekil 4.5.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanı için birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi .....	73
Şekil 4.6.	CuO-su nanoakışkanı için ısı değiştirici etkenlik değerinin Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi.....	73
Şekil 4.7.	CuO-su nanoakışkanı için birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi .....	74
Şekil 4.8.	SiO <sub>2</sub> -su nanoakışkanı için ısı değiştirici etkenlik değerinin Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi.....	74
Şekil 4.9.	SiO <sub>2</sub> -su nanoakışkanı için birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi .....	75
Şekil 4.10.	ZnO-su nanoakışkanı için ısı değiştirici etkenlik değerinin Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi.....	75
Şekil 4.11.	ZnO-su nanoakışkanı için birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi .....	76

## Sayfa

Şekil 4.12.	Isı değiştiricisi etkenlik değerinin Reynolds sayısı ve nanoakışkan türüne göre değişimi .....	77
Şekil 4.13.	Birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoakışkan türüne göre değişimleri .....	77
Şekil Ek A.1.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=3120,1 için çıkış bölgesindeki hız kontürleri .....	86
Şekil Ek A.2.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=3120,1 için boru boyunca hız kontürleri .....	86
Şekil Ek A.3.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=3120,1 için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri .....	87
Şekil Ek A.4.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=3120,1 için boru boyunca basınç kontürleri .....	87
Şekil Ek A.5.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=3120,1 için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri .....	88
Şekil Ek A.6.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=3120,1 için boru boyunca sıcaklık kontürleri .....	88
Şekil Ek A.7.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=4348,91 için çıkış bölgesindeki hız kontürleri .....	89
Şekil Ek A.8.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=4348,91 için boru boyunca hız kontürleri .....	89
Şekil Ek A.9.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=4348,91 için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri .....	90
Şekil Ek A.10.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=4348,91 için boru boyunca basınç kontürleri .....	90
Şekil Ek A.11.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=4348,91 için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri .....	91
Şekil Ek A.12.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=4348,91 için boru boyunca sıcaklık kontürleri .....	91
Şekil Ek A.13.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki hız kontürleri .....	92
Şekil Ek A.14.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca hız kontürleri .....	92
Şekil Ek A.15.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri .....	93
Şekil Ek A.16.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =% 1,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca basınç kontürleri .....	93

Şekil Ek A.17. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%1,0 ve Re=5895,83 için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri .....	94
<b><u>Sayfa</u></b>	
Şekil Ek A.18. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%1,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca sıcaklık kontürleri .....	94
Şekil Ek A.19. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%2,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki hız kontürleri .....	95
Şekil Ek A.20. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%2,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca hız kontürleri .....	95
Şekil Ek A.21. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%2,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.....	96
Şekil Ek A.22. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%2,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca basınç kontürleri .....	96
Şekil Ek A.23. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%2,0 ve Re=5895,83 için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri .....	97
Şekil Ek A.24. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%2,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca sıcaklık kontürleri.....	97
Şekil Ek A.25. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%3,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki hız kontürleri .....	98
Şekil Ek A.26. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%3,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca hız kontürleri .....	98
Şekil Ek A.27. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%3,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.....	99
Şekil Ek A.28. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%3,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca basınç kontürleri .....	99
Şekil Ek A.29. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%3,0 ve Re=5895,83 için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri .....	100
Şekil Ek A.30. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%3,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca sıcaklık kontürleri.....	100
Şekil Ek A.31. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki hız kontürleri .....	101
Şekil Ek A.32. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca hız kontürleri .....	101
Şekil Ek A.33. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.....	102
Şekil Ek A.34. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca basınç kontürleri .....	102
Şekil Ek A.35. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\varphi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri .....	103



Şekil Ek A.36. Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca sıcaklık kontürleri .....	103
<b><u>Sayfa</u></b>	
Şekil Ek A.37. CuO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki hız kontürleri .....	104
Şekil Ek A.38. CuO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca hız kontürleri .....	104
Şekil Ek A.39. CuO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.....	105
Şekil Ek A.40. CuO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca basınç kontürleri .....	105
Şekil Ek A.41. CuO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri .....	106
Şekil Ek A.42. CuO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca sıcaklık kontürleri.....	106
Şekil Ek A.43. SiO <sub>2</sub> -su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.....	107
Şekil Ek A.44. SiO <sub>2</sub> -su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca hız kontürleri .....	107
Şekil Ek A.45. SiO <sub>2</sub> -su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.....	108
Şekil Ek A.46. SiO <sub>2</sub> -su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca basınç kontürleri .....	108
Şekil Ek A.47. SiO <sub>2</sub> -su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri .....	109
Şekil Ek A.48. SiO <sub>2</sub> -su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca sıcaklık kontürleri.....	109
Şekil Ek A.49. ZnO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.....	110
Şekil Ek A.50. ZnO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca hız kontürleri .....	110
Şekil Ek A.51. ZnO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.....	111
Şekil Ek A.52. ZnO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca basınç kontürleri .....	111
Şekil Ek A.53. ZnO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri .....	112
Şekil Ek A.54. ZnO-su nanoakışkanının $\phi$ =%4,0 ve Re=5895,83 için boru boyunca sıcaklık kontürleri.....	112



## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b><u>Sayfa</u></b>
Çizelge 2.1. $\epsilon$ -NTU formülleri .....	36
Çizelge 2.2. Isı değiştirici parametrelerinin değişimlerinin etkisi .....	37
Çizelge 2.3. P-NTU formülleri.....	38
Çizelge 2.4. Sıvı tarafındaki kirlenmeyi etkileyen parametreler.....	48
Çizelge 2.5. Gaz tarafındaki kirlenmeyi etkileyen parametreler.....	49
Çizelge 2.6. Sıvı ve gaz tarafında kirlilik faktörü değerleri.....	49
Çizelge 3.1. Eş eksenli üç borulu ısı değiştirici geometrik özellikleri.....	55
Çizelge 3.2. Ağ yapısı optimizasyonu .....	57
Çizelge 3.3. Sınır koşulları.....	61
Çizelge 3.4. Eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisinde türbülans modellerine göre Nusselts sayısı sonuçları.....	65
Çizelge 3.5. Nanoparçacıkların ısı genleşme miktarları ( $\beta$ ) .....	68

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

- I : akım (A)  
A : alan (m<sup>2</sup>)  
Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>: alumina  
K<sub>c</sub> : ani daralma basınç düşüm katsayısı  
K<sub>e</sub> : ani genişleme basınç düşüm katsayısı  
Cu : bakır  
CuO : bakıroksit  
ΔP : basınç kaybı (Pa)  
Λ : rejeneratörlerde boyutsuz uzunluk  
Π : rejeneratörlerde boyutsuz periyot  
K<sub>b</sub> : bükülme basınç düşüm katsayısı  
ZnO : çinkooksit  
f : Darcy sürtünme faktörü  
De : Dean sayısı  
Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>: demir (III) oksit  
Φ : dağılım fonksiyonu  
° : derece  
μ : dinamik vizkozite (Pa.s)  
DM : elmas  
ε : etkenlik  
Γ : gama işlevi  
D<sub>g</sub> : gövde çapı (m)  
V : hız (m/s)  
d<sub>h</sub> : hidrolik çap (m)  
k : ısı iletim katsayısı (W/mK)  
C\* : ısıl kapasite debisi oranı  
R : çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde kapasite oranı  
h : ısı taşınım katsayısı (W/m<sup>2</sup>K)  
Q̇ : ısı transferi hızı (W)

CaO : kalsiyumoksit  
CO<sub>2</sub> : karbondioksit  
 $\dot{m}$  : kütleli debi (kg/s)  
MgO : magnezyumoksit  
 $\Delta T_{\max}$ : maksimum sıcaklık farkı (K)  
 $\varphi$  : nanopartikül hacim konsantrasyonu  
Nu : Nusselt sayısı  
 $\Delta T_{\ln}$  : ortalama logaritmik sıcaklık farkı (K)  
P<sub>p</sub> : pompalama gücü (W)  
C<sub>r</sub> : rejeneratörün ısı kapasitesi (kJ/kg.K)  
Re : Reynolds sayısı  
C<sub>p</sub> : sabit basınçtaki özgül ısı (kJ/kg.K)  
C<sub>h</sub> : sıcak akışkan özgül ısı (kJ/kg.K)  
°C : santigrat derece  
CeO<sub>2</sub> : seryumdioksit  
P : çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde etkenlik  
T<sub>h,i</sub> : sıcak akışkan giriş sıcaklığı (K)  
SiO<sub>2</sub> : silisyumdioksit  
T<sub>c,i</sub> : soğuk akışkan giriş sıcaklığı (K)  
TiO<sub>2</sub> : titanyumdioksit  
Ti : titanium  
U : toplam ısı transfer katsayısı (W/m<sup>2</sup>K)  
 $\nabla$  : vektör operatörü  
g : yer çekimi ivmesi (m/s<sup>2</sup>)  
 $\rho$  : yoğunluk (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\beta$  : yüzey alan yoğunluğu (m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>)

## KISALTMALAR

A	: amper
Ar-ge	: Araştırma Geliştirme
DEM	: Discrete Element Method (Ayrık Eleman Yöntemi)
PCHE	: Printed Circuit Heat Exchanger (Baskılı Devre Isı Değiştirici)
GPHE	: Gasketed Plate Heat Exchanger (Contalı Plakalı Isı Değiştirici)
o	: outlet (çıkış)
DTHE	: Double Tube Heat Exchanger (Çift Borulu Isı Değiştirici)
eff	: effective (etkin)
PCM	: Phase Change Material (Faz Değiştirme Malzemesi)
NTU	: Number of Transit Units (Geçiş Birimi Sayısı)
i	: inlet (giriş)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
SHX	: Secondary Heat Exchanger (İkincil Isı Değiştirici)
CNT	: Carbon Nano Tube (Karbon Nano Tüp)
K	: kelvin
CHE	: Compact Heat Exchanger (Kompakt Isı Değiştirici)
cot	: cotangent (kotanjanant)
BPHE	: Brazed Plate Heat Exchanger (Lehimli Plakalı Isı Değiştirici)
LMTD	: Logarithmic Mean Temperature Difference (Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı)
ort	: ortalama
PHE	: Plated Heat Exchanger (Plakalı Isı Değiştirici)
RNG	: Re-Normalisation Group (Reynold Normalizasyon Grubu)
s	: saniye
h	: hot (sıcak)
T	: Temperature (Sıcaklık) (K)
c	: cold (soğuk)
COP	: Coefficient of Performance (Soğutma Tesir Katsayısı)
FEM	: Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Yöntemi)
max	: maximum (maksimum)
MW	: megawatt

m	: metre
mm	: milimetre
min	: minimum
nm	: nanometer
np	: nanoparçacık
n	: normal
TTHE	: Triple Tube Heat Exchanger (Üç Borulu Isı Değiştirici)
L	: Length (Uzunluk) (mm)
W	: Watt



## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarında en önemli ve en çok karşılaşılan konulardan biri, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı transferidir. Akışkanlar genellikle katı bir cidar ile birbirinden ayrılmaktadırlar. Bu cihazlar, ısı değiştiricisi (eşanjör) olarak adlandırılmaktadır. Isı değiştiriciler, endüstrinin en önemli ısı tekniği cihazları olup; buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ısıtıcı, soğutucu vb. değişik adlar altında kimya ve petrokimya endüstrilerinin, termik santrallerin, soğutma, ısıtma ve iklimlendirme tesislerinin hemen her kademesinde değişik tip ve kapasitelerde kullanılmaktadır [1].

Günümüzde borulu ısı değiştiricilerin kullanımı oldukça yaygındır. Borulu ısı değiştiricilerde, imalatın kolay olması sebebiyle borular eş eksenli olarak imal edilebildiği gibi eş eksenli olmayan şekilde de imal edilebilmektedir. Eş eksenli ısı değiştiriciler ,genellikle, çift borulu olarak tasarlanmaktadır. Çift eş eksenli borulu ısı değiştiricinin ısı transfer miktarının artırılması için iki yöntem bulunmaktadır. Birinci yöntem; boruların kanatçıklı üretilmesidir. Ancak, bu tarz bir imalatın zor ve pahalı olması nedeniyle bu yöntem genelde kullanılmamaktadır. İkinci yöntem ise, çift eş eksenli ısı değiştiriciye bir boru eklenerek kullanılmasıdır. Isı değiştirici tasarımında genellikle ikinci yöntem tercih edilmektedir. Çift eş eksenli ısı değiştiricinin ortasına, eş eksenli olarak bir boru daha eklenmesiyle eş eksenli üç borulu ısı değiştirici elde edilmektedir. Bu çalışmada, çift eş eksenli borulu ısı değiştiriciye göre daha fazla ısı transfer miktarına sahip eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisi üzerine çalışmalar yapılmıştır.

Günümüzde çoğu uygulamalar programlarla analiz edilerek verimli bir şekilde tasarlanmaktadır. Deneysel çalışmaların pahalı olması ve çok zaman alması son yıllarda araştırmacıları sayısal çalışmalara yöneltmiştir. Sayısal çalışmalar ile



ucuz ve hızlı biçimde sonuçlar, yüksek doğruluk oranlarında elde edilebilmektedir. Ayrıca, sayısal çalışmalar ile deneysel çalışmalarda ölçülemeyen birçok özellik kolaylıkla tespit edilebilmektedir. Mühendislik uygulamalarında kullanılan analiz programlarının en bilineni ise ANSYS ticari yazılımıdır. Yazılımın akışkanların analiz kısmında ise Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) metodu ile çalışan ANSYS FLUENT modülü kullanılmaktadır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, ilgili alanda detaylı hesaplamaların yapılabildiği, akış alanı ve diğer fiziksel detayların gösterilebildiği, bilgisayar tabanlı bir mühendislik yöntemidir. HAD analizlerinin sonuçları, simülasyon tabanlı ürün tasarım sürecinde, ürünün çalışmasını, varsa problemleri bilgisayar ortamında simüle etmeye ve ürün performansını optimize etmekte önemli faydalar sağlamaktadır [2].

Remaki vd., ağ yapısı adaptasyon teknolojisinin HAD çözüm doğruluğu üzerindeki etkisini göstermek için çalışma yapmışlardır ve ağ yapısı uyarlama aracının sayısal çözüm yakınsamasına fiziksel olarak bir etkisi olduğunu göstermişlerdir. Üstelik, bazı masrafsız ön işlemenin bazı önemli fiziksel özelliklerin yakalanması ve adaptasyon-çözüm sürecinin hızlanması üzerinde hassas bir gelişme gösterebileceğini saptamışlardır [3].

Mühendislik hesaplamalarında, akışkan davranışının doğru tespit edilmesi oldukça önemlidir. Analitik yöntemlerle direkt olarak hesaplanamayan kompleks modellerde, ısı transferi, basınç kayıpları, akış hızları gibi verilerin nümerik yöntemlerle, parçanın tasarım aşamasında iken belirlenmesi, zaman ve maliyet açısından üreticiye önemli avantajlar sağlamaktadır. Çok fazlı akışlar, newtonian veya newtonian olmayan akışlar, katı-sıvı etkileşim analizleri, ileri türbülans modelleri, dönen parçaların analizleri gibi bir çok uygulamada HAD, doğru ve hızlı sonuç elde edilmesini sağlamaktadır [2].

Teixeira, ısı değiştirici tasarımında ve hesaplamalarında HAD tekniklerinin uygulanmasına ilişkin mantığı çeşitli test durumlarında (sabit duvar sıcaklığında çift boru ve gövde borulu ısı değiştirici) detaylandırmıştır ve sonuçları integral

yöntemleri ile ve yerel ısı transfer katsayıları ampirik korelasyonlara göre karşılaştırmıştır [4].

Sunden, ısı değiştirici tasarım, araştırma ve geliştirme uygulamaları için HAD yöntemleri ve türbülans modellemesi hakkında kısa bir özet sunmuştur. Türbülans modellemesi, ilgili problemler ve sınırlamalar dahil olmak üzere tek fazlı akışlar için mevcut HAD yöntemlerini kısaca gözden geçirerek, çeşitli ısı değiştirici problemlerinde HAD uygulamalarına örnekler sunmaktadır. Piyasada bulunan bilgisayar kodlarından ve kurum içi kodlardan elde edilen sonuçlar bu çalışmayla ortaya konmuştur [5].

Kakaç vd., plakalı ısı değiştiricideki deney verileri ile HAD sonuçlarının geçerliliği ve dalga amplitüdünün basınç düşüşüne ve ısı aktarım hızına etkisini araştırmışlardır. 30 derecelik şevron açılı (Levha 1) ticari bir contalı plakalı ısı değiştiricinin (GPHE) termal-hidrolik özelliklerini değerlendirmek için üç boyutlu HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. Plakalı ısı değiştiricinin sıcak ve soğuk akış bölge alanların her biri için ayrı bir sanal HAD modeli oluşturmuşlardır. Sistemde kullanılan akışkan sıvı sudur. Sıcaklık ve basınç dağılımları 700-3400 arasında bir Reynolds sayısı aralığı için elde edilmiş olmakla beraber toplam sıcaklık farkı ve basınç düşüşü değerleri ETU HEX bilgisayar programı ile karşılaştırılmaktadır. Isı transfer plakası GPHE'i modellemek için fotogrametrik tarama yöntemi kullanılmaktadır. Daha küçük genlik kullanarak oluklu mukavemet desenli yeni bir plaka (Levha 2) tasarlanmış ve analiz edilmektedir. Termal özellikler ticari plaka için deneysel verilerle iyi uyum içinde olduğu görülmektedir. Yeni plaka için genliğin azalması, basınç düşmesi neredeyse sabit kalırken, düşük bir ısı aktarım hızına neden olan daha küçük bir genişleme faktörüne yol açtığı görülmektedir [6].

Bhutta vd., ısı değiştiricileri alanında HAD uygulamaları üzerine odaklanmışlardır ve çalışmalarında, ısı değiştirici tasarımında karşılaşılan çeşitli problemler ve HAD yardımıyla çözümleri gözden geçirilmektedir. Yapılan bu çalışmada HAD ile elde edilen sonuçlar kabuledilebilir nitelikte olduğu görülmektedir [7].

Ponyavin vd., üç boyutlu paket yataklı yaklaşım kullanılarak sülfürik asidin katalitik ayrışımı için silikon karbür ve kuvarstan yapılmış bir süngü tipi yüksek sıcaklıklı ısı değiştiricisi ve ayrıştırıcısı ile paketlenmiş yatak bölgesi, değişik katalizör ve düzenlemeleri ile modellemişlerdir. Farklı paket yataklı tasarımlar kullanarak kükürt iyodürlü termokimyasal su bölme çevrimi ile kükürt trioksitin ayrışması için yüksek sıcaklıklı ısı değiştirici ve ayrıştırıcının üç boyutlu hesaplama modeli geliştirmişlerdir. Silindir karbidentegre ayrıştırıcı olarak da adlandırılan bayonet ısı değiştiricisinin ayrıştırıcı bölgesinin paketlenmiş yatak bölgesi olarak tasarlamışlardır. Yatak bölgesinin paketlenmesi için basamaklı ve düzenli paketleme yöntemleri kullanılmaktadır. Sayısal model için GAMBIT kullanılmış ve oluşturulmuştur ve sıvı, termal ve kimyasal analizlerde ANSYS FLUENT programı ile gerçekleştirmişlerdir [8].

Kim vd., baskılı devre ısı değiştiricilerinde (PCHE'ler), ileri gelişmiş sıcak su reaktörleri içerisindeki FLiNaK-Helium çalışma akışkanlarıyla bir ikincil ısı değiştirici (SHX) tasarımının başlangıç noktası olarak çeşitli ısı değiştiricileri seçmişlerdir. Beklenen SHX koşulu altında PCHE'de termal hidrolik performansı araştırmak için HAD kodunu kullanarak sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Mevcut HAD çalışmasından sağlanan Fanning faktörü ve Nusselt sayısı, daha önce birkaç farklı çalışma sıvısı için geliştirilen korelasyonlar ile karşılaştırılmıştır. Fanning faktörü ile FLiNaKside Reynolds sayısı çarpımı için büyük bir tutarsızlık ve olağan dışı davranış gözlemlenmiştir. Önerilen tasarım prosedürüne dayanarak, ısı değiştirici boyutunu ve buna bağlı basınç düşüşünü ve artılarını birleştirmek için bir maliyet analizi yapmıştır. Son olarak, PCHE'nin tasarım gereksinimlerini karşılayacağı uygun bir Reynolds sayısı operasyon aralığı, SHX'lerin farklı bankacılık yapılandırmaları için tavsiye edilmesine rağmen, ısı değiştirici ebadı, basınç azalması ve digger faktörler kapsamlı olarak ele alındığında gelişmiş sıcak su reaktörleri için makul bir ikincil ısı değiştirici tasarımı önermişlerdir [9].

Chennu, çıkıntılı ve dalgalı kanatların ısı transferini ve basınç düşüşü özelliklerini tahmin etmek için ANSYS FLUENT gözenekli ortam modelini kullanarak tek darbe geçici analizin sayısal modellemesini yapmıştır. ANSYS FLUENT, havacılık uygulamalarında yaygın olarak kullanılan plakalı ısı değiştiricisinin dalgalı ve

çıkıntılı kanatçıkları için j ve f faktörleri açısından tasarım verilerini tahmin etmek için kullanmıştır. Colburn ve Fanning sürtünme faktörleri açısından uygun tasarım verileri üretmiş ve laminer, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerini kapsayan dalgalı lameller için korelasyonlar sunmuştur [10].

Kim vd., çoğu geleneksel PCHE tasarımında, süperkritik CO<sub>2</sub>'nin çalışma sıvısı için deneysel olarak elde edilen korelasyonların geçerli Reynolds sayı limitlerinin uzatılmasını gerektirdiğini, HAD metodunu kullanan ANSYS CFX'de test etmişler ve Reynolds sayı aralıklarının ötesinde mevcut korelasyonların geçerliliğini araştırmak için kullanmışlardır. Isı iletim katsayısı korelasyonları için, Ishizuka ve Hesselgreaves korelasyonu ile uygun bir parçanın Reynolds sayısının genişletilmesini mümkün kıldığını çalışmalarında tespit edilmiştir. Sürtünme faktörleri ve geniş bir Reynolds sayı aralığı için farklı sıcaklık ve açısal bağımlılıklar elde eden tek bir mevcut korelasyon bulunmamıştır. HAD sonuçlarının deneysel olarak elde edilen korelasyonlarla karşılaştırılmasına dayanarak, süperkritik CO<sub>2</sub> brayton döngüsü uygulamasında PCHE tasarımlarını kolaylaştırmak için, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için 2000-58000 arası Reynolds sayısına sahip yeni bir HAD destekli korelasyon önermişlerdir [11].

Zhang, HAD yazılımı ile gaz ara soğutucularında kullanılmak üzere etkili dairesel yarıklı bir lamel tasarlamıştır. İki sıralı bir kanatlı borulu ısı değiştiricisinde akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesini HAD yazılımı kullanarak üç boyutlu konjuge bir model ile gerçekleştirmiştir. Sonuçlar, dördü yivli kanatlara kıyasla, yuvarlak oluklu kanatların, ısı transferindeki yüzdelik artışın sürtünme faktöründeki artışından daha yüksek olması nedeniyle, iyi bir ısı transfer performansına sahip olduklarını göstermektedir. 2 adet yarık çeşidi incelemiştir. 1270'den 8892'ye Reynolds sayı aralığında, yarık 1 için Nusselt sayısı yaklaşık %25,6-61,6 ve %20,8-57,5, yarık 2 için yaklaşık %26,8-33,6 ve %25,8-33,0 daha yüksek olduğunu bulmuşlardır ve yarık 2'yi önermişlerdir [12].

Saeedan vd., nanoliflerle çalışan 3 boyutlu ince boru ile sayısal yöntemlerle birleştirilen sarmal bölmeli bir ısı değiştiricinin termal performansını araştırmak için çalışma yürütmüşlerdir. Simülasyonlar, sıcaklık değişken özellikleri için tek fazlı

model aracılığıyla yürütülmektedir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü, sayısal simülasyondan elde edilen veriler aracılığıyla Reynolds sayısı ve hacim konsantrasyonu açısından modellenmişlerdir. Isı değiştircisinde Nusselt sayısı ve basınç gradyanı modellerini, Reynolds sayısı, hacim konsantrasyonu ve sinir ağı kullanarak parçacıkların fiziksel özellikleri bakımından sonuçlar elde etmişlerdir [13].

Yaıcı vd., giriş havası akış dağılımının ısı değiştircilerinin termo-hidrolik performansı üzerindeki etkisini araştırmayı amaçlayan üç boyutlu HAD simülasyonlarının sonuçlarını incelemişlerdir. Sistem performansı üzerindeki etkilerini sistematik olarak analiz etmek için sıralı plaka-kanat-borulu ısı değiştircilerinde çeşitli giriş hava akışı dağılımlarına sahip farklı hesaplama test kutuları çalıştırmışlardır. HAD sonuçları, giriş eşiği akışının düzensizliğinin ısı değiştirci verimliliği üzerindeki etkisinin önemini doğrulamıştır. Sonuçlar, üniform bir giriş havası hızı profili olan bir ısı değiştircinin temel durumuna kıyasla Colburn  $j$  faktöründe %50,0'ye kadar iyileşme veya bozulmaya rastlandığını ortaya koymaktadır. Hesaplama sonuçlarının literatürde bulunan deneysel verilerle doğrulanması çok iyi bir uyum olduğunu göstermektedir [14].

Kumar vd.,  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanını işleyen helisle sarılmış bir borulu ısı değiştircisinin ısı transfer katsayısı ve basınç düşümünü, HAD yazılım paketi kullanılarak hesaplamışlardır. Bunu, 1650-2650 Dean sayısı aralığında laminer akış koşullarında ve %0,1; %0,4 ve %0,8 nanopartikül hacim konsantrasyonu altında yapmışlardır. Nanopartikül hacim konsantrasyonu ve  $De$  gibi bazı önemli parametrelerin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Sargı borusu tarafındaki  $Nu$ , maksimum  $De$ 'nda suya göre %30,0 daha yüksek bulunmuştur. Maksimum basınç düşüşü sudan %9,0 daha yüksek bulunmuştur. Ayrıca artan partikül hacmi konsantrasyonu ve  $De$  ile birlikte  $Nu$  ve basınç düşüşünün önemli ölçüde arttığı bulunmuştur. Deneysel sürtünme faktörünün partikül hacmi konsantrasyonunun ve  $De$ 'nin artmasıyla birlikte arttığı bulunmuştur. HAD  $Nu$  ve basınç düşüşü sonuçları deneysel ve kuramsal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar da, HAD simülasyon sonuçlarının deneysel ve teorik sonuçlarla iyi bir uyum gösterdiği bulunmuştur. HAD yaklaşımının,  $Al_2O_3$ -su

nanoakışkanlarını kullanan bir helezoni sargılı boru ısı değiştiricisinde ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü için iyi tahmin ettiği sonucuna varılmaktadır. Deneysel Nu, basınç düşüşü sonuçları ve HAD sonuçları arasındaki ortalama muhtemel hata sırasıyla %8,5 ve %9,5 olarak bulunmuştur [15].

Maradona vd., herhangi bir harici güç uygulamadan ısı aktarım hızını arttırmak için bir girişim yapmaktadırlar. Bu, borulara helezoni boru sağlayarak gerçekleştirmişlerdir. Bir sarmal bobin ısı değiştiricideki akışın doğasını etkileyen parametreler; boru geometrisi yani hatve bobin çapı, hatve ve boru çapı olduğunu söylemişlerdir. HAD analizi, bu geometri etkilerini ısı transferi ve hidrolik karakteristikler üzerine Reynolds sayısını (sıcak akışkan) değiştirerek incelemek için yapılmıştır. Isı değiştiricisindeki hız ve sıcaklık dağılımının HAD sonuçları Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısını hesaplamak için kullanılmaktadır. Boru-bobin çap oranları için optimum Reynolds sayısı ve Nusselt sayısına ulaşılmasına yardımcı olduğu görülmektedir [16].

Gullapalli vd., kompakt lehimli plakalı ısı değiştiricilerinin (BPHE) oluklu sıvı kanallarının termal ve hidrolik özellikleri, ticari HAD yazılımı ANSYS CFX 14.0 kullanılarak HAD simülasyonları ile araştırmışlardır. Şevron açısı ve oluklanma aralığı gibi oluklu modelin geometri parametrelerinin BPHE performansı üzerindeki etkisi küçük sıvı kesit geometrileri üzerinde araştırmışlardır. Çeşitli duvar ısı aktarım sınır koşullarının simülasyon sonuçları üzerindeki etkisini de incelemişlerdir. Bir sıvı kanalı, 300 ile 3000 Reynolds sayı aralığında çeşitli türbülans modelleri kullanılarak simüle edilmiştir. HAD tahminleri ayrıca laboratuvar deneylerinden elde edilen verileri kullanarak doğrulanmıştır. Tüm akışkan kanalının simülasyonları sırasıyla %20,0-30,0 ve %10,0-35,0 ısı transferini ve basınç düşüşünü tahmin edememiştir. Küçük sıvı bölümlerinden elde edilen sonuçlar, HAD simülasyonlarının çeşitli plaka modellerinin muhtemel performans değişimlerini belirlemede makul derecede etkili bir araç olarak kullanılabileceğini düşündürmektedir [17].

Pal vd., endüstriyel ve araştırma alanlarında yaygın şekilde kullanılmakta olan gövde borulu ısı değiştiricisinin, gövde tarafında perdeler bulunan ve bulunmayan, kısa bir gövde ve tüp tipi ısı değiştiricisinde karmaşık akış ve sıcaklık modelini

incelemişlerdir. Şaşırtmalı ısı değıştircilerinin  $7 < L / d_h < 21$  ( $0,15m < D_g < 0,6m$ ) ve  $L / d_h < 7$  ( $D_g = 0,09m$ ) arasındaki uzunlukta ısı değıştircileri, HAD kodu OpenFOAM-2.2.0 farklı kütle akış hızları için, nozul bölgesi yakınındaki çapraz akışın ısı transferine önemli bir katkı sağladığı, dolayısıyla geleneksel ısı transferi korelasyonlarının bu kısa ısı değıştircilerine uygulanmadığı gözlenmiştir. Ayrıca, standart k-ε türbülans modelinin hız profili ve ısı transferi için en iyi sonuçları verdiğini gözlemlenmiştir. Çıkışta sıkça kullanılan sınır koşulları, hatalı akış ve sıcaklık alanları verme eğilimi gösterdiği için gerçekçi olmadığı görülmüştür. Çıkış uzunluğunun bir duyarlılık çalışması ile, düzgün yakınsama için çıkış uzunluğunun kabuk yan hızı oranının 2,5 olacağı bulunmuştur. Son olarak akış alanının kabuk yanındaki ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi sunulmuş ve analitik yöntemlerle karşılaştırma yapılmıştır [18].

Shen vd., ısı transferinin yüksek performansı, çalışma koşullarını düzenleme kabiliyeti, anti-ölçekleme özellikleri ve diğer birçok avantajı ile çeşitli endüstriyel sektörlerde yaygın olarak kullanılmakta olan akışkan yataklı ısı değıştircilerinde yatay bir tek boru ve çalışma nesnelere olarak borunun etrafında akışkanlaşmış düşük sıcaklıktaki duman kullanmışlardır. Tek borulu gaz-katı iki fazlı akışlar ile su arasındaki ısı aktarımı simüle edilmiştir. Sıcaklık alanı ve genel ısı transfer katsayısı benzetimli grafiklerle analiz edilmektedir [19].

Jayakumar vd., helezonik sargılı bir ısı değıştircide akışkan-akışkan arasında ısı alışverişini dikkate alan iç ısı transfer katsayısı için korelasyonların oluşturulmasını önermişlerdir. Çalışmakta olan ekipmanı temsil eden ısı transferi çalışmalarını yürütmek için deneysel bir kurulum yapılmıştır. Buna ek olarak, ısı değıştircideki ticari bir HAD kodu Fluent version 6.2 kullanılarak sayısal olarak analiz edilmiştir. Önceki benzer analizlerin aksine, rasgele bir sınır koşulunu belirlemek yerine, sıcak sıvıdan soğuk sıvaya ısı transferi, iç ve dış ısı iletimini ve duvar iletimini göz önüne alarak modellenmiştir. Bu analizlerde, ısı transferi ortamının termal ve taşıma özelliklerine ait sıcaklık bağımlı değerlerini kullanmışlardır. Sayısal tahminler deney sonuçlarına göre doğrulandığı görülmektedir [20].

Kanaris vd., PHE'de karşılaşılan oluklu duvarlara sahip kanallardaki akış alanının özelliklerini ve ısı transferinin yükseltilmesini sağlayan genel amaçlı bir HAD kodunun kullanılma potansiyelini araştırmışlardır. HAD kodu, bir balıkkıran desenini takiben paslanmaz çelik plakalar içeren bir PHE modelinin performansını simüle etmek için kullanılmıştır ve tek geçişli karşı akım akışlı için monte edilmiştir. Kod, sayısal sonuçların, basınç düşüşü ve PHE modelinin her iki tarafındaki karşı yönlü su akışı için elde edilen toplam sıcaklık farklarıyla ilgili deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanmıştır. HAD kodunun çeşitli geometrik konfigürasyonların bir PHE'nin optimum tasarımı üzerindeki etkisini incelemek için etkili ve güvenilir bir araç olduğu gösterilmiştir [21].

Literatürde ısı değiştiricilerin optimizasyonu, tasarımı ve boyutlandırılması üzerinde bir çok çalışma mevcuttur. Ancak eş eksenli üç borulu ısı değiştirici için çalışmaların çok az olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra yapılan çalışmaların çoğunluğu sayısal analiz olduğu görülmekle birlikte birkaç uygulama çalışmaları yapılmıştır.

Hung vd., hesaplamalı akışkan dinamiğini, üç boyutlu yüksek sıcaklıkta eş eksenli ısı değiştirici simülasyonu için başarıyla kullanmışlardır. Bağlantılı pervane dizili eş eksenli kabuk, yalnızca kabuk yapısının bir parçası değil, aynı zamanda ısı transferini arttırmak için akışı rahatsız edici bir mekanizma olarak hizmet etmektedir. Bu ısı değiştiricisinde, karşı akış modunda sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanlar olarak helyum gazı ve erimiş tuz kullanılmaktadır. İki eş eksenli kanalın akış alanları ve ısı transferi özellikleri kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Isı değiştiricisinin optimum performansı olan bir tasarım, optimize parametreler olarak akış kanalının genişliği, uzunluğu, aralığı, kalınlığı ve açısı parametreleri kullanarak ısı değiştiricisinin etkinliğini maksimize ederek ( $\epsilon$ -NTU metodu) elde edilmiştir. Kanatların HAD simülasyonu, Taguchi yöntemi ile büyük ölçüde azaltılır ve eş eksenli yüksek sıcaklıklı ısı değiştiricinin en uygun konfigürasyonları 1 mm'lik bir kanal genişliği, 11 mm'lik bir fin uzunluğu, 1,125 mm'lik fin kalınlığı ve 2,6°'lik bir kanat açısı ile bulmuşlardır [22].

Elsaid vd., çift borulu ısı değiştiricisine referansla eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisinin termoakışkan özelliklerini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır.



Sıcak akışkan tarafın soğutma özellikleri üzerine akış modelleri, kütle akış hızı, sıcak akışkan sıcaklığı ve halka aralığı (halka alanı) etkilerini tartışmışlardır. Üç borulu ısı değiştiricinin uzunluğu boyunca sıcaklığın yerel dağılımı ilgi noktasıdır. Üç borulu ısı değiştiricinin birim pompalama gücü başına ısı transferi ve etkinlik, çift borulu ısı değiştirici ile karşılaştırılmıştır. Üç borulu ısı değiştiricinin nusselt sayısı, etkinliği ve sürtünme faktörü arasındaki korelasyonlar da geliştirmişlerdir [23].

Quadir vd., eş eksenli üç borulu bir ısı değiştiricinin performansı, farklı akış düzenlemeleri için sabit durum koşulları altında ve ısı değiştiricinin yalıtılmış ve yalıtılmamış koşulları için FEM kullanılarak sayısal olarak yapılmaktadır. Üç sıvı; sıcak su, soğuk su ve normal musluk suyudur. Sonuçlar, farklı akış hızları için ısı değiştiricinin uzunluğu boyunca üç akışkanın boyutsuz sıcaklık değişimleri biçiminde sunulmuştur. FEM kullanılarak üç akışkanın sıcaklık değişimlerinin sayısal tahminlerinin, doğru genel ısı transfer katsayılarının sağlanması koşuluyla, büyüklük ve eğilim açısından deneylerden elde edilenleri yakından takip ettiği bulunmuştur [24].

Valladares, eş eksenli üç borulu ısı değiştiricilerinin termal ve akışkan dinamik davranışının ayrıntılı, tek boyutlu, sabit ve geçici sayısal simülasyonu geliştirmiştir. İç boru ve halkanın içindeki (iç ve dıştaki) yönetim denklemleri (süreklilik, momentum ve enerji), iç, orta ve en dış boru duvarı ve yalıtımdaki enerji denklemleri, yalıtılmış olarak ayrı ayrı çözmüştür. Yerel sıvıların ürünleri ve suyun termo-fiziksel özellikleri sırasıyla teknik literatür ve REFPROP v.7.0 'den elde edilen değerler kullanılarak değerlendirilmiştir. Katı elemanlar (borular ve izolasyon) çok boyutlu ısı transferi etkileri göz önünde bulundurularak doğru şekilde çözüldüğü görülmektedir [25].

Sahoo vd., aşırı yüksek sıcaklık sterilizasyon işlemi sırasında süt sıcaklığı 90 °C'den 150 °C'ye yükselirken mineraller ve denatüre proteinler kirlenme olarak da bilinen ısı değiştirici yüzeyine çöker. Kirlilik, ısı transferine direnç gösterir ve bu nedenle ısı değiştiricinin performansı düşürmektedir. Hidrodinamik ve ısı dengesi kavramını kullanarak bir matematiksel model oluşturmuşlardır. Bu modelle sızdırmazlık davranışını, helisel üç borulu ısı değiştirici içindeki zamanın ve konumun bir

fonksiyonu olarak tahmin etmek için simülasyon gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın erken bir döneminde, benzer kirlenme birikimi, ısı değiştirici duvar sıcaklığından ötürü ısı değiştiricinin uzunluğu boyunca gerçekleşir. Kirlilik çökeltisi ve süt arasındaki ara yüz sıcaklığı, ısı değiştirici çıkışına doğru artan dökme süt sıcaklığına yaklaştığından, zaman ilerledikçe kirlenme çökeltisi ve ayrıca Biot sayısı (yani yerel kirlenme faktörü) ısı değiştiricinin çıkışına doğru artar. Kirlilik çökeltisi, o zamandan sonra net birikinti oluşmadığından 105 dakika sonra stabilize olduğunu söylemişlerdir [26].

Singh vd., iki termal iletişimli eş eksenli üç borulu ısı değiştiricinin kararlı durum koşullarında termo hidrolik incelemeleri deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Farklı sıcaklıktaki su içerdeki boru, iç halka ve dış halkadan geçirmişlerdir. Deneysel, iç halkada 2800 ile 11000 arasında değişen Reynolds sayısı için olası sıcak suyun tüm akış düzenlemelerinde gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar ile de deney sonuçları doğrulanmıştır. Deneysel araştırmalar, ısı değiştirici uzunluğu boyunca sıvı akışlarının sıcaklık değişimlerini ve sürtünme faktörünün ve Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimlerini ölçmek için gerçekleştirilmiştir [27].

Batmaz vd., bir TTHE'de genel ısı transfer katsayılarının hesaplanması için daha genel bir yol geliştirmişlerdir. TTHE'deki tüm akışların eksenel yöndeki sıcaklık profillerini belirlemişlerdir. TTHE'ye eşdeğer bir çift borulu ısı değiştiricisiyle karşılaştırılmasını kolaylaştırmak için, TTHE'deki ısı transferine karşı toplam dirençle ilişkili etkili bir toplam ısı transfer katsayısı da belirlemişlerdir [28].

Ünal, karşıt akışlı ve paralel akış düzenlemeleri olan eş eksenli üç borulu ısı değiştiricilerinin etkinliği için tam analitik ifadeleri daha önce elde edilen sıcaklık dağılımı ifadelerine dayanarak türetmiştir [29].

Batmaz vd., genel ısı transfer katsayılarını ve bilinen giriş ve çıkış sıcaklıkları ve akışkanların ısı kapasiteleri için etkili bir genel ısı transfer katsayısı değerini hesaplamak için yeni bir prosedür geliştirmişlerdir. Yaptıkları bu çalışmada, bu yeni geliştirilen prosedür kullanılmış ve bir soğutma işleminde akışkanların farklı akış hızları ve giriş sıcaklıkları için toplam ısı transferi katsayıları ve eksenel sıcaklık

dağılımı hesaplanmıştır. TTHE'nin etkinliği, özdeş uzunlukta bir DTHE ile karşılaştırılmıştır. Akışkanlar eş zamanlı bir şekilde akarken, sıvıların TTHE'den çıkmasından önce düşük ısı kapasiteli soğutma ortamının sıcaklığı ürünün sıcaklığını aştığı ve bu da TTHE'nin etkinliğini azalttığı görülmüştür [30].

Başal vd., depolama performansının artırılması için eş eksenli üç borulu düzeninden oluşan yeni bir termal enerji depolama sistemi önermiştir. Mevcut öneri için motivasyon, hem iç hem de dış yüzeylerden ısı transfer sıvısı ile temas halindeki bir halka şekilli PCM katmanın daha büyük bir ısı transfer alanı sağlamasıdır. Bu amaçla, entalpi yöntemi kullanılarak sayısal bir araştırma yapılmıştır. Sayısal hesaplamalara dayanarak, kütle akım hızı ve ısı transfer sıvısının giriş sıcaklığı ve boru yarıçapının değişimi gibi sistem parametrelerinin, sistem performansı üzerindeki etkileri parametrik olarak incelenmiştir. Sonuçlar, klasik içi boş bir silindir tipi depolama biriminin şu anda önerilen üç eş eksenli boruda depolama sistemiyle değiştirilmesiyle sistem performansında önemli bir iyileşmenin sağlanabileceğini göstermektedir. Bu çalışmanın bir başka sonucu eş eksenli üç boruda depolama sistemi için en önemli tasarım parametrelerinin radyal konum ve PCM dolu halkanın kalınlığı olmasıdır [31].

Ünal, karşı akışlı eş eksenli üç borulu ısı değiştiricileri üzerine iki bölümlü teorik bir çalışma yürütmüştür. Birinci bölümde elde edilen çözümlere dayalı olarak birçok durum çalışması yürütülmektedir. Isı değiştiricinin performans tasarımı için yaptıkları bu çalışma durum analizleri, performans hesaplamaları ve üç borunun birbirlerine göre boyutlarının hesaplamalarını içermektedir ve eş eksenli üç borulu ısı değiştiricinin performansı ve boyutu, çift borulu ısı değiştiricisi ile karşılaştırılmıştır [32].

Literatürde ısı değiştiricilerde akışkan olarak nanoakışkan kullanılması üzerine birçok çalışma mevcuttur. Ancak eş eksenli üç borulu ısı değiştiricilerde akışkan olarak nanoakışkan kullanılması üzerine hiç çalışma bulunmadığı görülmektedir.

Taws vd., CuO-su nanoakışkanı kullanarak iki kanallı zikzak tipi PHE'nin ısı transferi ve hidrolik özelliklerini deneysel olarak incelemiştir. Hem laminar hem

de türbülanslı rejimler için kanal akışında Reynolds sayısı, sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı fonksiyonu için veriler elde etmişlerdir. Çalışmada suya göre bir karşılaştırma yapılmaktadır. Yaptıkları bu çalışmanın temel amacı, PHE'de nanoakışkanların kullanımının avantajlarını değerlendirmektir [33].

Kanjirakat vd., yaptığı çalışmanın amacı, endüstriyel tip bir ısı değiştiricisinde nanoakışkanların ısı transfer performansını araştırmaktır. Deneyle, plakalı ısı değiştiricisinde (PHE) su ile nanoakışkanlar kullanılarak genel ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşünü karşılaştırmak için yapılmaktadır. Çalışma sıvısı olarak %1,0; %3,0 ve %5,0 olmak üzere üç farklı parçacık kütle konsantrasyonunda  $20\pm 2$  nm çapındaki partiküllerden oluşan  $\text{SiO}_2$ -su nanoakışkanları kullanılmaktadır. Deney düzeneği, sıcak akıştaki nanoakışkanlardan ve soğuk akıştaki musluk suyundan oluşmaktadır. Sonuçlar, test edilen nanoakışkan konsantrasyonları için ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer katsayısında gözle görülür bir artış olduğunu göstermektedir [34].

Nnanna vd., 27 nm partikül boyutunda  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanı kullanılan ısı değiştirici ile termoelektrik modülün termal olarak büyütülmesi için bir değerlendirme sunmuşlardır. Nanoakışkanın hacim konsantrasyonu %0,0 ile %2,0 arasında değişmektedir. Nanoakışkan kullanılan ısı değiştiricisinden toplanan veriler deiyonize su ile karşılaştırılmaktadır. Bu sonuçlara göre; nanoakışkan ve deiyonize su verilerinin karşılaştırması, sıcak ve soğuk taraf arasındaki sıcaklık farkı nanoakışkan için neredeyse sıfır iken su için sıfırdan büyüktür. Sıcaklık farkı sıfıra yakın olduğu zaman fourier etkisinin toplam ısıtmaya katkısı yaklaşık sıfırdır ve dolayısıyla modül soğutma kapasitesini arttırmaktadır. Deneysel sonuçlar ayrıca, çip ve ısı değiştiriciyi bağlayan termal macun boyunca sıcaklık derecesinin deiyonize suya kıyasla nanoakışkan için çok daha düşük olduğunu göstermektedir. Deiyonize su ve nanoakışkan için ortalama termal temas direnci, sırasıyla 0,18 ve 0,12°C/W olmaktadır.  $1,2\text{A} \leq I \leq 4,1\text{A}$  akım aralığında, COP 1,96 ve 0,68 arasında değişmektedir [35].

Diao vd.,  $\phi\text{-Al}_2\text{O}_3\text{-R141b}$  nanoakışkanların üç farklı (%0,001; %0,01 ve %0,1) hacim konsantrasyonda ısı transfer performansı, yeni tip düz mikro boru dizilişli ısı

değiştiricisinde saf R141b performansı ile karşılaştırmışlardır. Deneyle, 60 m<sup>3</sup>/h ile 120 m<sup>3</sup>/h arasında değişen hava hacimsel debi değerleri ile gerçekleştirilmektedir. Çalışmada evaporatör bölümü giriş hava sıcaklığı, 27°C ile 40°C arasında değişirken, kondenser bölümü giriş havası sıcaklığı 24°C'de kalmaktadır. Geleneksel silindirik bakır borulu ısı değiştirici ile karşılaştırıldığında, bu yeni tip alüminyum ısı değiştirici, hafiflik, kompaktlık, verimlilik ve belirli bir hacme sahip daha büyük bir ısı değişim alanı da dahil olmak üzere avantajlı özelliklere sahip olduğu belirtilmektedir. Ek olarak, nanoakışkanların termal performansı üzerine yapılan detaylı çalışmalarda temel akışkan olarak su veya metanol seçilmekle birlikte, bu çalışmada  $\phi$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-R141b nanoakışkanlarının karşılaştırıldığı akışkan olarak R141b kullanılmaktadır. Bu çalışmada yüksek konsantrasyonlu nanoakışkanların ters ve negatif etkilerine de değinilmektedir [36].

Zamzamian vd., yaptıkları çalışmanın amacı nanoakışkanların stabilitesini ve ısı özelliklerini deneysel olarak incelemektir. Çalışmada etilen glikol içerisinde ayrı ayrı alüminyum oksit ve bakır oksit nanoakışkanları hazırlanmıştır. Türbülanslı akışta zorlanmış konvektif ısı transfer katsayısının etkisi, farklı konsantrasyonlarda nanopartiküller ve çalışma sıcaklığında çift borulu ve plakalı ısı değiştiriciler kullanılarak hesaplanmaktadır. Ayrıca, teorik korelasyonları kullanarak nanoakışkanların zorlanmış konvektif ısı transfer katsayısını hesaplanmakta ve sonuçları karşılaştırılmaktadır [37].

Pandey vd., nanoakışkanın (%2,0; %3,0 ve %4,0 hacim konsantrasyonunda Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su) ve suyun soğutucu akışkan olarak ısı transferi, sürtünme kayıpları ve ters akışlı oluklu plakalı ısı değiştiricisinde ekserji kaybı üzerindeki etkileri deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada ısı transfer karakteristiklerinin Reynolds ve Peclet sayısındaki artışla ve nanoakışkan konsantrasyonunda azalma ile arttığı belirtilmektedir. Belirli bir ısı yükü için, gerekli pompalama gücü, nanoakışkan konsantrasyonundaki artışla artmaktadır. Çalışmada belirli bir pompalama gücü için nanoakışkanlar tarafından suya göre daha fazla ısı transferi gerçekleşmektedir. Boyutsuz ekserji kaybının su için sabit kaldığı bulunmaktadır. Hem su hem de nanoakışkan için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için korelasyon denklemleri sunulmaktadır [38].

Wongwises vd., türbülanslı akış koşulu altında yatay eş eksenli borulu ısı değiştirici içerisinde akan düşük konsantrasyonda TiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanlarının ısı transferinin geliştirmesi ve akış özellikleri incelemiştir. Çalışmada, su ve %0,2 oranında TiO<sub>2</sub> nanopartiküllerinden oluşan nanoakışkanın zorlanmış konvektif ısı transferi ve akış özellikleri üzerine deneysel bir çalışma sunulmaktadır. Türbülanslı akış koşullarında yatay çift borulu karşı akışlı ısı değiştiricisinde akan TiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanının ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü incelenmektedir. Çalışmada yaklaşık 21 nm çapındaki TiO<sub>2</sub> nanopartikülleri kullanılmaktadır. Nanoakışkanın konvektif ısı transfer katsayısının normalde kullanılan akışkandan yaklaşık %6,0 ile %11,0 oranında daha yüksek olduğunu göstermektedir. Aynı zamanda nanoakışkan kullanımı basınç düşüşünde küçük artışa sebep olduğunu göstermektedir [39].

Etemad vd., yaptıkları çalışmanın amacı yatay paslanmaz çelikten yapılmış gövde borulu ısı değiştiricisinde türbülanslı akış için  $\phi$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su ve TiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanlarının ısı transfer karakteristikleri üzerinde araştırma yapmaktır. Peclet sayısının, nanopartiküllerin hacim konsantrasyonunun ve partikül tipinin ısı karakteristiklerine etkilerini araştırmışlardır. Su akışkanına nanopartiküllerin eklenmesi, ısı transfer özelliklerinin önemli ölçüde artmasına neden olduğunu belirtmişlerdir [40].

Huminc vd., yaptıkları çalışmanın amacı, çift borulu sarmal ısı değiştiricisinde laminer akış için iç ve dış borularda ısı transfer karakteristikleri, nanoakışkanlar ve su sıcaklıkları, ısı transfer oranları ve ısı transfer katsayıları üzerinde araştırma yapmaktır. Bu çalışmada, laminer akış koşulları altında nanoakışkanlar kullanan çift borulu sarmal ısı değiştiricilerinin ısı transfer özelliklerini incelemek için üç boyutlu bir analiz kullanılmaktadır. Çalışma sıvısı olarak su içinde dağılmış %0,5-3,0 hacim konsantrasyonlarında 24 nm çapa sahip CuO ve TiO<sub>2</sub> nanopartikülleri kullanılmaktadır. Nanoakışkanların ve su sıcaklıklarının değişimi, ısı transfer oranları ve iç ve dış borulardaki ısı transfer katsayıları çalışmada gösterilmektedir. Nanopartikül konsantrasyon seviyesinin ve Dean sayısının ısı transfer oranları ve ısı transfer katsayıları üzerindeki etkileri çalışmada sunulmaktadır. %2,0'lik hacim konsantrasyonunda CuO nanoparçacıkların iç boru ve halkada aynı kütle akış oranı için, nanoakışkanın ısı transfer oranının, saf sudan yaklaşık %14,0 daha fazla

olduğunu göstermektedir. Sonuçlar, nanoakışkanların ve suyun konvektif ısı transfer katsayılarının ve kütle akış hızının artması ile dean sayısının arttığını göstermektedir. Sonuç simülasyonları, ampirik denklemlerle hesaplanan verilerle karşılaştırıldığında doğrulanmaktadır [41].

Jokar vd.,  $Al_2O_3$  nanopartiküllerinin oluklu plakalı ısı değiştiricisine etkisi, HAD kullanarak incelemiştir. Çalışmada, 127 mm genişliğinde, 56 mm uzunluğunda ve 2 mm kanal kalınlığında üç kanallı oluklu PHE kullanılmaktadır. Simülasyonlar için ticari olarak temin edilen HAD yazılımı (Ansys Fluent) kullanılmaktadır. Sayısal simülasyonlar,  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanının dört hacimce konsantrasyonu (%1,0; %2,0; %3,0 ve %4,0) için gerçekleştirilmektedir. Ayrıca, karşılaştırma için su simüle edilmektedir. Simülasyon sonuçları, nanoakışkan hacim konsantrasyonunun artmasıyla ısıl iletkenliğin artmasına rağmen, ısı transferinin azaldığını göstermektedir. Çalışmada bu azalma, artmış hacim konsantrasyonu ve PHE'lerin üç boyutlu geometrilerindeki nanoakışkanların karmaşık akış rejimleri ile artan sıvı viskozitesine bağlanmaktadır [42].

Albadr vd., türbülanslı akış rejiminde yatay gövde borulu ısı değiştiricisinde karşıt akışta akan farklı hacim konsantrasyonlarında (%0,3–2,0)  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanından oluşan akışkanın zorlanmış konvektif ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerinde deneysel bir çalışma sunmaktadırlar. Gövde borulu ısı değiştirici, 316L paslanmaz çelikten, 248 mm uzunluğunda ve 37 borudan oluşmaktadır. Bu çalışmada, yaklaşık 30 nm çapındaki  $Al_2O_3$  nanopartikülleri kullanılmaktadır. Çalışma sonuçları, nanoakışkanın konvektif ısı transfer katsayısının, aynı kütle akış hızında ve aynı giriş sıcaklığındaki suya göre biraz daha yüksek olduğunu göstermektedir [43].

Sonawane vd., nanoakışkan esaslı soğutucuları kullanarak eş eksenli borulu ısı değiştiricide termal performansa etkilerini araştırmışlardır. Çalışma, eş eksenli borulu ısı değiştiricinin ısı iletkenliğini ve konvektif ısı transfer katsayısı tabanlı performansını kapsamaktadır. %3,0 hacim konsantrasyonundaki nanoakışkanların, toplam ısı transfer katsayısı sudan %16,0 daha yüksek olduğu belirtilmektedir [44].

Fard vd., çift borulu ve plakalı ısı değiştiricilerinde ZnO-su nanoakışkanının konvektif ısı transferinin araştırılması için hem deneysel hem de teorik hesaplama çalışmaları yapmışlardır. İki tip ısı değiştiricinin performansı birlikte karşılaştırılmaktadır ve HAD tahminleri deney sonuçları ile karşılaştırılmaktadır. Karşılaştırma sonucu verilerin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin, çeşitli ısı değiştiricilerinde nanoakışkanların ısı transferinin araştırılması için güvenilir bir araç olduğu gösterilmektedir [45].

Gunnasegaran vd., nanoakışkanlar ile çalışan çapraz akışlı plakalı kanatlı ısı değiştiricinin termal ve hidrolik performansı, geleneksel soğutucununkiyle karşılaştırmışlardır. Etilen glikol akışkanı içine farklı türlerdeki nanopartiküllerin kullanıldığı, CHE zerindeki Cu, DM ve SiO<sub>2</sub> türlerinin kullanıldığı bir sayısal araştırma yapılmaktadır. İncelenen tüm nanoakışkan türleri için %2,0'lik nanopartikül hacim konsantrasyonu kullanılmaktadır. 4000-7000 Reynolds sayısı aralığı için standart bir sonlu hacim yöntemi kullanılarak zlmektedir. Duvar fonksiyonu olarak standart k-ε türbülans modeli kullanılmaktadır. Çalışmada nanoakışkanların CHE'lerde kullanımı, geleneksel soğutuculardan daha ekonomik bir Şekilde daha fazla enerji aktardığı belirtilmektedir [46].

Aghayari vd., 20nm partikül byklğu ve %0,1-0,3 hacim konsantrasyonuna sahip nanopartiküller ( $\varphi$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) içeren nanoakışkanın ısı transfer katsayısını ve Nusselt sayısını arttırmasını araştırmışlardır. Türbülanslı rejimde çalışan karşı akışlı çift borulu ısı değiştiricisinde, sıcaklık ve nanopartiküllerin konsantrasyonunun değişiminin Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısına etkilerini incelemişlerdir. Yarı deneysel denklemlere dayanan teorik verilerle deney sonuçlarının karşılaştırılması sonucu kabul edilebilir olduğunu göstermektedir. Elde edilen sonuçlar, Reynolds sayısı ve parçacık boyutununun, hem laminer hem de türbülanslı akış bölgelerinde artan nanoparçacık konsantrasyonu ile ısı transfer katsayısının arttığını göstermektedir. Deneysel sonuçlar, sırasıyla ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısında %19,0 ile %24,0'lk bir artış olduğunu göstermektedir. Ayrıca, nanoakışkanların basınç düşüşünün su akışkanına çok yakın olduğunu göstermektedir [47].



Aghabozorg vd., laminar, geçiş ve türbülanslı akış bölgelerinde, yatay gövde borulu ısı değiştiricisinde  $Fe_2O_3$ -CNT manyetik nanopartiküllerin üç farklı ısı akışı ile güçlendirilmesini araştırmışlardır. 30 nm çapındaki  $Fe_2O_3$ -CNT manyetik nanoparçacıkları ve esas akışkan olarak damıtılmış su kullanılmaktadır. Çalışma farklı ağırlık yoğunluğunun ve sıcaklığın konvektif ısı transferi üzerindeki etkisini değerlendirmektedir. Ağırlık yoğunluğunun ve sıcaklıkların artırılması konvektif ısı transfer katsayısının artmasına neden olmaktadır. Ayrıca  $Fe_2O_3$ -CNT manyetik nanoakışkanların damıtılmış su akışkanına göre daha yüksek ısı transfer katsayısı gösterdiği gözlenmektedir. Sonuçlar, laminar ve türbülanslı akış için ısı transfer katsayısının, %0,1 ağırlık konsantrasyonunda suya kıyasla sırasıyla %13,54 ve %27,69 oranında arttığını ortaya koymaktadır. Aynı zamanda, laminar ve türbülanslı akış için ağırlıkça %0,2'lik bir konsantrasyonda, suya kıyasla %34,02 ve %37,50 oranında artmaktadır [48].

Sözen vd., Yatağan termik santralinin (Türkiye) siklonlarından salınan baca gazından elde edilen uçucu külün, ısı değiştirici ısı performansının iyileştirilmesi üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Baca gazı, çeşitli miktarlarda  $SiO_2$ ,  $TiO_2$ ,  $Al_2O_3$ ,  $Fe_2O_3$ ,  $CaO$  ve  $MgO$  gibi metal oksitleri içermektedir. Farklı konsantrasyonlarda metal oksitlerin oluşturduğu alümina veya uçucu küllerden elde edilen nanoakışkanların, paralel akışlı eş eksenli borulu ısı değiştiricinin ve çapraz akışlı eş eksenli borulu ısı değiştiricinin performansına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Analizlerde, merkezi borudan akan sıcak suya sahip çift borulu bir ısı değiştirici, soğutma suyunun dairesel boşluktan akması sağlanmaktadır. Uçucu kül nanoakışkan çalışma akışkanı olarak kullanıldığında, paralel akışlı eş eksenli borulu ısı değiştirici ve çapraz akışlı eş eksenli borulu ısı değiştiricinin etkinlikleri sırasıyla %31,2 ve %6,9 artmaktadır. Alümina nanoakışkan çalışma sıvısı olarak kullanıldığında, ısı değiştiricisi verimindeki iyileşme sırasıyla %5,1 ve %2,8 olarak belirtilmektedir [49].

Sidik vd., ısı değiştiricisinde çalışma akışkanı olarak nanoakışkan kullanarak ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi üzerine çalışmışlardır. Nanoakışkan olarak  $Cu$  nanopartikülü ve  $Al_2O_3$  nanopartikülü seçilmektedir. Hacim konsantrasyonu %0,5; %1,0; %1,5; %2,0; %2,5 ve %3,0 olarak ayarlanmaktadır. Bakır veya alümina nanopartiküllerinin eklenmesiyle, akışkanın yoğunluğu, ısı iletkenliği ve dinamik

viskozitesi artarken, özgül ısı kapasitesi azalmaktadır. %1,5 bakır veya alümina nanopartikülü eklendiğinde, değiştiricinin verimliliği optimum olduğu belirtilmektedir [50].

Sarkar vd., oluklu plakalı ısı değiştiricisinde çeşitli nanoakışkanlar içerisinde maksimum ısı transferinin yanı sıra, performans indeksine ve çeşitli çalışma parametrelerinin en iyi hale getirebilmesi için en iyi partikül hacim konsantrasyonu (% 0,0-3,0) üzerine deneysel olarak araştırmışlardır. CeO<sub>2</sub>-su, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su, TiO<sub>2</sub>-su ve SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanlarının 3 litre/dakika hacimsel debi değeri için optimum hacim konsantrasyonları sırasıyla %0,75; %1,0; %0,75 ve %1,25'tir. Karşılık gelen maksimum ısı aktarımı geliştirmeleri sırasıyla yaklaşık %35,9; %26,3; %24,1 ve %13,9'dur [51].

Prabhu vd., su ve Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanını kullanan eş eksenli borulu ısı değiştiricisinin akış karakteristiklerini ve termal performansını incelemek ve karşılaştırmak için sayısal simülasyonlar yapmışlardır. Isı değiştiricisinin simüle edilmesi için ε-NTU yöntemi kullanılmaktadır. Sıcak ve soğutucu akışkan sıcaklıklarının profilleri, basınç düşüşü, ısı değiştirici uzunluğu boyunca incelenmektedir. Sonuçlar nanoakışkanlı ısı değiştiricisinin, su ile karşılaştırıldığında, daha iyi ısı transfer oranı verdiğini göstermektedir [52].

Dalkılıç vd., çift borulu ısı değiştiricisinde su, motor yağı, gliserin, amonyak, metanol, etanol, etilen glikol, propan, sıvı fazda Ti ve TiO<sub>2</sub> partikülleri ile elde edilen nanoakışkan karışımları için, ayrıntılı bir maliyet analizi verilmektedir. Basınç düşüşü ve pompalama gücü değerleri akış hızı ile artmaktadır, bununla birlikte toplam maliyet değerleri de artış göstermektedir [53].

Literatürde konu ile ilgili yer alan çalışmalar incelendiğinde eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisi içerisindeki nanoakışkan akışının tam anlamıyla incelenmediği saptanmıştır. Bu çalışma ile literatürdeki bu boşluk doldurularak ısı değiştiricisi tasarımı için yenilikçi bir yaklaşım geliştirilmeye çalışılmıştır. Bu bağlamda, ısı değiştiricisinden gerçekleşen toplam ısı transfer miktarı ile ısı değiştiricisi boyunca sıcaklık dağılımı ve basınç düşüşü miktarlarının elde edilmesi amaçlanmıştır. Tez

kapsamında elde edilen sonuçlar kullanılarak istenilen şartlara uygun ısı değiştiricisi tasarlanabilecektir. Çalışma kapsamında çalışma akışkanı olarak su ve farklı nanoparçacık hacimsel konsantrasyon oranlarında (%1,0; %2,0; %3,0 ve %4,0) Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su, CuO-su, SiO<sub>2</sub>-su ve ZnO-su nanoakışkanları kullanılmıştır. Elde edilen sonuçların ışığı altında en verimli çalışma akışkanı ve ısı değiştiricisi çalışma koşulu belirlenmiştir.



## BÖLÜM 2

### ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Sıcaklık farkları olan ve temas halinde bulunan iki veya daha fazla akışkan ya da bir katı ve bir akışkan ya da katı parçacıklar ile akışkan arasında entalpi geçişini sağlayan cihazlara ısı değiştiriciler denir. Isı değiştiriciler hem günlük hayatımızda hem de termik santrallerin buhar jeneratörleri, kimya endüstrisinde damıtıcılar, ısıtma, havalandırma, iklimlendirme ve soğutma uygulamalarında buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcılar, elektronik cihazlarda soğutucular, otomobil radyatörleri, gaz türbin motorlardaki rejeneratörler gibi endüstriyel uygulamalarda yaygın kullanım alanına sahiptir [54].

#### 2.1. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SINIFLANDIRILMASI

Farklı branşlarda, farklı amaçlarla kullanılan ısı değiştiriciler; ısı değişim şekline, akışkan sayısına, ısı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına (kompaktlık), yapısal özelliklerine, akış şekillerine, ısı transfer mekanizmalarına göre olmak üzere altı grupta sınıflandırılırlar.

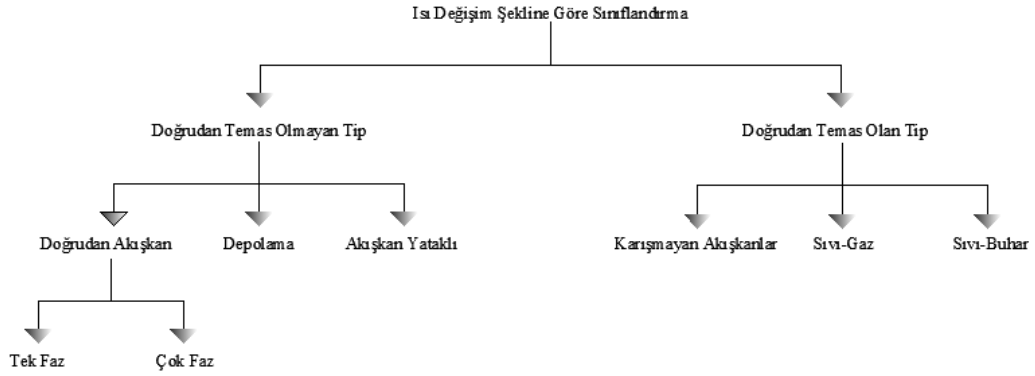
##### 2.1.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma

Isı değiştiriciler; ısı değişim şekline göre doğrudan temaslı ve doğrudan temas olmayan olmak üzere iki gruba ayrılır (Şekil 2.1).

##### 2.1.1.1. Doğrudan Temas Olmayan Tip

Doğrudan temas olmayan ısı değiştiricilerde; akışkan akışları ayırıcı ve temas engelleyici duvar sayesinde akışkanlar birbirine temas etmeden ısı transferi gerçekleşir. Doğrudan temas olmayan tip ısı değiştiriciler doğrudan transfer tipi, depolama tipi, akışkan yatak olarak üç gruba ayrılır.

Doğrudan transfer tipi ısı değıştircilerinde; temas engelleyici duvar yardımıyla sıcak akışkan ve soğuk akışkan karışmadan ısı transferi gerçekleşir. Bu tip ısı değıştircilere reküperatör de denilir. Doğrudan transfer tipi ısı değıştircilerine; borulu, levhalı ve kanatlı tip ısı değıştircileri örnek verilebilir.



Şekil 2.1. Isı değışim şekline göre ısı değıştircisi sınıflandırılması [54].

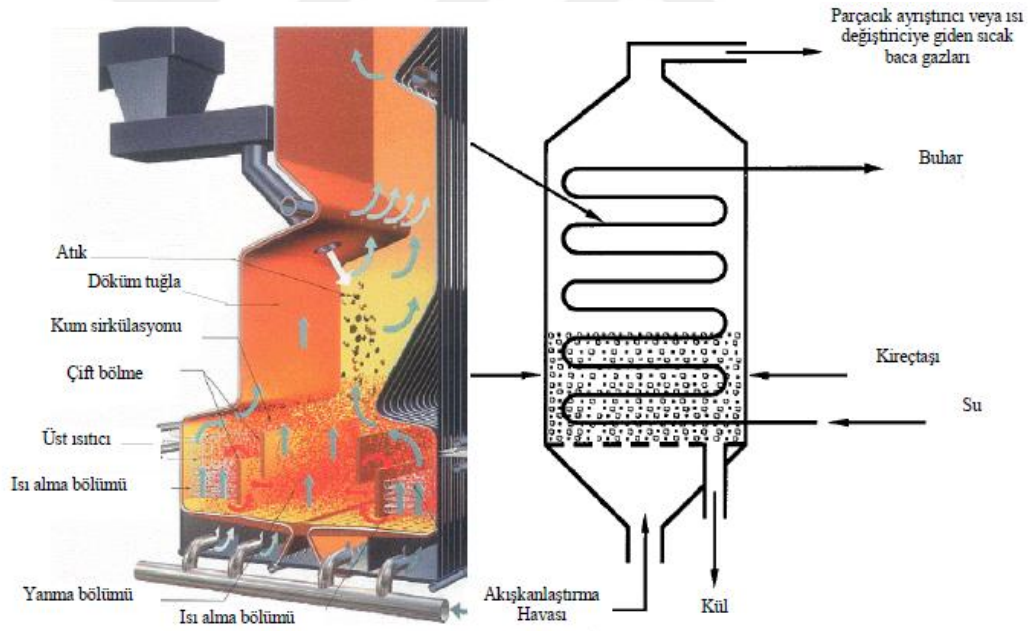
Depolama tipi ısı değıştircilerde; sıcak ve soğuk akışkan sırayla aynı akış alanından geçer, bu sebeple ısı transferi aralıklıdır. Önce sıcak akışkan arayüzden geçer ve arayüzü ısıtır, daha sonra aynı bölgeden soğuk akışkan geçer ve sıcak arayüzden ısı transfer eder. Isı transfer yüzeyi ya da akış alanı genellikle matris denilen hücresel yapıdadır veya delikli, geçirgen katı malzemedendir. Bu tip ısı değıştircilere rejeneratör de denilir.

Akışkan yataklı ısı değıştircilerde ise; iki akışkandan bir tanesi, akış alanından geçerken, diğeri sıcak katı partiküllerin arasından geçmektedir. İkinci akışkan yeterince hızlandığında katı partiküller akışkan partiküllerine yapışarak diğeri maddenin akış alanı etrafında homojen olarak dağılmaya başlarlar, bundan dolayı sıcak katı madde ile soğuk madde arasında daha iyi ısı transferi gerçekleşir (Şekil 2.2) [54].

### 2.1.1.2. Doğrudan Temaslı Tip

Doğrudan temaslı ısı değıştircilerde; iki ayrı akışkan temas eder, ısı transferi gerçekleşir ve tekrar akışkanlar ayrılırlar. Genellikle bu tip ısı değışiminde, ısı transferinin yanı sıra kütle transferi de gerçekleşir. Doğrudan temas olmayan tipe göre; daha yüksek ısı transfer oranlarına sahip olan bu ısı değıştirciler aynı zamanda imalatı ucuzdur ve ara yüzey olmadığı için tıkanma problemi de gerçekleşmez. Birbiriyle karışmama özelliğine sahip akışkanlı ısı değıştirci, gaz-sıvı ısı değıştirci ve sıvı-buhar ısı değıştirciler olarak üçe ayrılabilirler.

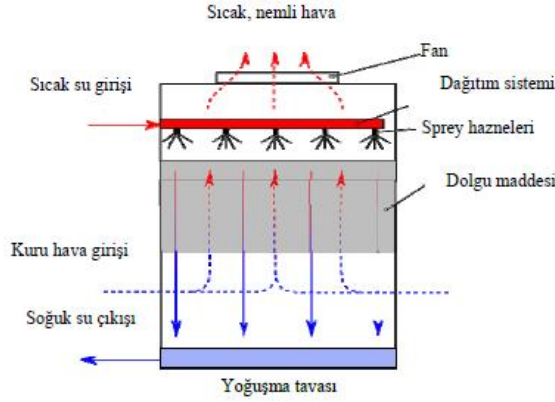
Birbiriyle karışmama özelliğine sahip akışkanlı ısı değıştircilerde, iki akışkan birbiriyle temas eder. Akışkanlar tek veya iki faz şeklinde olabilirler, örnek olarak su-yağ arası ısı değışimi verilebilir [55].



Şekil 2.2. Akışkan yataklı ısı değıştircisi [54].

Gaz-sıvı ısı değıştircilerde; birinci akışkan hava (gaz) iken diğerk akışkan genellikle su (sıvı)'dur ve enerji transferinden sonra bu iki akışkan birbirinden ayrılırlar. Bu ısı değıştircilerde enerji transferinin %90,0'ı kütle transferi yolu ile gerçekleşir. Örnek olarak; ıslak soğutma kulesi (Şekil 2.3), iklimlendirme sprey haznesi sayılabilir.

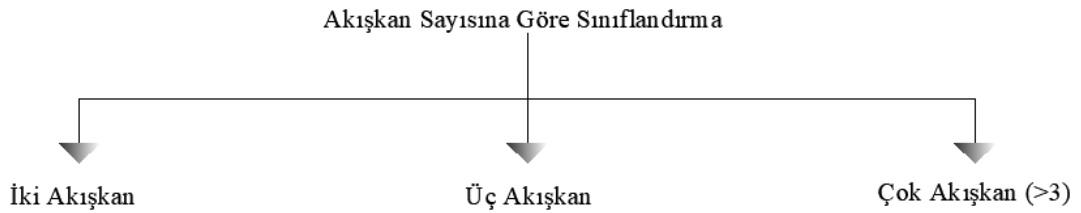
Sıvı-buhar ısı değiştiricilerinde ise; buhar soğutma suyu kullanarak yoğuşturulur veya su, atık buhar kullanılarak direk temas ile ısıtılır. Bu ısı değiştiricilere buhar akümülatörleri örnek olarak verilebilir [55].



şekil 2.3. Doğal soğutma kuleleri [54].

### 2.1.2. Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma

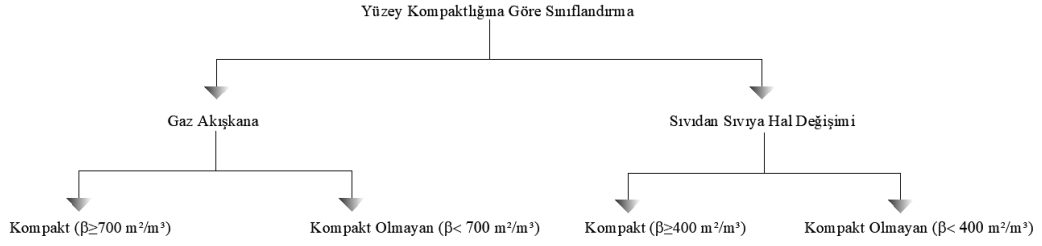
Genellikle ısıtma-soğutma işlemi iki akışkan arasındaki ısı transferini içermektedir. Üç akışkan içeren ısı değiştiriciler bazı kimyasal işlemlerde kullanılırlar. On iki akışkana kadar bileşen içeren kimyasal işlemler olduğu bilinmektedir (şekil 2.4).



şekil 2.4. Akışkan sayısına göre ısı değiştiricisi sınıflandırılması [54].

### 2.1.3. Yüzey Kompaktlığına Göre Sınıflandırma

Gövde borulu ısı değiştiricilere oranla; kompakt ısı değiştiricilerde birim hacim için daha fazla ısı transfer yüzeyi bulunmaktadır. Bunun sonucu olarak, azaltılmış hacim, ağırlık ve maliyet elde edilir. Gazdan-akışkana ve sıvıdan-sıvıya, faz değişimi olarak ikiye ayrılabilir (şekil 2.5). İki farklı ayırım için kompaktlık kriteri farklıdır.



Şekil 2.5. YüzeY kompaktlığına göre ısı değiştiricisi sınıflandırılması [54].

YüzeY alan yoğunluğu (β) ise Eşitlik 2.1'e göre hesaplanır.

$$\beta = \frac{A_h}{V_{toplam}} \quad (2.1)$$

### 2.1.3.1. Gazdan-Akışkana Isı Değiştiriciler

Gazdan-akışkana ısı değiştiricilerin en önemli sorunu; gazların ısı transfer katsayısının, sıvılara göre düşük olmasıdır. Bu durumun sorun olma nedeni ise; ısı değiştiricide, ısı transferi yapan iki taraf için de ısı iletkenlik değerinin eşit olması gerekmektedir. Bu sorunun giderilmesi için, gaz tarafında daha fazla transfer yüzeyi elde edebilmek amacıyla kanatçıklar kullanılır. Genellikle yüksek maliyet, ağırlık ve hacim tasarrufu sağlamakla birlikte yüzeYlerde kirlilik, tıkanma, korozyon problemleri barındırır [55].

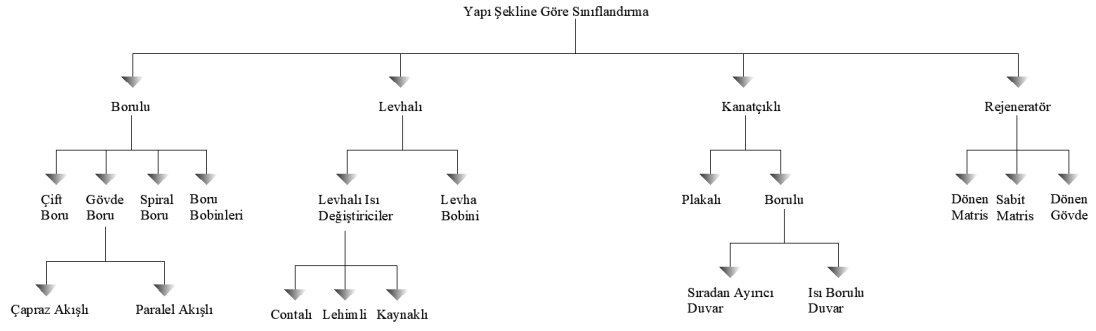
### 2.1.3.2. Sıvıdan-Sıvıya, Faz Değişimi Isı Değiştiricileri

Contalı levhalı, kaynaklı levhalı ve baskılı levhalı ısı değiştiriciler sıvıdan-sıvıya, faz değişimi ısı değiştiricilerine birkaç örnektir.

### 2.1.4. Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflandırma

Isı değiştiriciler genellikle yapısal özelliklerine göre sınıflandırılırlar. Yapısal özelliklerine göre; borulu, levhalı, kanatlı ve rejeneratör olmak üzere dört gruptan oluşmaktadır (Şekil 2.6).

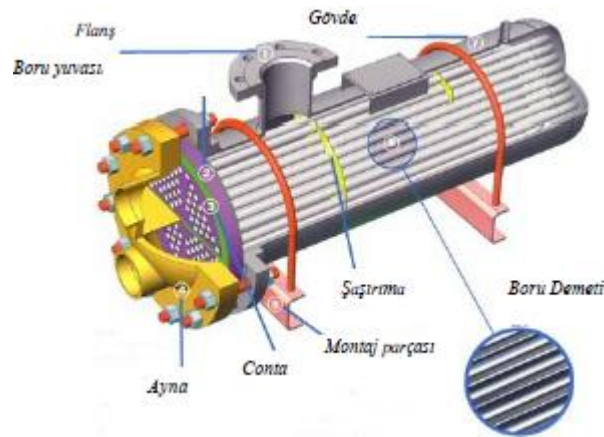




Şekil 2.6. Yapısal özelliklerine göre ısı değiştiricisi sınıflandırılması [54].

### 2.1.4.1. Borulu Isı Değiştiriciler

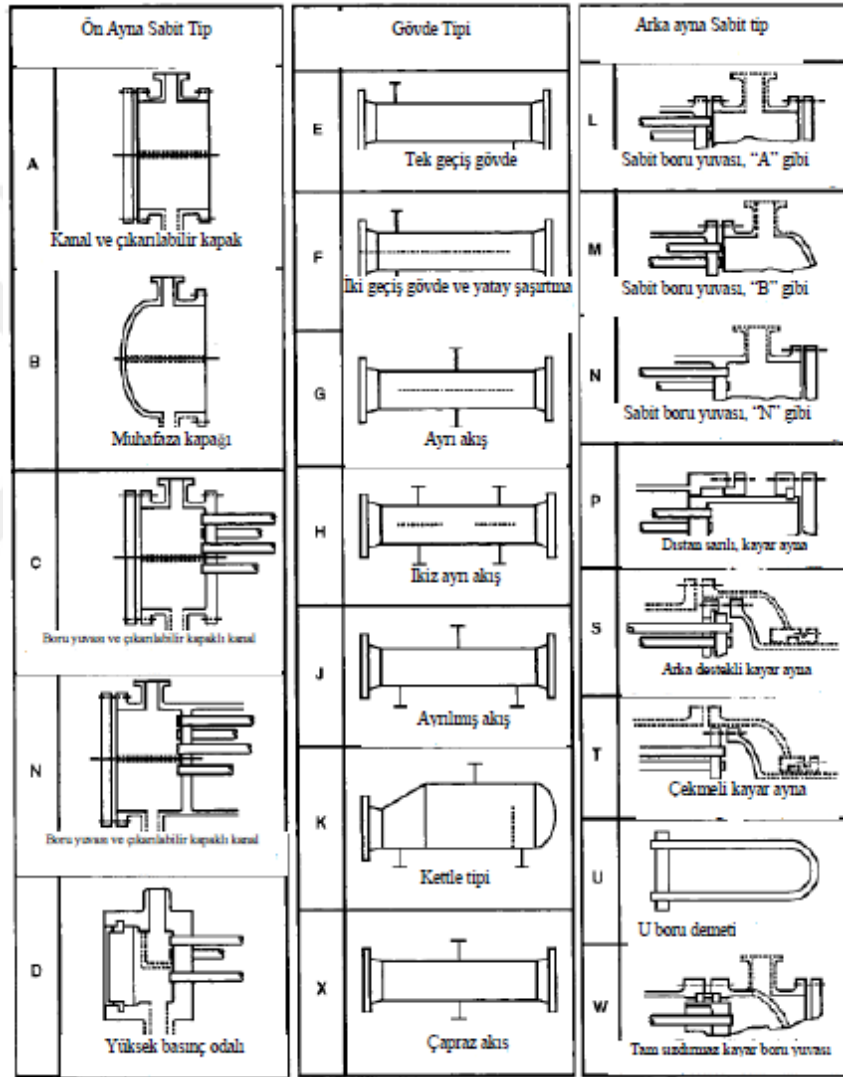
Borulu ısı değiştiriciler yaygın olarak yuvarlak kesitli borulardan imal edilmekle birlikte; eliptik, prizmatik veya burulmuş borular ile de kullanılabilir. Borulu ısı değiştiriciler genellikle aralarında yüksek basınç farkı bulunan akışkanlar için tasarlanır ve sıvı sıvı veya faz değişimi uygulamaları için kullanılmaktadır. Gövde borulu, çift borulu ve spiral borulu olmak üzere üç ana gruba ayrılırlar. Gövde borulu ısı değiştiriciler; bir grup yuvarlak borunun, silindirik bir kabuğun içine yerleştirilmesiyle imal edilmektedir. Borular, gövde, ön ayna, arka ayna, şaşırtma levhası, boru destekleri ana bileşenlerini oluşturmaktadır (Şekil 2.7). Standart gövde, ön ve arka ayna tipleri Şekil 2.8’de gösterilmektedir.



Şekil 2.7. Gövde borulu ısı değiştirici [54].

Borulu ısı değiştiriciler; herhangi bir kapasite veya çalışma ortamı için özel olarak tasarlanabildiklerinden dolayı yaygın olarak kullanılırlar.

Çift borulu ısı değiştiriciler; i içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır. İçteki boru kanatçıklı veya düz olabilir (Şekil 2.9). Bir akışkan iteki boruda, diğer akışkan ise iki boru arasında hareket eder [54].



Şekil 2.8. TEMA standardına göre gövde, ön ve arka ayna tipleri [56].

Çift borulu ısı değiştiriciler; birim ünite maliyeti yüksek olmasından dolayı toplam ısı transfer alanının 50 m<sup>2</sup> veya daha az olduğu küçük kapasiteli uygulamalar için kullanılmaktadırlar.

Spiral borulu ısı değiştiriciler; bir gövde içinde, bobin gibi sarılmış bir ya da birden fazla spiral borudan oluşmaktadır. Spiral borulu ısı değiştiricilerin en önemli sorunu; temizlenmesinin neredeyse imkansız olmasıdır [54].

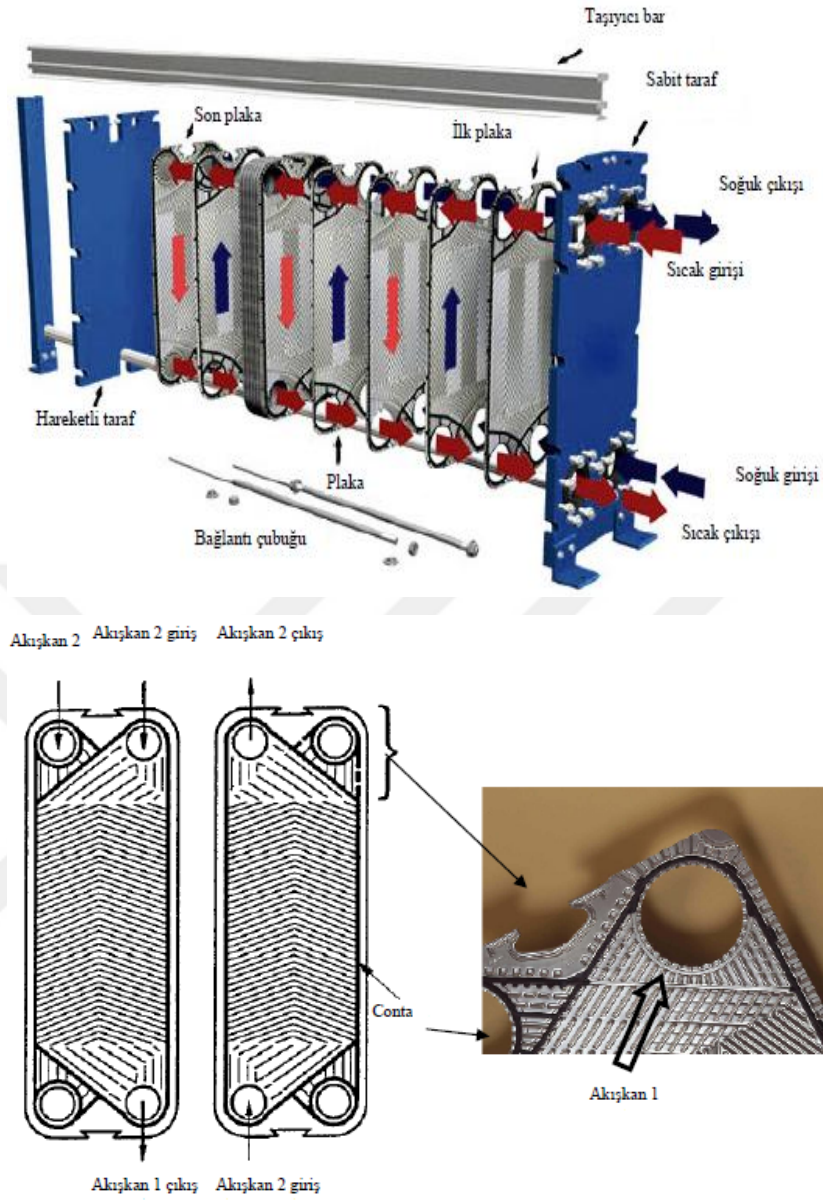


şekil 2.9. Çift borulu ısı değiştirici [54].

#### 2.1.4.2. Levhalı Tip Isı Değiştiriciler

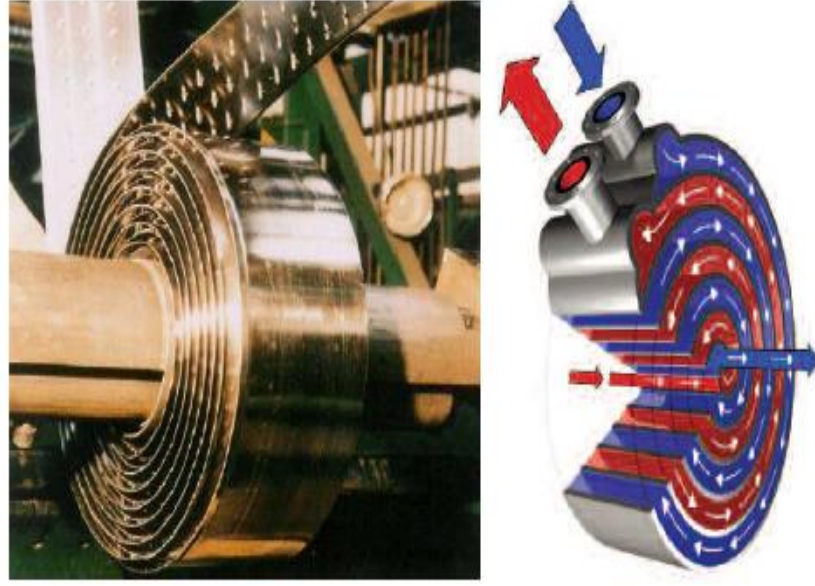
Levhalı tip ısı değiştiriciler, ince levhalar kullanılarak imal edilirler. Levhalar, düz ya da girintili-çıkıntılı olarak imal edilebilirler. Bu ısı değiştiriciler yüksek basına, yüksek sıcaklığa, yüksek basınç farklarına ve yüksek sıcaklık farklarına dayanıksızdırlar. Contalı, spiral levhalı, lamelli olarak üç gruba ayrılırlar.

Contalı levhalı ısı değiştiriciler, ince metal levhalardan bir paket yapılarak imal edilirler. Bu levhaların dört köşesinde akışkanların geçebilmesi için delikler bulunmaktadır. Uygun contalarla akışkanlar yönlendirilirken birbirlerine karışmalarını engellenir (şekil 2.10). Sıkıştırma ubukları ile sıkıştırılır. İstenildiğinde sisteme levha eklenip çıkarılarak, ısıl kapasite değiştirilebilir [55].

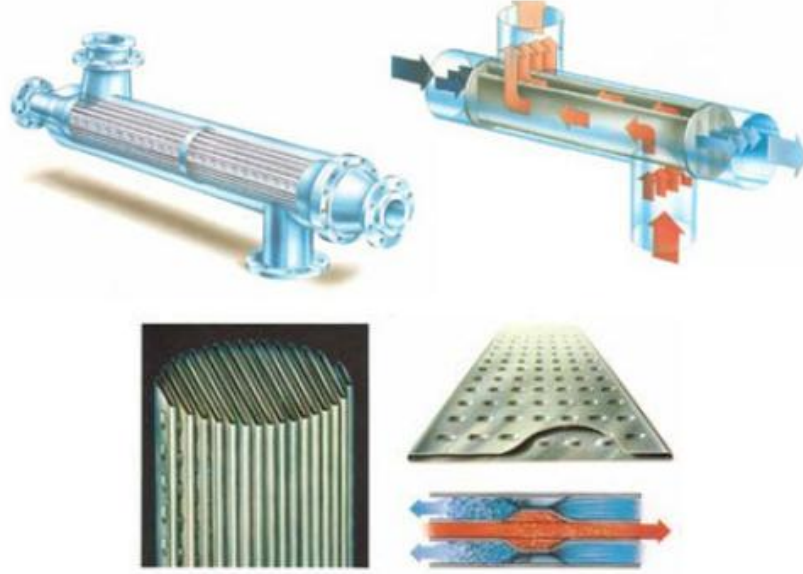


Şekil 2.10. Contalı levhalı ısı değiştirici [54].

Spiral levhalı ısı değiştiricilerde ise; iki uzun metal şerit levha helisel olarak sarılarak, iki akışkan için spiral akış yolu çifti oluşturulmaktadır (Şekil 2.11). Bu spiral dönüşlerden dolayı spiral plakalı ısı değiştiricilerin çapı çok büyüktür. Sistemin ısı transfer katsayıları; gövde borulu ısı değiştiricilere göre fazla olsa da, levhalı ısı değiştiricilerinden daha azdır. Lamelli ısı değiştiricileri; bir grup boruyu saran bir levha gövdeden oluşur, fakat bu borular düzleştirilmiş ince borulardır (Şekil 2.12). Bu tip ısı değiştiriciler selüloz ya da kağıt endüstrisinde kullanılırlar [55].



Şekil 2.11. Spiral levhalı ısı değiştirici [54].



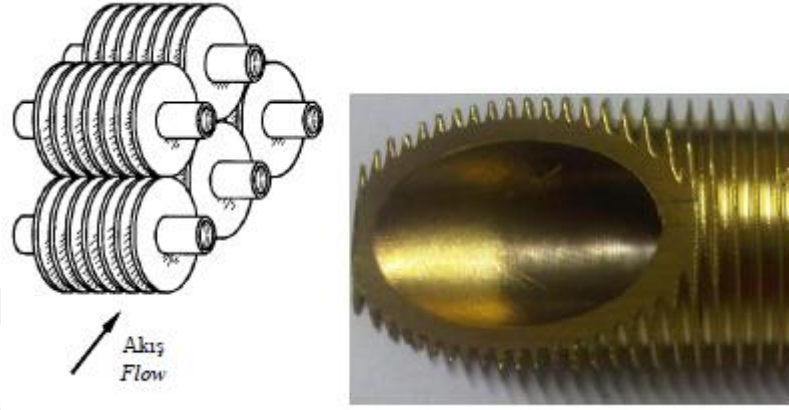
Şekil 2.12. Lamelli ısı değiştirici [54].

### 2.1.4.3. Kanatlı Tip Isı Değiştiriciler

Yüksek ısı değiştirici verimine ve daha kompakt ısı değiştiricilere ihtiyaç olduğunda kanatlı ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Bu tip ısı değiştiriciler kanatçıklı levha ve



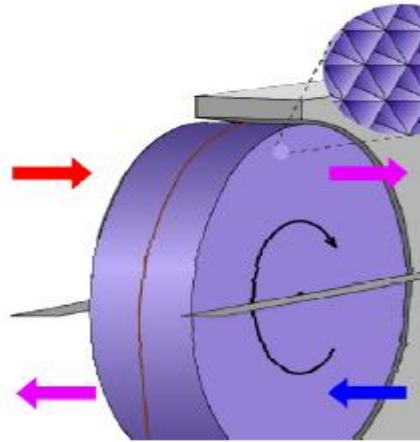
kanatçıklı boru olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Kanatçıklı levha modelinde, yüzey alanını arttırmak için levha bükülerek çıkıntılar oluşturulur. Araç radyatörleri de bu tip ısı değıştiricilere örnektir. Kanatçıklı boru modelinde ise; boruların dış yüzeylerinde dairesel çıkıntılar bulunmaktadır (Şekil 2.13) [54].



Şekil 2.13. Kanatçıklı borulu ısı değıştirici [54].

#### 2.1.4.4. Rejeneratörler

Rejeneratörler; depolama tipi ısı değıştiricilerdendir. Dönen tip rejeneratörler (Şekil 2.14), sabit matris rejeneratörler, periyodik akım rejeneratörleri ve ısı akümülatörü olmak üzere dört grupta sınıflandırılabilirler [54].

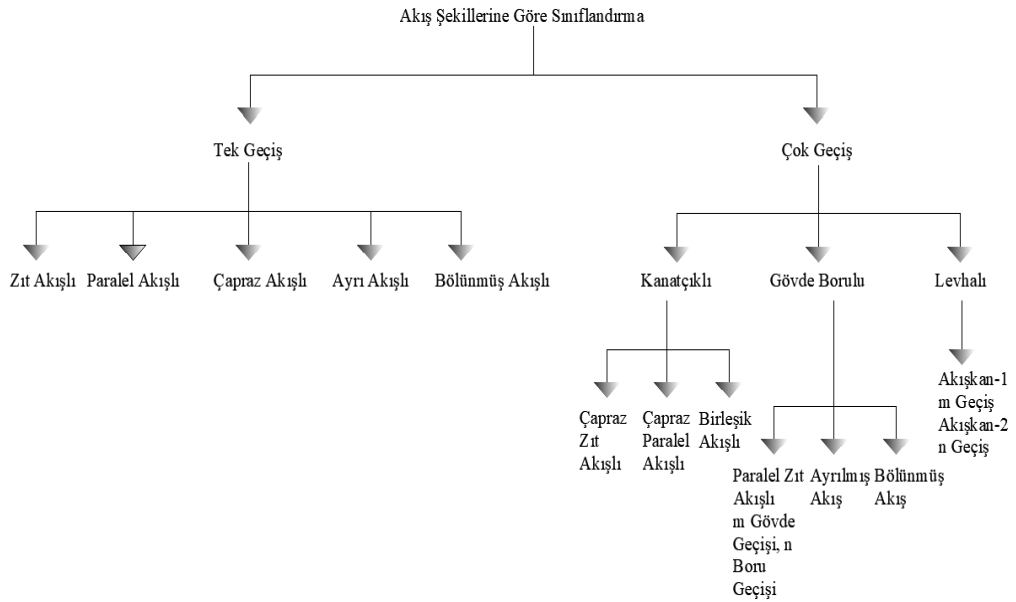


Şekil 2.14. Dönen tip rejeneratör [54].

Rejeneratörler, reküperatöre göre daha kompakt ve ekonomiktir. Bunun sebebi, sıcak ve soğuk gaz akışlarının radyal conta veya vanalarla ayrılmasıdır.

### 2.1.5. Akış Şekillerine Göre Sınıflandırma

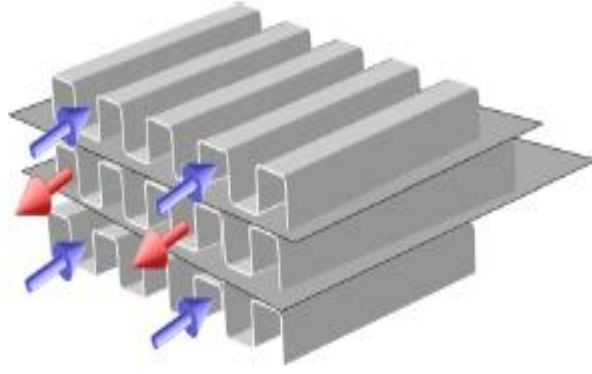
Isı değiştiricilerinde akış şekillerinin seçimi; verim, basınç düşümü, minimum maksimum hızlar, akış güzergahları, termal kaynaklı stresler, sıcaklık seviyeleri, borulama işlemleri ve diğer tasarım kriterlerine göre yapılır. Tek geçişli ve çok geçişli olarak ikiye ayrılırlar (Şekil 2.15).



Şekil 2.15. Akış şekillerine göre ısı değiştiricisi sınıflandırılması [55].

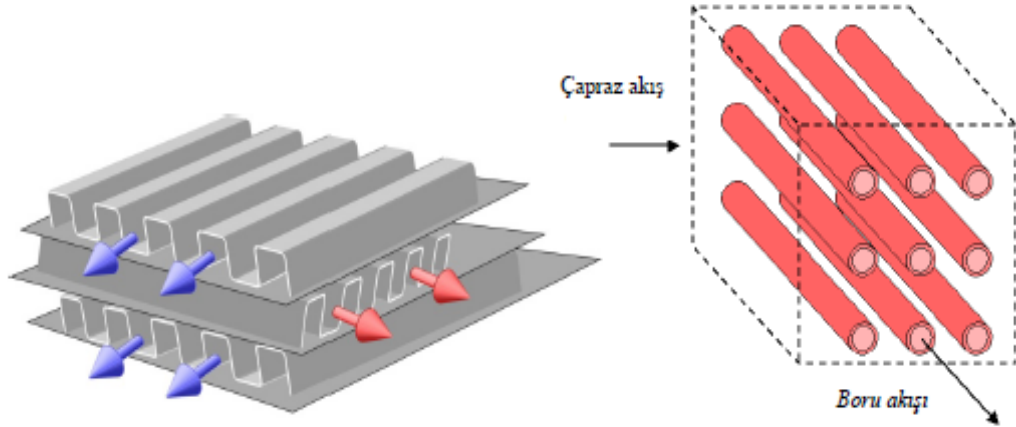
#### 2.1.5.1. Tek Geçişli Isı Değiştiriciler

Tek geçişli ısı değiştiriciler; zıt yönlerde akış (Şekil 2.16), paralel akış, karşı akış olarak üç bölüme ayrılır. Zıt yönlerde akış modelinde; akışkanlar birbirlerine paralel, fakat ters yönde hareket ederler ve maksimum ısı transferi bu modelde gerçekleşir.



Şekil 2.16. Zıt yönlerde akış modeli [54].

Paralel akış modelinde ise; akışkanlar ısı değiştiricisine aynı taraftan girip, aynı taraftan terk ederler. Karşı akışlı modelde, akışkanlar ısı değiştiricisinde birbirlerine dik olarak hareket eder (Şekil 2.17). En yüksek sıcaklık farkları, sıcak ve soğuk akışkanın giriş yaptığı köşelerde görülür.

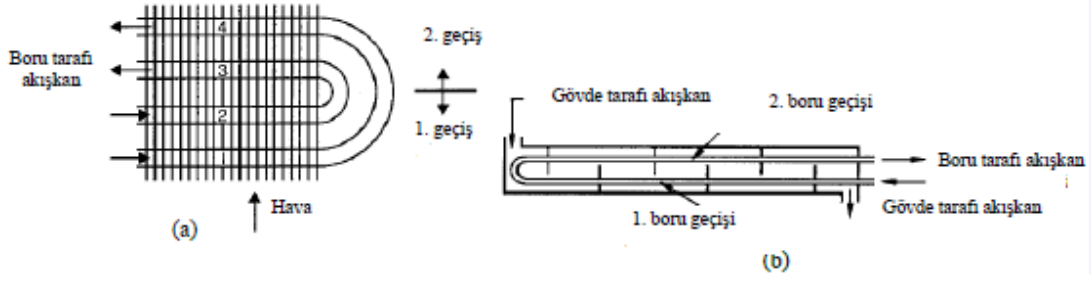


Şekil 2.17. Karşı akış modeli [54].

### 2.1.5.2. Çok Geçişli Isı Değiştiriciler

Isı değiştiricilerin boylarının uzun olması gerektiğinde, düşük akışkan hızı ve düşük verim elde edildiğinde, çok geçişli ya da birbirine bağlanmış birden fazla tek geçişli ısı değiştirici kullanılır. En önemli avantajı; ısı değiştiricinin toplam verimini, yalnız bir geçişin verimine göre daha fazla arttırmasıdır. Kanatçıklı (Şekil 2.18a), gövde-boru (Şekil 2.18b) ve levhalı olarak üçe ayrılır [57].

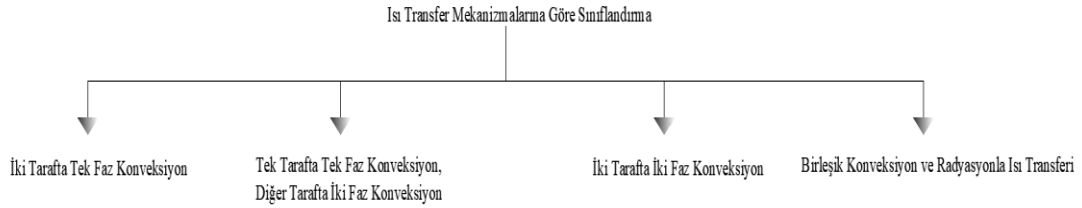




Şekil 2.18. Çok geçişli ısı değıştirciler [54].

### 2.1.6. Isı Transfer Mekanizmalarına Göre Sınıflandırma

Termal enerjiyi, ısı değıştircinin bir tarafındaki akışkandan ara yüzeye aktarmak için kullanılan temel ısı transfer mekanizmaları, tek faz konveksiyon, iki faz konveksiyon ve birleşik konveksiyon ve radyasyon ısı transfer mekanizmalarıdır (Şekil 2.19).



Şekil 2.19. Isı transfer mekanizmalarına göre ısı değıştircisi sınıflandırılması [54].

Tek faz konveksiyon ile ısı transferi yapılan değıştircilere, otomotiv radyatörleri, yolcu kabini ısıtıcıları, ekonomizörler örnek olarak gösterilebilir iken; iki faz konveksiyona ise klimaların buharlaştırıcıları örnek verilebilir. Çok bileşenli iki faz konveksiyon, genellikle hidrokarbonların damıtılması sırasında karışık buharların yoğunlaşmasında görülür. Bunlara ek olarak; fosil yakıtlı enerji santrali kazanlarında radyasyon ile ısı transferi önemli bir yer tutmaktadır [54].

## 2.2. ISI DEĞİŞTİRİCİLER İÇİN TASARIM YÖNTEMLERİ

Isı değıştircilerin ısı transferi hesaplarının ve analizlerin yapılabilmesi için bazı kabuller yapılır. Bu kabuller;

- Isı değişiminin sürekli rejimde olduğu,
- Isı değiştirici boyunca U toplam ısı geçiş katsayısının sabit olduğu,
- Isı değiştiricisinin ortama karşı yalıtılmış olduğu,
- Isı değiştirici içinde bir ısı üretimi olmadığı,
- Akışkanların özgül ısıları ve fiziksel özelliklerinin sabit olduğu,
- Isı değiştirici içinde belirli bir kesit boyunca akışkan sıcaklığının aynı olduğu,
- Isı değiştirici yüzey malzemesinde akışkanların hareketi doğrultusunda iletimle bir ısı geçişi olmadığıdır.

Isı değiştiricilerin tasarımı için; ortalama sıcaklık farkı,  $\epsilon$ -NTU, P-NTU olmak üzere üç yöntem kullanılmaktadır. Akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa ortalama sıcaklık farkı yönteminin kullanılması, bu durumun dışında  $\epsilon$ -NTU veya P-NTU yöntemlerinden biri kullanılabilir. Ayrıca bu yöntemlerin dışında grafiksel çözümlerin yapıldığı yöntemler de bulunmaktadır [54].

### 2.2.1. Ortalama Sıcaklık Farkı Yöntemi

Ortalama sıcaklık farkı yöntemi genellikle gövde borulu ısı değiştiricilerin tasarımında kullanılır. Ortalama sıcaklık farkı yönteminde ortalama sıcaklık farkları (Eşitlik 2.2) ve ortalama logaritmik sıcaklık farkları (Eşitlik 2.3) değerleri yoluyla hesaplanır [55]. Ortalama logaritmik sıcaklık farkları, düzeltme faktörü kullanılarak ortalama sıcaklık farklarına dönüştürülür.

$$\Delta T_m = T_{h,i} - T_{c,i} = F \Delta T_{lm} \quad (2.2)$$

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.3)$$

$T_1$  ve  $T_2$  sıcaklık farkları ise, ısı değiştiricinin akış şekline göre değişiklik gösterir. Karşı akışlı model için Eşitlik 2.4'te, paralel akışlı model için Eşitlik 2.5'te gösterilmektedir.

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \text{ ve } \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (2.4)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \text{ ve } \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (2.5)$$

Sıcaklık farkları bulunduğundan sonra, transfer edilen ısı miktarı bulunur (Eşitlik 2.6).

$$Q = U.A.\Delta T_{lm} \quad (2.6)$$

Ortalama sıcaklık farkı, Eşitlik 2.1 ve 2.11 ile ilişkilendirilebilir (Eşitlik 2.7).

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max}}{NTU} \varepsilon = \frac{\Delta T_{max}}{NTU_1} P_1 \quad (2.7)$$

### 2.2.2. $\varepsilon$ -NTU Yöntemi

Bu yöntemde, sıcak akışkandan soğuk akışkana gerçekleşen ısı transfer miktarı Eşitlik 2.8'e göre hesaplanır [55].

$$Q = \varepsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) = \varepsilon C_{min} \Delta T_{max} \quad (2.8)$$

Eşitlik 2.8'de,  $\varepsilon$  boyutsuz ısı değiştirici verimliliğidir ve geçiş birimi sayısına (NTU), ısı kapasite oranlarına ( $C^*$ ), akış düzenine bağlıdır.  $\varepsilon$ , ısı değiştiricilerin termal performansının ölçütüdür ve sıcak akışkandan soğuk olana gerçekleşen ısı transfer miktarının, maksimum ısı transfer miktarına oranıdır (Eşitlik 2.9) [55].

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.9)$$

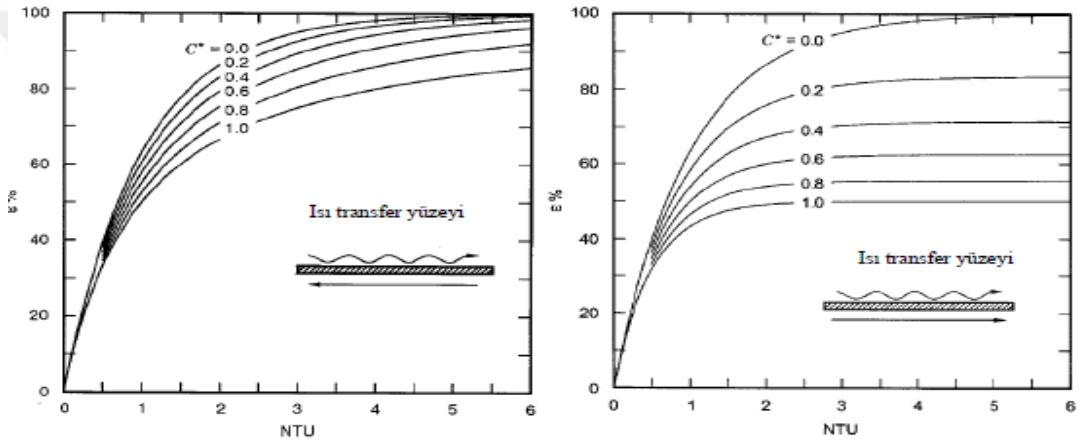
Isıl kapasite oranları ( $C^*$ ); iki akışkandan küçük ısı kapasiteye sahip olanın kapasitesinin, büyük olana oranıdır (Eşitlik 2.10) ve daima 1 veya 1'den küçüktür. [55].

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.10)$$

Geçiş birim sayısı (NTU), toplam ısı iletkenliğinin küçük olan ısı kapasiteye oranıdır (Eşitlik 2.11).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.11)$$

Farklı ısı değiştirici modelleri için  $\epsilon$ -NTU bağıntıları ve sınır şartları Çizelge 2.1'de verilmektedir. Şekil 2.20'de bu parametrelerin, paralel ve karşı akış için değerleri gösterilmiştir.



Şekil 2.20. Paralel ve karşı akış için  $\epsilon$ ,  $C^*$ , NTU değişimi [54].

Çizelge 2.1.  $\epsilon$ -NTU bağıntıları [55].

Akış Düzeni	$\epsilon$ -NTU Formülleri	$C^*$ için $\epsilon$ -NTU Formülleri
Zıt Akış	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]}$	$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$
Paralel Akış	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C^*)]}{1 + C^*}$	$\epsilon = \frac{1}{2} [1 - \exp(-NTU)]$
Karşı Akış, İkisinde Karışmıyor	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) - \exp[-(1 + C^*)NTU]$ $\sum_{n=1}^{\infty} C^{*n} P_n(NTU)$ $P_n(y) = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{j=1}^n \frac{(n+1-j)}{j!} y^{n+1}$	$C^*=1$ olduğundaki genel formülle aynıdır.
Karşı Akış, Biri Karışıyor, Diğeri	$C_{min}$ Karışmış, $C_{max}$ Karışmamış; $\epsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU.C^*)\right]/C^*\right\}$	$\epsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\}$
	$C_{max}$ Karışmış, $C_{min}$ Karışmamış;	$\epsilon = 1 - \exp\left\{-\left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\}$

<b>Karışmıyor</b>	$\varepsilon = (1 - \exp\{-C^* [1 - \exp(-NTU)]\})$	
<b>Karşı Akış, İkisinde Karışıyor</b>	$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{C^*}{1 - \exp(-NTU.C^*)} - \frac{1}{NTU}}$	$\varepsilon = \frac{1}{2/[1 - \exp(-NTU)] - 1/NTU}$
<b>1-2 Gövde-Boru Isı Değiştirici Gövde Tarafı Karışıyor. TEMA E Tipi</b>	$\varepsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{\sqrt{2 \coth(\Gamma/2)}}$ $\Gamma = NTU(1 + C^{*2})^{1/2}$ $\coth(\Gamma/2) = (1 + e^{-\Gamma}) / (1 - e^{-\Gamma})$	$\varepsilon = \frac{2}{2 + \sqrt{2} \coth(\Gamma/2)}$ $\Gamma = \sqrt{2} NTU$

Isı değiştiricinin temel parametrelerinin ısı değiştirici değişkenlerine etkisi Çizelge 2.2’de görülebilir.

Çizelge 2.2. Isı değiştirici parametrelerinin değişimlerinin etkisi [54].

Değeri Artan Değişkenler	Etkilenen Değişkenler					
	$\varepsilon$	NTU	$C^*$	Q	$T_{h,o}$	$T_{c,o}$
$\dot{m}_h$ veya $C_h$	↑	↑	↓	↑	↑	↑
$\dot{m}_h$ veya $C_c$	↓	↓	↑	↑	↓	↓
$T_{h,i}$	–	–	–	↑	↑	↑
$T_{c,i}$	–	–	–	↓	↑	↑
$h_c$ veya $A_c$	↑	↑	–	↑	↓	↑
$h_h$ veya $A_h$	↑	↑	–	↑	↓	↑

### 2.2.3. P-NTU Yöntemi

P-NTU yönteminde, sıcak akışkandan soğuk olana gerçekleşen ısı transferi Eşitlik 2.12’ye göre hesaplanır.

$$Q = P_1 C_1 \Delta T_{max} = P_2 C_2 \Delta T_{max} \quad (2.12)$$

Eşitlik 2.12’de P, akışkan 1 ya da 2 için sıcaklık verimi olarak tanımlanır.  $\varepsilon$  ile benzer olarak boyutsuzdur ve geçiş birimi sayısına, ısı kapasite oranlarına, akış düzenine bağlıdır. Eşitlik 2.13’te görüldüğü gibi P sıcaklık farklarını oranlayarak hesaplanır

$$P_1 = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{2,o}} \text{ ve } P_2 = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \quad (2.13)$$

Geçiş birimi sayısı; aynı  $\varepsilon$ -NTU yöntemindeki gibi hesaplanır ve iki akışkan için Eşitlik 2.14'deki gibidir.

$$NTU_1 = \frac{UA}{C_1} \text{ ve } NTU_2 = \frac{UA}{C_2} \quad (2.14)$$

Isıl kapasite oranları (R) ise;

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{1,o} - T_{1,i}} \text{ ve } R_2 = \frac{C_2}{C_1} = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{2,o}} \quad (2.15)$$

Buna göre;

$$R_1 = \frac{1}{R_2}; NTU_1 = NTU_2 R_2 \text{ ve } P_1 = P_2 R_2 \quad (2.16)$$

yazılabilir. Farklı ısı değiştirici modelleri için P-NTU bağıntıları Çizelge 2.3'de verilmektedir.

Çizelge 2.3. P-NTU bağıntıları [55].

Akış Düzeni	P-NTU Formülleri	$R_1=1$ için Değerler	$NTU_1 \rightarrow \infty$ için Değerler
<b>Zıt Akış, Simetrik</b>	$P_1 = \frac{1 - \exp[-NTU_1(1 - R_1)]}{1 - R_1 \exp[-NTU_1(1 - R_1)]}$ $NTU_1 = \frac{1}{1 - R_1} \ln \frac{1 - R_1 P_1}{1 - P_1}$ $F=1$	$P_1 = \frac{NTU_1}{1 + NTU_1}$ $NTU_1 = \frac{P_1}{1 - P_1}$ $F=1$	$P_1 \rightarrow 1 \text{ için } R_1 \leq 1$ $P_1 \rightarrow \frac{1}{R_1} \text{ için } R_1 \geq 1$ $NTU_1 \rightarrow \infty$ $F=1$
<b>Paralel Akış, Simetrik</b>	$P_1 = \frac{1 - \exp[-NTU_1(1 + R_1)]}{1 + R_1}$	$P_1 = \frac{1}{2} [1 - \exp(-2NTU_1)]$	$P_1 \rightarrow \frac{1}{1 + R_1}$ $NTU_1 \rightarrow \infty$

	$NTU_1 = \frac{1}{1+R_1} \ln \frac{1}{1-P_1(1+R_1)}$ $F = \frac{(R_1+1) \ln[(1-R_1P_1)]}{(R_1-1) \ln[1-P_1(1+R_1)]}$	$NTU_1 = \frac{1}{2} \ln \frac{1}{1-2P_1}$ $F = \frac{2P_1}{(P_1-1) \ln(1-2P_1)}$	F=0
--	--	---	-----

#### 2.2.4. $\psi$ -P ve P<sub>1</sub>-P<sub>2</sub> Yöntemleri

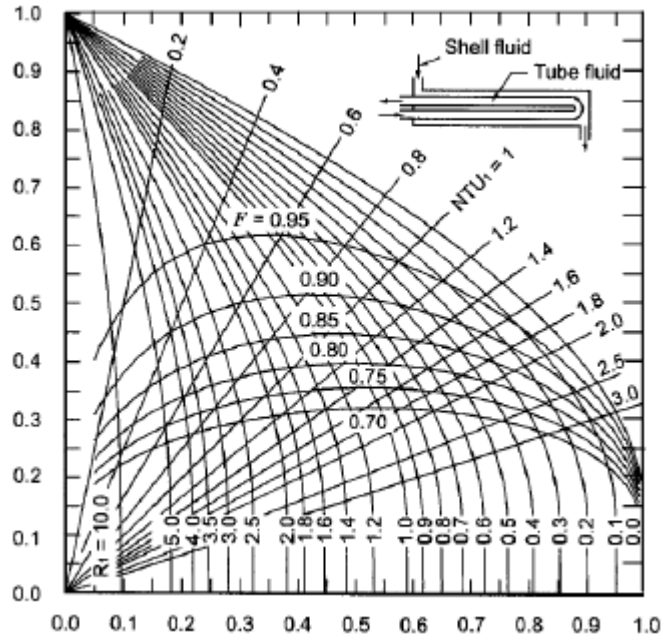
1967'de Mueller tarafından farklı bir yöntem tanımlanmış ve ısı değiştiricideki ısı geçişi miktarı buna göre hesaplanmıştır (Eşitlik 2.17).

$$q = UA\psi(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.17)$$

Eşitlik 2.17'deki  $\psi$ , ortalama sıcaklık farkının giriş sıcaklık farkına oranıdır.

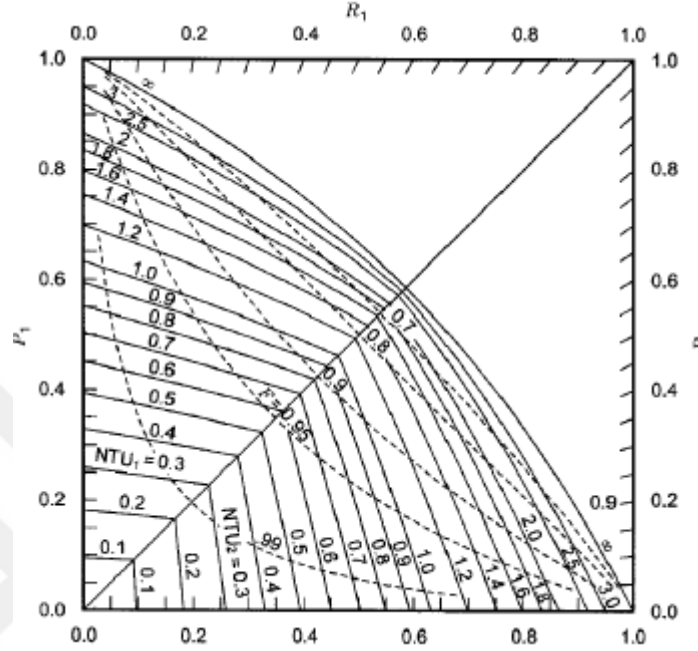
$$\psi = \frac{\Delta T_m}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{max}} \quad \text{ve} \quad \psi = \frac{\varepsilon}{NTU} = \frac{P_1}{NTU_1} = \frac{P_2}{NTU_2} \quad (2.18)$$

$\psi$ 'nin; P<sub>1</sub>, R<sub>1</sub>, NTU<sub>1</sub> ve F'nin değişimine göre değerleri Şekil 2.21'de grafiksel olarak verilmiştir.



Şekil 2.21.  $\psi$ 'nin 1-2 TEMA E tipi gövde borulu ısı değiştiricideki değişimi [54].

1990 yılında Roetzel ve Spang, ısı değiştiricilerin birçok temel boyutsuz değişkenini içeren bir grafik hazırlamışlardır (Şekil 2.22). Bu grafiği kullanarak herhangi bir iterasyon yapmadan kapasite ve boyut belirlenmesi yapılabilir.



Şekil 2.22. TEMA E tipi gövde borulu ısı değiştiricinin  $P_1$ - $P_2$  değişimi [54].

### 2.3. REJENERATÖRLER İÇİN TASARIM YÖNTEMLERİ

Rejeneratör tasarımında da reküperatörler gibi benzer kabuller yapılır. Bunlar kısaca, sistemin dışarıdan izole olması, faz değişiminin olmaması, radyasyon etkisinin ihmal edilebilir olması, dışarıya herhangi bir sızıntı olmaması, kütle ve matris yüzeyinin homojen dağılmış olmasıdır. Rejeneratörler dönen ve sabit matrisli olmak üzere iki çeşitir ve bu iki rejeneratör tipinin tasarımında  $\epsilon$ -NTU<sub>0</sub> ve  $\Lambda$ -II olmak üzere iki yöntem kullanılır [54].

#### 2.3.1. $\epsilon$ -NTU<sub>0</sub> Yöntemi

$\epsilon$ , ısı verimi temsil eder ve transfer edilen ısı miktarının, mümkün olan maksimum ısı transferi miktarına oranıdır. Isıl verim, NTU<sub>0</sub> (Eşitlik 2.19),  $C^*$  (Eşitlik 2.20),



$C_r^*$  (Eşitlik 2.21), ve  $hA^*$  (Eşitlik 2.22) parametrelerinin fonksiyonu olarak bulunabilir [54].

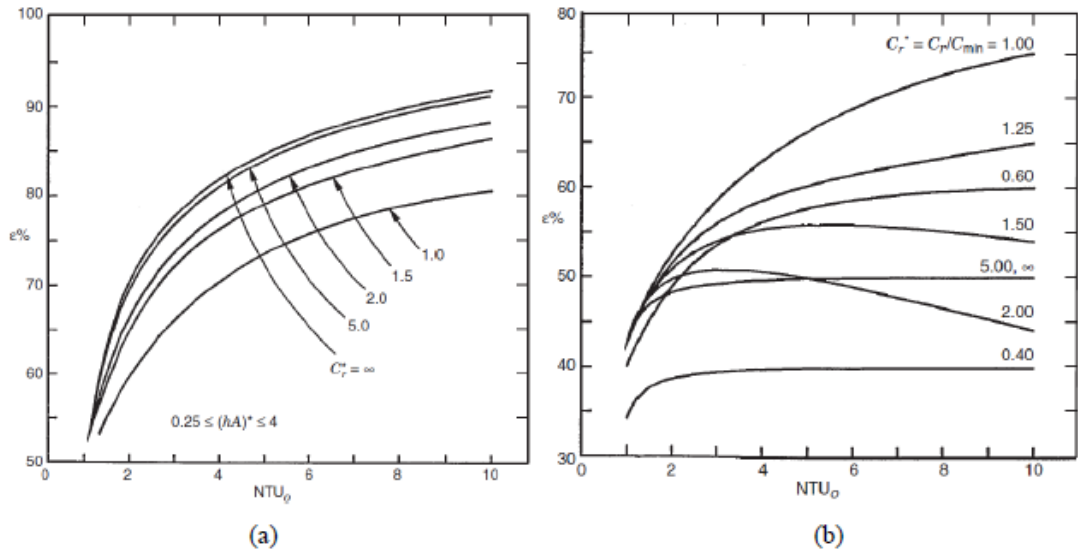
$$NTU_0 = \frac{1}{C_{min}} \left[ \frac{1}{1/(hA)_h + 1/(hA)_c} \right] \quad (2.19)$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{min} \quad (2.20)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.21)$$

$$(hA)^* = \frac{C_{min} \text{ tarafındaki } (hA)}{C_{max} \text{ tarafındaki } (hA)} \quad (2.22)$$

Karşı ve paralel akışlı rejeneratörlerde, ısı veriminin bu parametrelere göre değişimi Şekil 2.23'de verilmiştir.



Şekil 2.23. Isıl verimin değişimi, (a) karşı akış, (b) paralel akış [56].

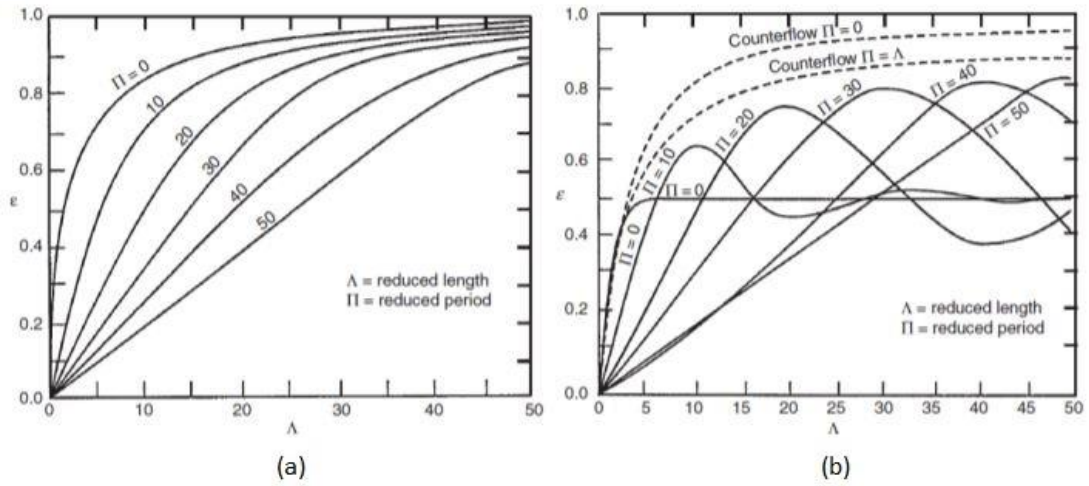
### 2.3.2. $\Lambda$ - $\Pi$ Yöntemi

Genellikle sabit matrisli rejeneratörler için bu metod kullanılır. Zamandan bağımsız, uzaklıkla ilgili boyutsuz değişkenler kullanılarak çözüme ulaşılır. Bu yöntemde rejeneratör verimi,  $\Lambda_h$ ,  $\Lambda_c$ ,  $\Pi_h$ ,  $\Pi_c$ 'nin fonksiyonudur (Eşitlik 2.23, 2.24) [54].

$$\Lambda = bL \quad (2.23)$$

$$\Pi = cP_h \text{ veya } cP_c \quad (2.24)$$

Eşitlik 2.23 ve 2.24'te b ve c sabit sayılardır ve  $\Lambda$  boyutsuz uzunluk,  $\Pi$  boyutsuz periyot olarak tanımlanmıştır. Karşı akış ve paralel akışlı rejeneratörlerin verimine, boyutsuz uzunluk ve periyot değişkenlerinin etkisi Şekil 2.24'de verilmiştir.



Şekil 2.24.  $\Lambda$ - $\Pi$  yönteminde ısı veriminin değişimi, (a) karşı akış, (b) paralel akış [56].

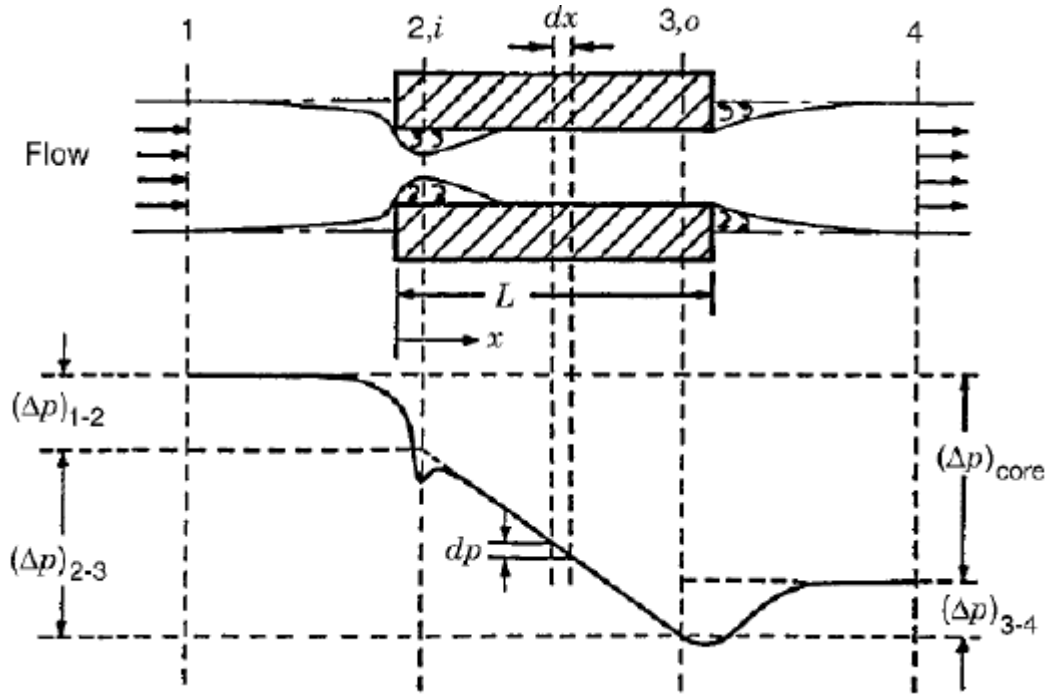
### 2.4. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE BASINÇ DÜŞÜMÜ

Isı değiştiricilerde basınç düşümü çekirdek'teki basınç düşümü ve yardımcı elemanlardaki basınç düşümünün toplamına eşittir. Isı değiştiricilerde akış modeli karmaşık olduğundan, basınç düşümünün belirlenmesinde teorik analizlerin yanı sıra yaklaşık çözümlerden ve deneysel bulgulardan da yararlanır.

### 2.4.1. Çekirdekdeki Basınç Düşümü

Isı değişim yüzeylerinin bir biriminde, akışın geçtiği her bölüm için gerçekleşen basınç düşümleri toplanarak toplam basınç kaybı elde edilir (Şekil 2.25). Buna göre;

$$\Delta p = \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} - \Delta p_{3-4} \quad (2.25)$$



Şekil 2.25. Isı değiştirici merkezinde bir geçiş basınç düşümü [56].

Şekil 2.25’de 2 ve 3 istasyonları sırasıyla, birim giriş ve çıkışını belirtmektedir. 1-2 arasındaki basınç düşümü girişteki ani daralmadan, 2-3 arasındaki basınç düşümü ise düz boru içindeki sürtünme kayıplarından kaynaklanmaktadır. 3-4 arasında ise ani genişlemeden dolayı basınç artışı yaşanmaktadır. Toplam basınç kaybı Eşitlik 2.26’den hesaplanır.

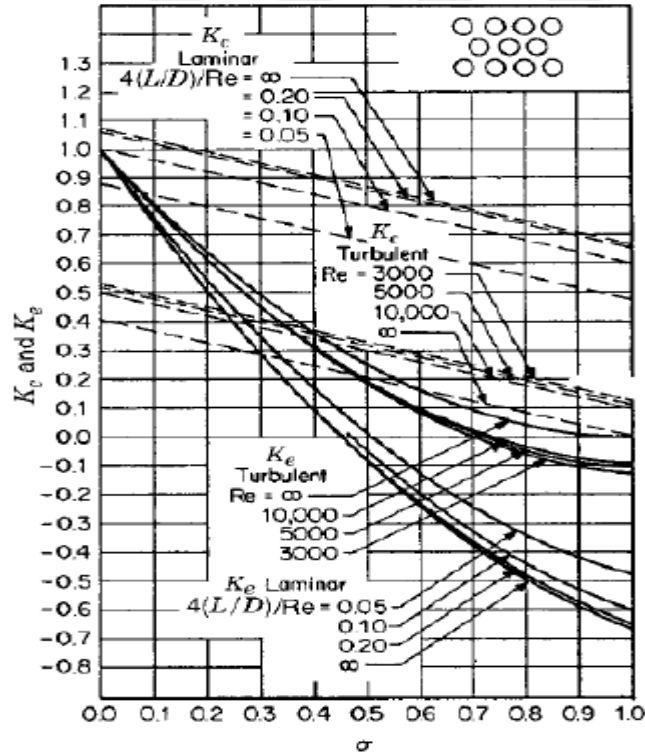
$$\Delta p = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \left[ (1 - \sigma^2 + K_c) + 2 \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{l}{r_h} \rho_i \left( \frac{1}{\rho_m} \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (2.26)$$

Eşitlik 2.26’da parantezi içindeki birinci terim girişten, ikinci terim akışın hızlanmasından, üçüncü terim gövde içindeki sürtünmeden, dördüncü terim ise

çıkıştan kaynaklanan basınç düşümünü gösterir. Esas basınç kaybını oluşturan, toplam basınç kaybının %90'ına tekabül eden kısım gövde içindeki sürtünmeden kaynaklanan üçüncü bölümdür.  $\sigma$  ve  $G$  sırasıyla, minimum akış alanının ön alana oranı ve gövde kütle hızıdır. Eşitlik 2.27'ye göre hesaplanırlar.

$$\sigma = \frac{A_{o,2}}{A_{o,1}} = \frac{A_{o,3}}{A_{o,4}} \text{ ve } G = \frac{\dot{m}}{A_{o,2}} \quad (2.27)$$

$K_c$  ve  $K_e$  kayıp katsayıları ise, farklı ısı değiştirici tiplerine göre grafiklerden bulunabilir. Şekil 2.26'da yuvarlak borulu çekirdek için kayıp katsayıları gösterilmektedir.



Şekil 2.26. Giriş ve çıkış kayıp katsayıları [56].

Son olarak Fanning sürtünme katsayısı  $f$ , sayısal olarak hesaplanabilse de, değişik boru şekilleri için hazırlanmış grafiklerden de bulunabilir (Şekil 2.27).

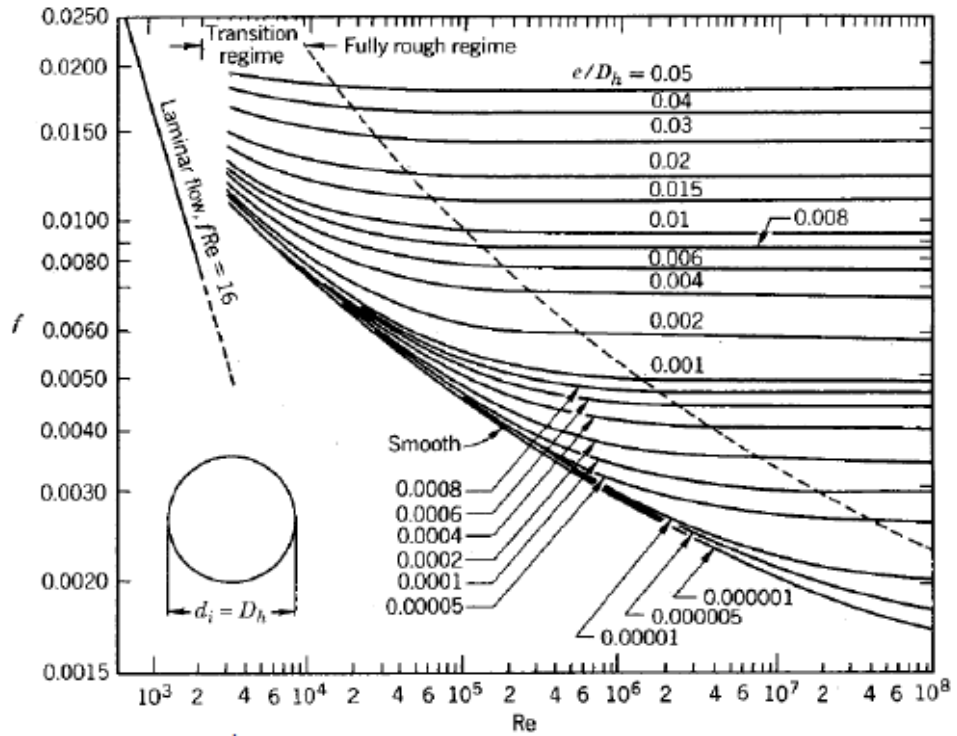
## 2.4.2. Yardımcı Elemanlarda Basınç Düşümü

Borunun eğrilik açısına göre basınç düşümü Eşitlik 2.28'e göre hesaplanır. Eşitlik 2.28'de  $u_m$  eksenel hızı,  $K_{b,t}$  (Eşitlik 2.29) ise basınç düşüm katsayısını belirtir.

$$\Delta p = K_{b,t} \left( \frac{\rho u_m^2}{2g_c} \right) \quad (2.28)$$

$$K_{b,t} = K_b + K_f = K_b + f \frac{4L}{D_h} \quad (2.29)$$

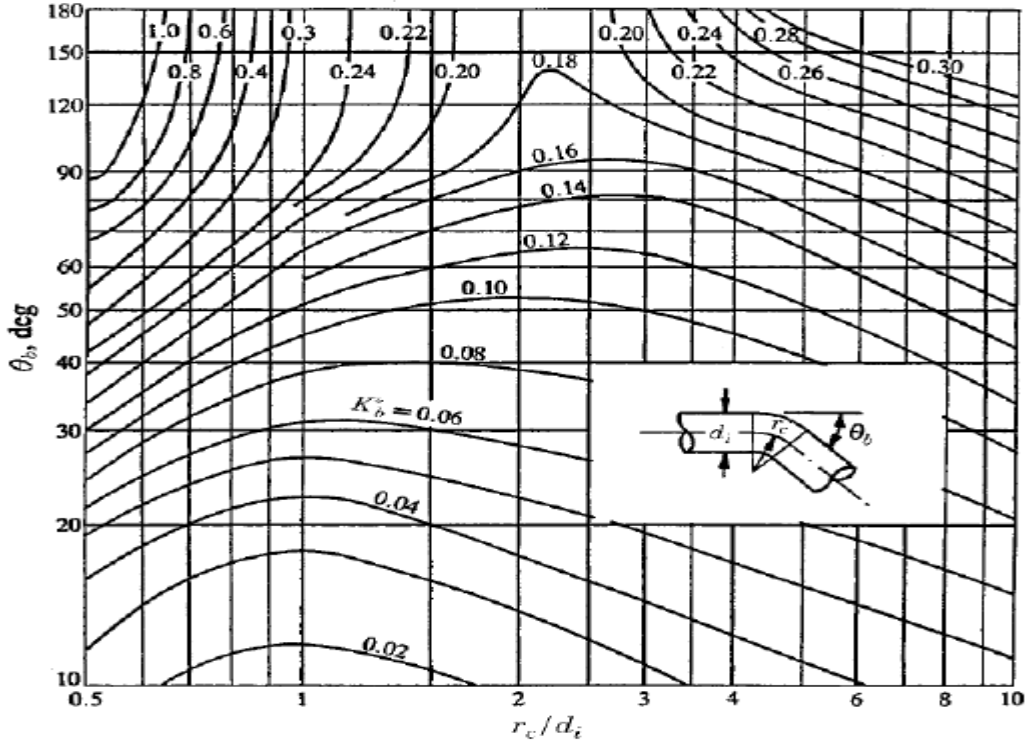
$$K_b = K_b^* C_{Re} C_{dev} C_{rough} \quad (2.30)$$



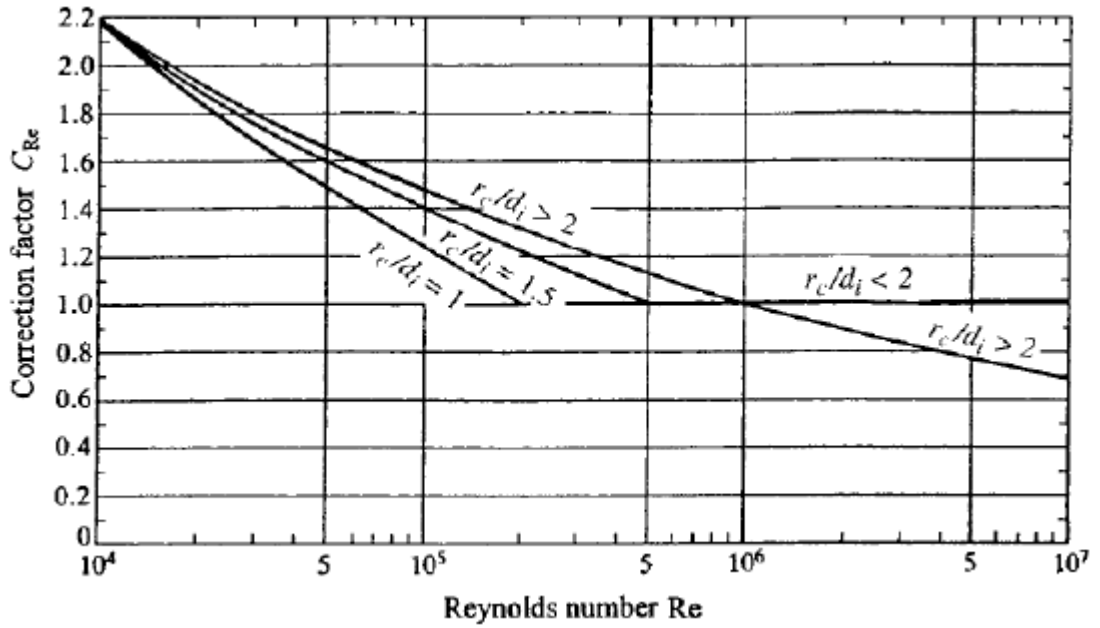
Şekil 2.27. Dairesel borular için sürtünme katsayısı [56].

Eşitlik 2.30'daki katsayılar sırasıyla; bükülme basınç kaybı katsayısı, Reynolds sayısına göre düzeltme faktörü, akış gelişimine göre düzeltme faktörü ve yüzey pürüzlülüğüne göre düzeltme faktörüdür. Yüzey pürüzlülüğüne göre düzeltme faktörü; Şekil 2.27'deki pürüzlü yüzey için bulunan sürtünme katsayısının, pürüzsüz

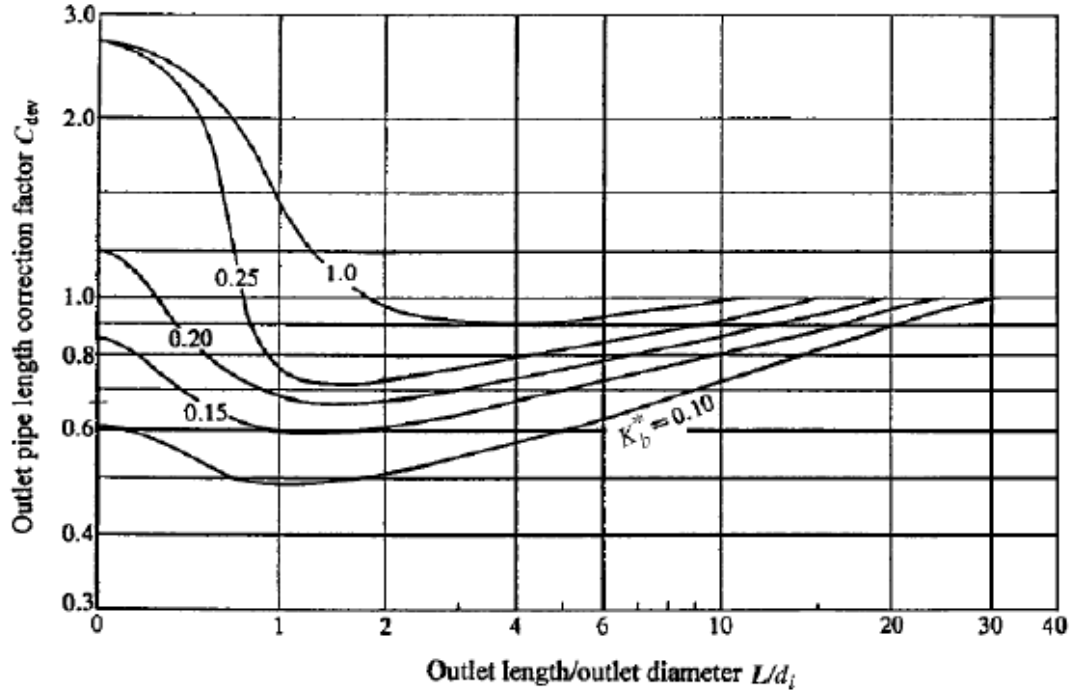
yüzey için bulunan sürtünme katsayısına oranıyla bulunmaktadır. Diğerleri ise sırasıyla Şekil 2.28, 2.29 ve 2.30'deki grafiklerden bulunmaktadır.



Şekil 2.28. Bükülme basınç kaybı katsayısı ( $Re=10^6$  için) [56].



Şekil 2.29. Reynolds sayısına göre düzeltme faktörü [56].



Şekil 2.30. Akış gelişimine göre düzeltme faktörü [54].

Kare veya prizmatik kesitli borular için de grafikler hazırlanmıştır. Bu grafikler kullanılarak basınç kaybı hesaplanabilir.

## 2.5. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE KİRLİLİK VE KOROZYON

Kirlilik ısı değişim yüzeyinde istenmeyen maddelerin birikmesidir. Bu maddeler kristaller, polimerler, inorganik tuzlar olabileceği gibi korozyon sonucu ortaya çıkan malzeme artıkları da olabilir. Korozyon ise akışkanların agresif hareketleri sonucu ya da dış ortam ile temas sonucu gerçekleşen, ısı transfer yüzeylerindeki mekanik bozunumdur [54].

### 2.5.1. Kirlilik

Isı değiştiricilerde kirlilik; ısıl performansı düşürür, basınç kaybını artırır, korozyonu destekler ve sonuç olarak ısı değiştiricinin kullanılmaz hale gelmesine neden olur. Bundan dolayı düzenli kontrolü yapılmalıdır. Altı çeşit kirlilik tipi bulunmaktadır. Bunlar; çökeltme ya da kristalleşme, katı parçacıklar (çözünmezler), kimyasal

reaksiyon, korozyon, biyolojik ve donma (katılaşma) sonucu kirliliktir. Biyolojik kirlenme sadece sıvı tarafında gerçekleşir. Bunun dışındaki tüm kirlilik çeşitleri hem sıvı hem de gaz tarafı için geçerlidir.

Çökelme ya da kristalleşme ile kirlilik, çözülmüş tuzların, ısı transfer yüzeyi üzerinde çözünürlük sınırını geçmesi sonucu oluşmaktadır. Parçacıklarla (çözünmezler) kirlenme, akışkanın içindeki parçacıkların ısı transfer yüzeyinde asılı kalması sonucu oluşmaktadır. Kimyasal reaksiyon kirlenmesi, ısı transfer yüzeyinin katalizör görevi görerek, akışkan bileşenlerinin kimyasal tepkimeye girmesi ve tortu oluşturması ile gerçekleşir. Korozyon kirlenmesinde ise, ısı transfer yüzeyinin kendisi akışkan ile reaksiyona girer, bu da bir çeşit kimyasal reaksiyon kirlenmesidir. Biyolojik kirlenme, makro ya da mikro organizmaların ısı transfer yüzeyinde birikmesi, o yüzeye yapışması sonucu gerçekleşir. Donma ya da katılaşma kirlenmesi, aşırı soğutulmuş ısı transfer yüzeyinin etkisiyle, diğer taraftaki sıvı ya da gazın katılaşmasıyla oluşur. Bu çeşitlerin birden fazlası aynı anda görüldüğünde de birleşik kirlenme adını alır.

Kirlenme sürecini etkileyen bir sebepten bahsedilemez; akışkanın hızı, sıcaklığı, kimyasal özelliği bu parametrelerdendir. Isı değiştiricinin sıvı tarafında kirlenmeyi etkileyen başlıca parametreler Çizelge 2.4'te görülmektedir [56].

Çizelge 2.4. Sıvı tarafındaki kirlenmeyi etkileyen parametreler [56].

Operasyon Değişkeni	Çökelme	Donma	Katı Parçacıklar	Kimyasal	Korozyon	Biyolojik
Sıcaklık	↑↓	↓	↑↓↔	↑↓	↑↓	↑↓↔
Hız	↓↔	↑↓	↓	↓	↑↓↔	↑↓
Aşırı Doyma	↑	↑	–	–	–	–
pH	↑	–	↑↓	–	↑↓	↑↓
Kirlilik	–	↓	–	–	–	–
Konsantrasyon	↑	↑	↑	–	–	–
Yüzey Pürüzü	↑	↑	↑↔	–	↑↔	↑
Basınç	↔	↔	–	↑	↑	↑↓
Oksijen	↔	↔	–	↑	↑	↑↓



Isı değiştiricinin gaz tarafında da, bazı parametrelerin değişimiyle, belirli kirlilik şekilleri görülür (izelge 2.5).

Çizelge 2.5. Gaz tarafındaki kirlenmeyi etkileyen parametreler [56].

Operasyon Değişkeni	Katı Parçacıklar	Donma	Kimyasal	Korozyon
Sıcaklık	↑↓	↓	↑	↑↓↔
Hız	↑↓↔	↓	↑↓↔	↑↔
Kirlilik	–	↓	–	–
Konsantrasyon	↑	↑	–	↑
Yakıt-Hava Oranı	↑	–	↑	–
Yüzey Prz	↑↔	–	–	↑↔
Oksijen	↔	↔	↑	–
Kükürt	–	–	↑	↑

Isı değiştiricilerinde kirlilik faktörleri daha önceden yapılan deneysel çalışmalar sonucu elde edilmiştir. Sıvı ve gaz tarafı için örnek kirlilik faktörleri izelge 2.6’da görülebilir.

Çizelge 2.6. Sıvı ve gaz tarafında kirlilik faktörü değerleri [56].

Operasyon Sıvısı	(m <sup>2</sup> .K/kW)	
	PHE	Ř-TEMA
Yumuşak Su	0,018	0,18-0,35
Soğutma Kulesi Suyu	0,044	0,18-0,35
Deniz Suyu	0,026	0,18-0,35
Nehir Suyu	0,044	0,35-0,53
Yağlayıcı	0,053	0,36
Organik zcler	0,018-0,053	0,36
Buhar	0,009	0,18

		Weierman	Zink	TEMA
<b>Operasyon Gazı</b>		<b>1982</b>	<b>1981</b>	<b>1978</b>
Temiz Gaz	Doğal Gaz	0,0881-0,528	0,176	–
	Propan	0,176-0,528	–	–
	Bütan	0,176-0,528	–	–
	Gaz Türbin	0,176	–	–
Ortalama Gaz	No.2 Yağ	0,352-0,704	0,528	–
		0,264	–	–
		0,528	–	1,76
Kirli Gaz	No.6 Yağ	0,528-1,23	0,881	–
	Ham Petrol	0,704-2,64	–	–
	Artık Yağ	0,881-3,52	1,76	–
	Kömür	0,881-8,81	–	–

Kirlilik sürecini kontrol etme yöntemleri, çevrim içi ve çevrim dışı olarak ikiye ayrılmaktadır. Çevrim içi yöntemlerde sistem çalıştığı sırada temizleme ya da önleme yapılabilirken, çevrim dışı yöntemleri uygulayabilmek için sistemin durdurulması gerekmektedir. Kirlilikten kurtulmak ya da kirliliğin oluşmasını engellemek için yüzey temizlemesi veya sisteme cihaz ve kimyasal eklenir.

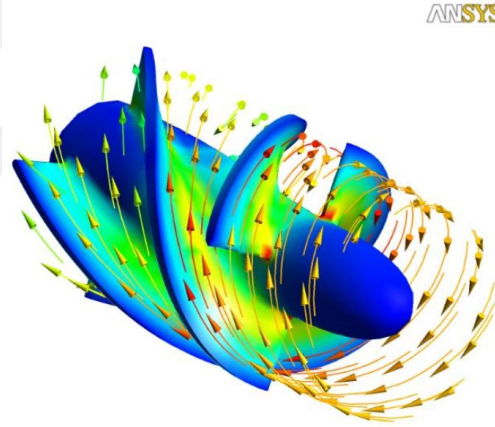
### 2.5.2. Korozyon

Korozyon, ısı transfer yüzeyinin deforme olması durumudur. Başlıca tipleri; tek tip saldırı, galvanik, çukurlaşma, stres ve erozyon korozyonlarıdır. Tek tip korozyon, metalin akışkanla temas eden tüm yüzeyi boyunca kimyasal ya da elektro-kimyasal reaksiyonu sonucu gerçekleşir. Genelde metal ve akışkan homojen dağılımlı ise görülür. Bu tip dışındaki diğer korozyon tipleri bölgesel (lokal) korozyon çeşitleridir. Galvanik korozyonda; ısı değiştirici bünyesinde bulunan elektrik potansiyeli farklı metallerin, akışkanı elektrolit olarak kullanmasıyla gerçekleşir. Çukurlaşma korozyonunda, metalin belirli bölgelerinde küçük çukurlarla başlayan delikler oluşur. Stres korozyonunda, ani çekme gerilmeleri sonucu çatlaklar oluşur. Erozyon korozyonunda ise, yüksek hızlı akışkan hareketi sonucu yüzeyden bölgesel olarak malzeme kalkar [54].

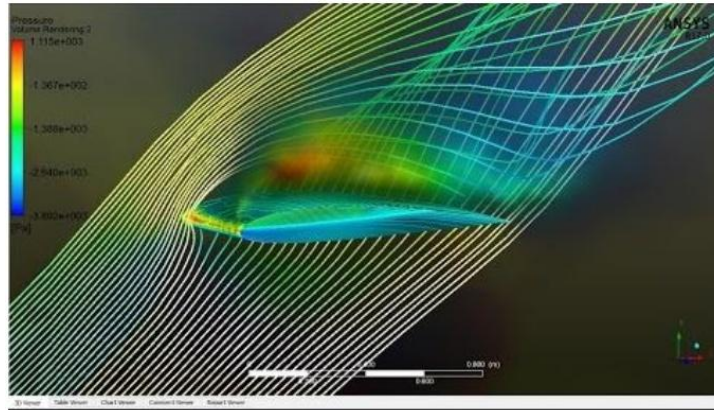
## BÖLÜM 3

### SAYISAL ANALİZ

ANSYS ticari yazılımı, mühendislik alanında kullanılan bir simülasyon yazılımıdır. Yazılım genellikle ürünlerin tasarım aşamasından sonra kullanılır ve prototip üretilmeden önce, sanal ortamda test imkanı vermektedir. Parçaların ve parça montajlarının 3 boyutlu simülasyonları yardımıyla, ürünün mukavemet, mekanik, titreşim gibi yönlerden incelenmesini sağlayarak tasarımı geliştirmeye yardımcı olmaktadır. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de örnek bir akış tasarımı incelemesi gösterilmiştir. ANSYS sonlu elemanlar yöntemini kullanan bir yazılımdır. İncelenecek olan parçayı birçok küçük elemana bölerek işlemlerini sürdürmektedir [58].



Şekil 3.1. Örnek bir ANSYS FLUENT yazılımı simülasyonu [59].



Şekil 3.2. Örnek bir ANSYS FLUENT analizi [59].

ANSYS ticari yazılımı ile katı modellerin yanı sıra akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemleri üzerinde çalışma ve analizler yapılabilmektedir. ANSYS FLUENT yazılımı ile yalnız sıvılar değil, gaz ve yarı akışkan haldeki maddelerin simülasyonu da yapılabilmektedir. Uçak kanatları üzerindeki hava akışı, bir canlıdaki dolaşım sistemi, türbinlerdeki akış, bina tesisatı içerisindeki su akışı gibi mühendislik uygulamaları ANSYS FLUENT yazılımı ile kolaylıkla modellenebilmektedir.

ANSYS FLUENT, sonlu hacimler yöntemini kullanan bir HAD yazılımıdır. 1983'ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki HAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelen ANSYS FLUENT, en ileri teknolojiye sahip ticari HAD yazılımı olarak kullanıcıların en zor problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunmaktadır.

ANSYS FLUENT, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbomakinalar (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler vb.) endüstrisi, kimya endüstrisi, yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır. Bu özelliği sayesinde kullanıcılarına birbirinden farklı birçok problemi aynı arayüzü kullanarak çözmeye olanağı sağlar. ANSYS FLUENT, çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminar, geçiş ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere çözümler üreterek, AR-GE bölümlerinin tasarım esnasındaki en güvenilir aracı olmaya adaydır.

Hesaplamalı analiz süreci, geometrik modelleme, sayısal ağ oluşturma, analiz ve sonuçların işlenmesi aşamalarından oluşmaktadır. Süreç modelleme ve sayısal ağ oluşturma aşamalarında yoğun emek ve deneyim gerektirmekte, analiz aşamasında ise güçlü bilgisayar sistemlerine gerek duymaktadır. Söz konusu insan ve bilgisayar gücü gereksinimleri, sayısal modelin karmaşıklığı ile orantılı olarak artmaktadır. Aynı şekilde, elde edilen sonuçlarda beklenen doğruluk mertebesi de bu gereksinimlerde önemli bir artışa karşılık gelmektedir. Akışkanlar mekaniği ve ısı

transferi problemlerinin sayısal yöntemlerle incelenmesinde, bu gereksinimleri karşılanabilir sınırlar içerisinde tutmak ve kullanılabilir sonuçlar elde edebilmek için basitten karmaşığa doğru çok aşamalı bir yol izlenmektedir [58].

Bu çalışmada üç eş eksenli borulu ısı değiştiricinin boru boyunca ısı transfer hızı, sıcaklık değişimi ve basınç kayıplarının saptanması amaçlanmıştır. Problemin çözümü için ANSYS FLUENT 18.0 yazılımı kullanılmıştır.

ANSYS FLUENT program ile gerçekleştirilen çalışmalar;

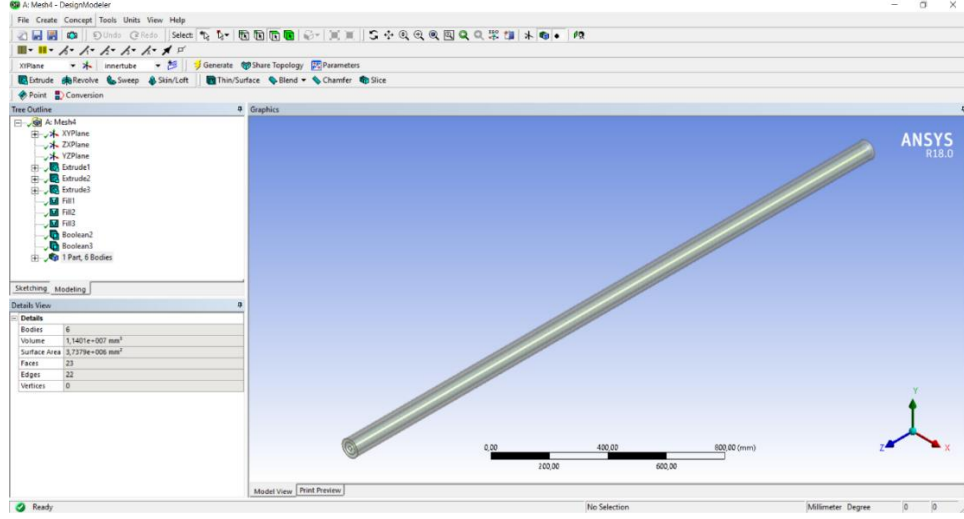
- 1) Geometrinin Oluşturulması (Geometry)
- 2) Sayısal Ağın Oluşturulması (Mesh)
- 3) Problemin ve Sınır Koşullarının Belirlenmesi (Setup)
- 4) Analiz (Solution)
- 5) Sonuçların İrdelenmesi (Results)

olmak üzere beş aşamadan oluşmaktadır

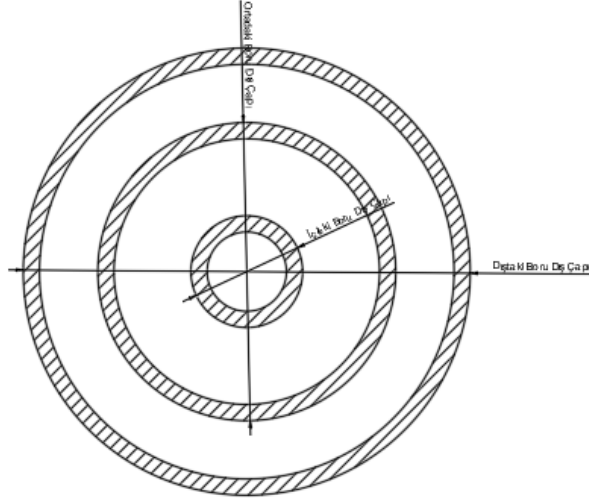
Geometrinin oluşturulması ve sayısal ağ oluşturma aşamalarında insan yetenek ve bilgisine ihtiyaç duyulurken, problem ve sınır koşullarının belirlenmesi, analiz ve sonuçların irdelenmesi aşamasında ileri mühendislik bilgisinin yanında yüksek bilgisayar gücü gerekmektedir. Çalışma kapsamında ANSYS FLUENT 18.0 yazılımı kullanılarak analizi yapılan eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisinin HAD analizi adımları detaylı olarak maddeler halinde sunulmuştur.

### **3.1. GEOMETRİNİN OLUŞTURULMASI (GEOMETRY)**

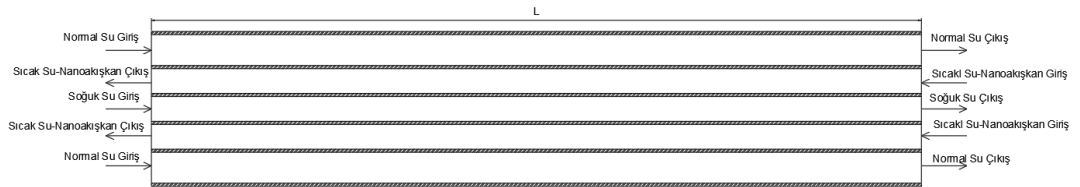
Eş eksenli üç borulu ısı değiştiricinin gerçek boyutlarıyla çizilerek analiz öncesi modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Sayısal model ANSYS FLUENT 18.0 arayüzünde oluşturulabileceği gibi farklı çizim programları kullanılarak ANSYS FLUENT 18.0 programına aktararak da yapılabilmektedir. Bu çalışmada sayısal modelin oluşturulması için ANSYS FLUENT 18.0 arayüzü kullanılmıştır (Şekil 3.3).



(a)



(b)



(c)

Şekil 3.3. Sayısal modelin; (a) genel görünümü, (b) radyal kesit görünümü, (c) aksenal kesit görünümü.

Analizi yapılan eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisinin geometrik ölçü ve malzeme bilgileri Çizelge 3.1’de detaylı olarak verilmiştir.

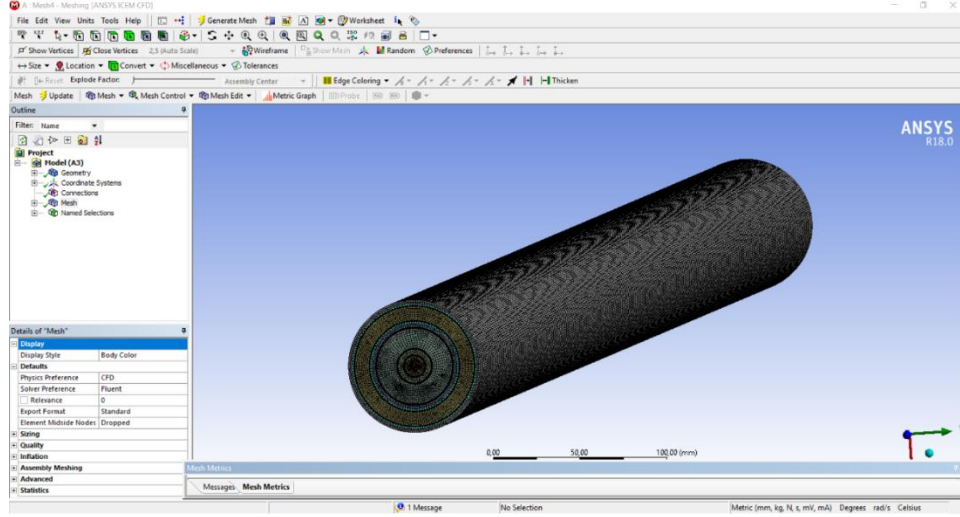
Çizelge 3.1. Eş eksenli üç borulu ısı değiştirici geometrik özellikleri.

Geometrik Özellikler	İç Boru	Ortadaki Boru	Dış Boru
Boru Dış Çapı (mm)	19,05	50,8	76,2
Boru İç Çapı (mm)	13,51	45,26	70,66
Boru Uzunluğu (mm)	2500	2500	2500
Boru Kalınlığı (mm)	2,77	2,77	2,77
Boru malzemesi	Paslanmaz Çelik	Paslanmaz Çelik	Paslanmaz Çelik
İçinden Akan Akışkan	Soğuk Su	Sıcak Su veya Nanoakışkanlar	Normal Sıcaklıkta Su

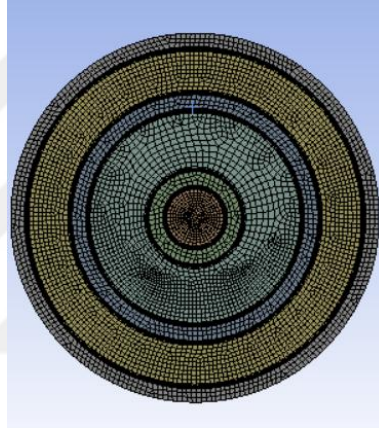
### 3.2. SAYISAL AĞIN OLUŞTURULMASI (MESH)

HAD analizinde sayısal ağ oluşturma aşaması analizin en önemli aşamalarının başında gelmektedir. Çünkü, geometrik model ne kadar küçük parçalara ayrılırsa alınan sonuçlar o derece doğruluğa yakınlaşmış olmaktadır. Bunun yanında, artan ağ sayısı bilgisayarın çözüm süresini arttırmaktadır. Bu durum analizlerin çok uzun zamanlarda gerçekteşmesine hatta bazı durumlarda gerçekteşmemesine neden olmaktadır. Bunun için gerekli olan optimum ağ sayısının belirlenmesi gerekmektedir. Ayrıca, analizlerde önemsiz olan bölgelerde daha az ağ sayısı ile çalışmak doğruluğu arttırarak çalışma süresini kısaltacaktır. Şekil 3.6’da analizi yapılan sayısal çalışmanın örnek ağ yapısı görüntüsü sunulmuştur.

Şekil 3.4’de görüldüğü üzere, bu çalışmada eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisi analizinde boru yüzeylerinde akışkanların temas ettiği noktalarda yoğun ağ yapısı oluşturulmuştur.



(a)



(b)

Şekil 3.4. Sayısal çalışmada kullanılan örnek bir ağ yapısının; (a) genel görünümü, (b) kesit görünümü.

Sayısal çalışmaların başlangıcında farklı ağ sayıları için analizler yapılmış ve sonuçların ağ yapısından bağımsız olmasını sağlayacak optimum ağ sayısı değeri tespit edilmiştir. Bunun için saf su ile gerçekleştirilen analizlerden farklı ağ sayıları ile yapılan çözümler neticesinde elde edilen Nusselt sayısı, ve ısı değiştiricisi etkenlik değerleri örnek olarak Çizelge 3.2 ile sunulmuştur. Optimum ağ sayısı en yüksek Reynolds sayısı ( $Re= 5895,8327$ ) için elde edilmiştir. Sonuçların değişmediği veya değişimlerinin minimum seviyelerde olduğu ağ sayısı optimum ağ sayısı olarak seçilmiştir. Bu bağlamda, gerçekleştirilen analizlerden 2017036 parça ve 1984000 düğüm noktası değerlerinin optimum ağ yapısı olduğu tespit edilmiştir. Bu çalışma farklı nanoakışkan tipleri için yapılmış ve herbir analiz için optimum ağ sayısı tespit edilmiştir.

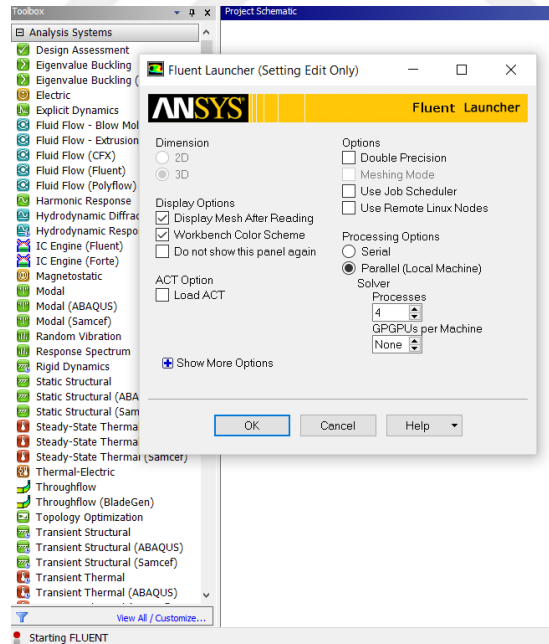


Çizelge 3.2. Ağ yapısı optimizasyonu.

No	Ağ Sayısı	Düğüm Noktası Sayısı	Nu	$\epsilon$
1	811636	793600	125,876	0,720
2	1213436	1190400	64,421	0,315
3	1615236	1587200	64,316	0,315
4	<b>2017036</b>	<b>1984000</b>	<b>64,288</b>	<b>0,315</b>
5	2820636	2777600	64,250	0,315
6	3222436	3174400	64,237	0,315

### 3.3. PROBLEMİN VE SINIR KOŞULLARININ BELİRLENMESİ (SETUP)

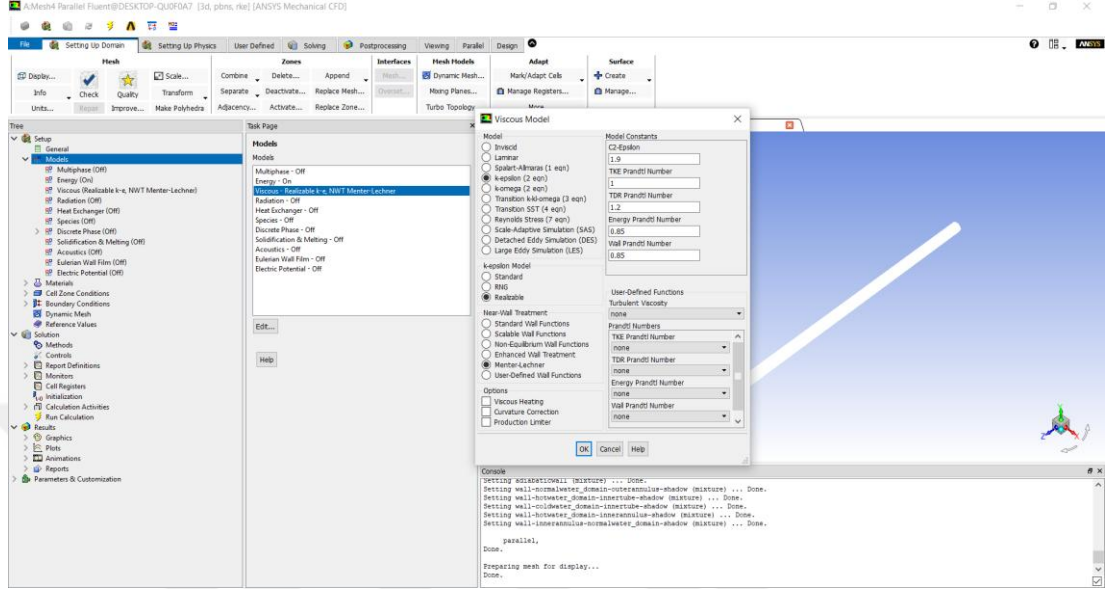
Analizin bu basamağında sayısal problemin tanımlanması, çözüm algoritmalarının belirlenmesi ve çözüm için gerekli sınır koşullarının uygulanması işlemleri gerçekleştirilmektedir. Sayısal çalışma üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiş olup, çözümler için 4 adet paralel işlemci kullanılmıştır (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Problemin ve sınır koşullarının belirlenmesi aşaması.

Sayısal çözüm için kullanılacak denklemlerin belirlenmesi gerekmektedir. Bu bağlamda, çözüm için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin çözülmesi

gerekmektedir. Ayrıca, akışın yapısı gereği türbülanslı akış koşulları için Realizable k-ε türbülans modeli ve Menter-Lechner yaklaşımı kullanılmıştır (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Temel denklemlerin ve türbülans modelinin seçimi.

Sayısal çözümde kullanılan temel denklemler ve türbülans modeli denklemi ile kullanılan katsayılar aşağıda verilmiştir.

Süreklilik Denklemi [60]:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (3.1)$$

Momentum Denklemi [60]:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \frac{4}{3} \nabla (\mu \nabla \cdot \vec{V}) + \nabla (\vec{V} \nabla \mu) - \vec{V} \nabla^2 \mu + \nabla \mu x (\nabla x \vec{V}) - (\nabla \vec{V}) \nabla \mu - \nabla x (\nabla x \mu \vec{V}) \quad (3.2)$$

Enerji Denklemi [60]:

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \nabla k \nabla T + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \varnothing \quad (3.3)$$

Burada;

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left[ \frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p \quad (3.4)$$

k-ε Türbülans Modeli [61]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = G_k - \rho \dot{\varnothing} + S_{near-wall} \quad (3.5)$$

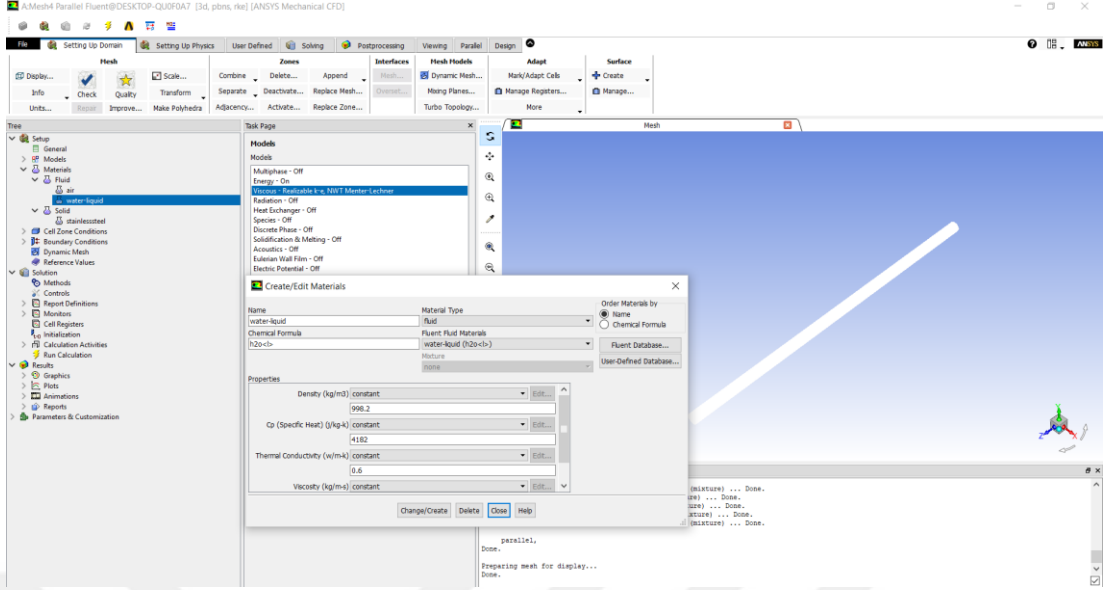
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.6)$$

ve

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.7)$$

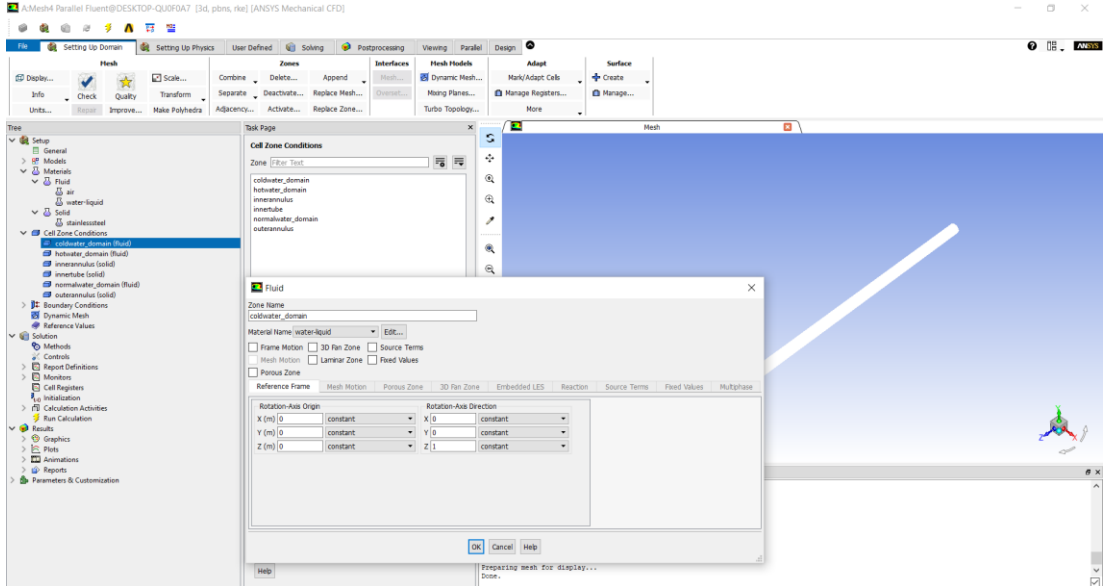
Realizable k-ε türbülans modelindeki hesaplamalar yapılırken türbülans modeli katsayıları;  $C_{1\varepsilon}=1,44$ ;  $C_{2\varepsilon}=1,92$ ;  $C_\mu=0,09$ ;  $\sigma_k=1$  ve  $\sigma_\varepsilon=1,3$  olarak kabul edilmiştir.

Ayrıca sayısal çözüm için çalışma akışkanının termofiziksel özelliklerinin belirlenmesi işlemi bu aşamada gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.7). Öncelikle sayısal analizler çalışma akışkanı olarak saf su kullanılmış, ardından nanoakışkanlar için sayısal çözümler yapılmıştır.



Şekil 3.7. Akışkan termodinamik özelliklerinin belirlenmesi.

Problemin özel çözümünün elde edilmesi ancak temel denklemlerin sınır koşulları ile çözümüyle mümkün olmaktadır. Bu nedenle, çalışma şartları ışığında problemin sınır koşulları belirlenmiş ve programa tanıtılmıştır (Şekil 3.8). Çalışmada kullanılan sınır koşulları Çizelge 3.3’de sunulmuştur.



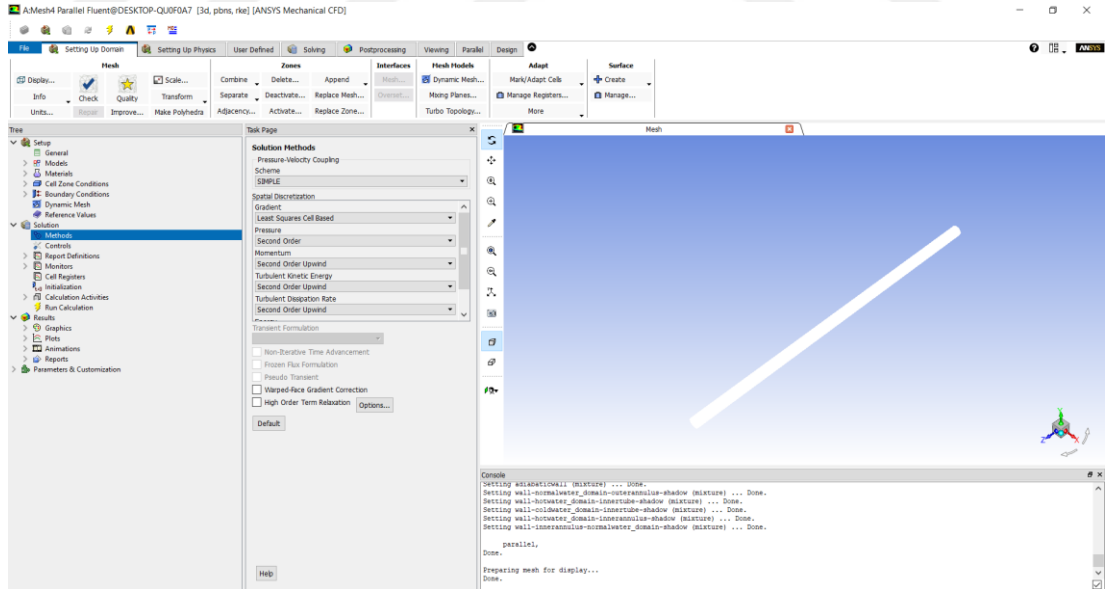
Şekil 3.8. Sınır koşullarının belirlenmesi.

Çizelge 3.3. Sınır koşulları.

Soğuk su giriş sıcaklığı (°C)	10
Sıcak su girişi sıcaklığı (°C)	70
Normal su girişi sıcaklığı (°C)	18
Soğuk su giriş hızı (m/s)	0,7
Sıcak su giriş hızı (m/s)	0,04
Normal su giriş hızı (m/s)	0,05
Akış Tipi	Karşı Akış

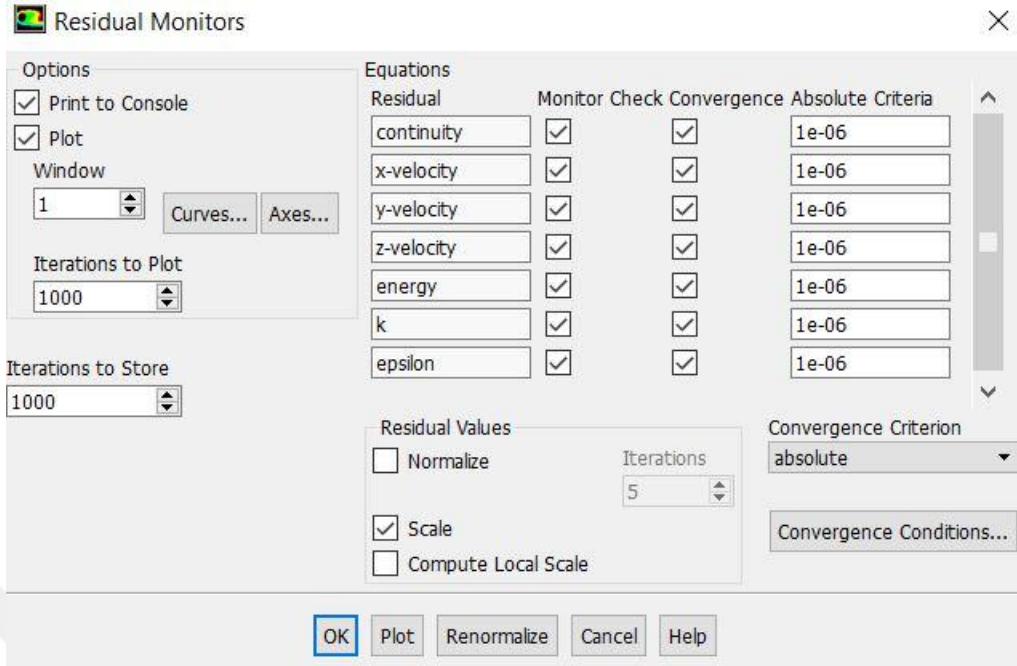
### 3.4. ANALİZ (SOLUTION)

Bu aşamada sayısal çözüm algoritması oluşturulması aşamaları gerçekleştirilmiştir. Problemin çözümünde hücre tabanlı en küçük kareler yöntemi kullanılmıştır. Basınç, momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin ayrıklaştırılması için ikinci mertebeden upwind fark metodu kullanılmıştır. Basınç-hız çiftinin çözümü için SIMPLE algoritmasından yararlanılmıştır (Şekil 3.9).

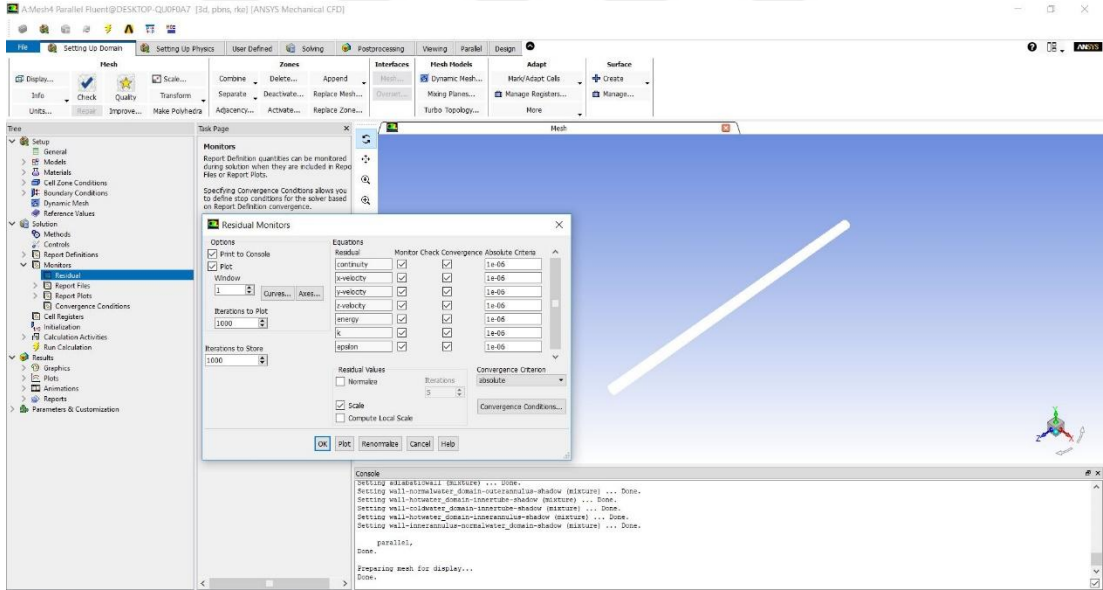


Şekil 3.9. Sayısal çözüm metodlarının oluşturulması.

Yakınsama için enerji denklemindeki kalıntıların  $1 \times 10^{-6}$  ve diğer denklemlerdeki kalıntıların  $1 \times 10^{-5}$  olması durumuna kadar çözüme devam edilmiştir (Şekil 3.10).



(a)



(b)

Şekil 3.10. Eş eksenli üç borulu ısı değiştirici analizinin denklem çözüm kriterleri.

### 3.5. SONUÇLARIN İRDELENMESİ (RESULTS)

Çalışmanın bu aşamasında ise sayısal çözümü gerçekleştirilen problem için sonuçların analiz edilmesi işlemleri gerçekleştirilmektedir. Bu bağlamda sonuçlar

kontür grafik, vektör, animasyon gibi görsellerle elde edilebileceği gibi, değişkenlerin istenilen nokta, yüzey yada hacimdeki değeri matematiksel olarak da ifade edilebilmektedir. Gerçekleştirilen çalışma kapsamında elde edilen akışkan giriş ve çıkış ortalama sıcaklıkları, boru boyunca basınç kayıpları ve akış kütleli debisi değerleri kullanılarak ortalama Nusselt sayısı, etkenlik ve birim ısı transferi başına pompalama gücü değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda kullanılan bağıntılar aşağıda sunulmuştur [23].

Sıcak akışkandan normal sıcaklıktaki su ve soğuk suya geçen toplam ısı transferi miktarı;

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.8)$$

formülü ile hesaplanmaktadır.

Sıcak sudan normal sıcaklıktaki suya geçen ısı transferi miktarı;

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_n C_n (T_{n,o} - T_{n,i}) \quad (3.9)$$

formülü ile hesaplanmaktadır.

Sıcak sudan soğuk suya geçen ısı transferi miktarı;

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.10)$$

formülü ile hesaplanmaktadır.

Termodinamiğin birinci kanununa göre enerji yoktan var, vardan yok edilemez. Bu yasaya göre sıcak akışkanın sisteme verdiği ısı miktarı soğuk su ve normal sıcaklıktaki suyun sistemden aldığı ısı miktarlarının toplamına eşit olması gerekmektedir. Bu durum Eşitlik 3.11’de gösterilmektedir.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{cn} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_n \quad (3.11)$$

Ortalama ısı transfer miktarı sisteme verilen ısı ve sistemden çekilen ısıların toplamının yarısına eşittir. Bu durum Eşitlik 3.12’de gösterilmektedir.

$$\dot{Q}_{ort} = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_{cn}}{2} \quad (3.12)$$

Sıcak akışkandaki gerçekleşen ısı transferi miktarı ortalama sıcaklık farkı yöntemine göre Eşitlik 3.13’de gösterilmektedir.

$$\dot{Q}_h = hA(LMTD) \quad (3.13)$$

Eş eksenli üç borulu ısı değiştirici için Reynolds sayısı Eşitlik 3.14’de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (3.14)$$

Eş eksenli üç borulu ısı değiştirici için Nusselt sayısı Eşitlik 3.15’de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (3.15)$$

Eş eksenli üç borulu ısı değiştirici için hidrolik çap Eşitlik 3.16’ya göre hesaplanmaktadır.

$$D_h = D_{2,i} - D_{1,o} \quad (3.16)$$

Eş eksenli üç borulu ısı değiştirici için etkenlik Eşitlik 3.17’de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır



$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{ort}}{\dot{Q}_{mak}} = \frac{\dot{Q}_{ort}}{\left(\dot{m}C\right)_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3.17)$$

Eş eksenli üç borulu ısı değiştirici için pompalama gücü başına ısı transferi Eşitlik 3.18'de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\frac{\dot{Q}}{P_p} = \frac{\dot{m}_h C_h \Delta T_h}{\left(\frac{\dot{m}_h \Delta P_h}{\rho_h}\right) + \left(\frac{\dot{m}_n \Delta P_n}{\rho_n}\right) + \left(\frac{\dot{m}_c \Delta P_c}{\rho_c}\right)} \quad (3.18)$$

Yapılan bu çalışmada en uygun türbülans modelinin seçimi için; Realizable k-ε, Transition k-kl-omega, SST k-omega ve RNG k-ε türbülans modelleri kullanılarak analizler yapılmış ve eş eksenli üç borulu ısı değiştirici tasarımı için en uygun türbülans modeli seçilmeye çalışılmıştır. Bu bağlamda, Çizelge 3.4.'te görüldüğü gibi literatürden elde edilen Elsaid vd. [23] tarafından yapılan deneysel çalışma sonuçlarına en yakın sonucu Realizable k-ε türbülans modelinin verdiği tespit edilmiştir. Dolayısıyla, sayısal çalışmalarda türbülans modeli olarak Realizable k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

Çizelge 3.4. Eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisinde türbülans modellerine göre Nusselt sayısı sonuçları.

Türbülans Modeli	Reynolds Sayısı	Nusselt Sayısı
Elsaid vd. [23]	5895,8327	64,5
Realizable k-ε	5895,8327	64,2877
Transition k-kl-omega	5895,8327	49,4214
SST k-omega	5895,8327	60,7346

### 3.5.1. Nanoakışkanların Termofiziksel Özellikleri

Yapılan literatür incelemesi sonucunda, eş eksenli üç borulu ısı değiştiricilerde çalışma akışkanı olarak nanoakışkan kullanılan bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Bu nedenle, çalışmanın diğer aşamasında çalışma akışkanı olarak farklı türlerdeki

nanoakışkanlar kullanılarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmalarda dört adet nanoakışkan ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su, CuO-su,  $\text{SiO}_2$ -su, ZnO-su) ve dört farklı nanoparçacık konsantrasyon değeri (%1,0; %2,0; %3,0; %4,0) için analizler yapılmıştır. Bu analizlerin gerçekleştirilmesi için nanoakışkanların termofiziksel özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu bölümde nanoakışkanların temel termofiziksel özelliklerinin hesaplanması için kullanılan bağıntılar detaylı olarak sunulmuştur [62-64]. Yapılan bu çalışmada; su ve nanopartiküllerin temel termofiziksel özelliklerini hesaplamak için 301 K sıcaklığındaki özellikler kullanılmıştır.

Nanoakışkan yoğunluğu Eşitlik 3.19'da gösterildiği gibi hesaplanmaktadır ve Eşitlik 3.19'da nanoakışkan yoğunluğunun nanoparçacık konsantrasyon oranına bağlı olduğu görülmektedir.

$$\rho_{eff} = (1-\varphi)\rho_{su} + \varphi\rho_{np} \quad (3.19)$$

Nanoakışkan özgül ısı Eşitlik 3.20'de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır ve Eşitlik 3.20'de nanoakışkan özgül ısısının nanoparçacık konsantrasyon oranına bağlı olduğu görülmektedir.

$$(C_p)_{eff} = \frac{(1-\varphi)(\rho C_p)_{su} + \varphi(\rho C_p)_{np}}{(1-\varphi)\rho_{su} + \varphi\rho_{np}} \quad (3.20)$$

Nanoakışkan vizkozitesi Eşitlik 3.21'de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır ve Eşitlik 3.21'de nanoakışkan özgül ısısının nanoparçacık konsantrasyon oranına bağlı olduğu görülmektedir.

$$\frac{\mu_{eff}}{\mu_{su}} = \frac{1}{1 - 34,87 \left( \frac{d_{np}}{d_{su}} \right)^{-0,3} \varphi^{0,3}} \quad (3.21)$$

Eşitlik 3.21’de nanoakışkan vizkozitesi hesaplanırken kullanılan akışkan çapı Eşitlik 3.22’de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır. Ayrıca  $d_p$  ise nanoparçacık çapını ifade etmektedir.

$$d_f = \left[ \frac{6M}{N\pi\rho_{FO}} \right]^{1/3} \quad (3.22)$$

Nanoakışkan ısı iletim katsayısı statik ısı iletim katsayısı ve Brownian ısı iletim katsayısının toplamına eşittir. Bu durum Eşitlik 3.23’de gösterilmektedir.

$$k_{eff} = k_{static} + k_{brownian} \quad (3.23)$$

Statik ısı iletim katsayısı Eşitlik 3.24’de görüldüğü gibi hesaplanmaktadır. Eşitlik 3.24’de görüldüğü gibi statik ısı iletim katsayısı nanoparçacık konsantrasyon oranına bağlı olduğu görülmektedir.

$$k_{static} = k_{su} \left[ \frac{(k_{np} + 2k_{su}) - 2\varphi(k_{su} - k_{np})}{(k_{np} + 2k_{su}) + \varphi(k_{su} - k_{np})} \right] \quad (3.24)$$

Brownian ısı iletim katsayısı Eşitlik 3.25’de görüldüğü gibi hesaplanmaktadır ve Eşitlik 3.25’de görüldüğü gibi Brownian ısı iletim katsayısı nanoparçacık konsantrasyon oranına bağlı olduğu görülmektedir.

$$k_{brownian} = 5 \times 10^4 \beta \varphi \rho_{su} C_{p,su} \sqrt{\frac{KT}{\rho_{np} d_{np}}} f(T, \varphi) \quad (3.25)$$

Brownian ısı iletim katsayısını hesaplamak için kullandığımız sıcaklığın nanoparçacık konsantrasyonuna bağlı fonksiyonu Eşitlik 3.26’da gösterildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$f(T, \varphi) = \left(2,8217 \times 10^{-2} \varphi + 3,917 \times 10^{-3}\right) \frac{T}{T_r} + \left(-3,0669 \times 10^{-2} \times 10^{-2} \varphi - 3,91123 \times 10^{-3}\right) \quad (3.26)$$

Nanoakışkan ısı genleşme miktarı Eşitlik 3.27’de görüldüğü gibi hesaplanmaktadır ve Eşitlik 3.27’de görüldüğü gibi nanoakışkan ısı genleşme miktarı nanoparçacık konsantrasyon oranına bağlı olduğu görülmektedir. Ayrıca Eşitlik 3.27’de ısı genleşme miktarı hesaplanırken Çizelge 3.4’ten nanoparçacık ısı genleşme miktarı formüllerini kullanmamız gerekmektedir.

$$\beta_{eff} = \frac{(1-\varphi)(\rho\beta)_{su} + \varphi(\rho\beta)_{np}}{(1-\varphi)\rho_{su} + \varphi\rho_{np}} \quad (3.27)$$

Farklı türdeki nanoparçacıklar için nanoparçacıkların ısı genleşme miktarları ( $\beta$ ) Çizelge 3.4’e göre hesaplanmaktadır.

Çizelge 3.5. Nanoparçacıkların ısı genleşme miktarları ( $\beta$ ).

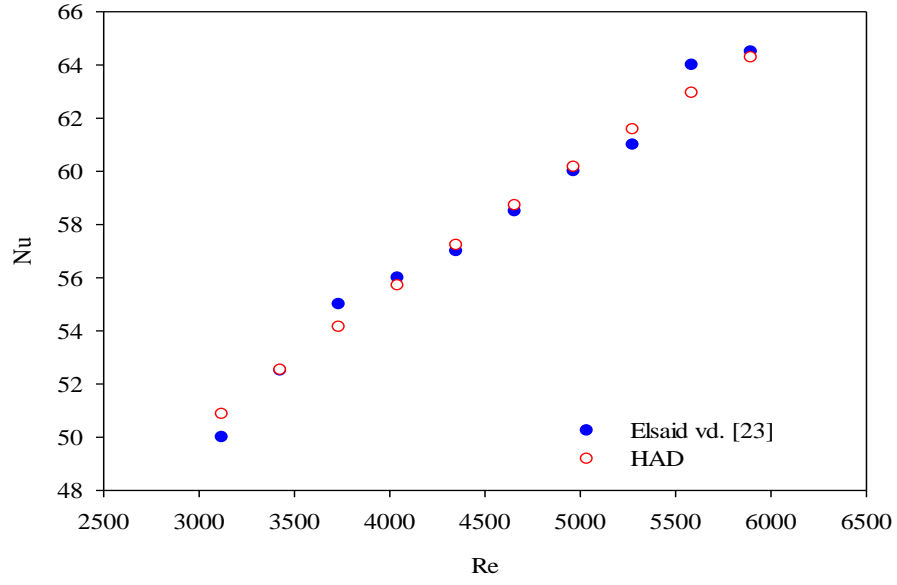
<i>Nanoparçacık</i>	$\beta$	<i>Nanoparçacık konsantrasyonu</i>	<i>Sıcaklık (K)</i>
<b>Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub></b>	$8,4407(100\varphi)^{-1,07304}$	$\%1 \leq \phi \leq \%10$	$298 \leq T \leq 363$
<b>CuO</b>	$9,881(100\varphi)^{-0,9446}$	$\%1 \leq \phi \leq \%6$	$298 \leq T \leq 363$
<b>SiO<sub>2</sub></b>	$1,9526(100\varphi)^{-1,4594}$	$\%1 \leq \phi \leq \%10$	$298 \leq T \leq 363$
<b>ZnO</b>	$8,4407(100\varphi)^{-1,07304}$	$\%1 \leq \phi \leq \%7$	$298 \leq T \leq 363$

## BÖLÜM 4

### SONUÇLAR VE TARTIŞMA

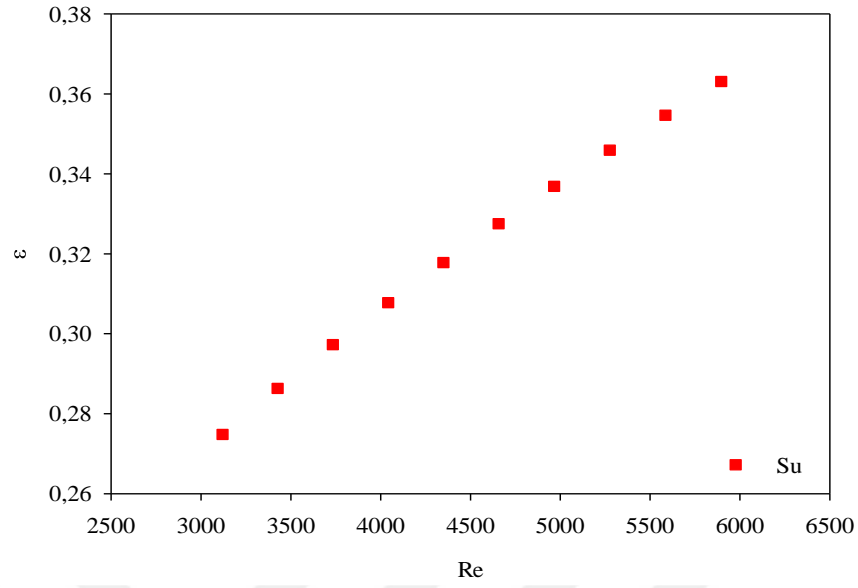
Tez kapsamında sayısal çalışmalar farklı nanoakışkan türü ve nanoparçacık konsantrasyon değeri ile farklı Reynolds sayıları için gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlar kullanılarak, ısı değıştiricisinin etkenlik değeri ve birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarı değeri hesaplanmıştır. Sonuçlar bu bölümde grafikler ile detaylı olarak açıklanmıştır.

Sayısal çalışmalara başlamadan önce hesaplama alanının doğruluğu literatürde bulunan deneysel çalışma ile sınınmış ve bu şekilde yapılan çalışma test edilmiştir. Bu bağlamda, Elsaid vd. [23] tarafından yapılan deneysel çalışma sonuçları, saf su ile gerçekleştirilen sayısal çalışma sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 4.1’de deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değışimi görülmektedir. Buradan anlaşıldığı üzere sayısal sonuçlar ile Elsaid vd. [23] tarafından yapılan deneysel çalışma sonuçları uyum içerisinde çıkmıştır. Dolayısıyla, sayısal hesaplamaların doğruluğu teyit edilmiştir. Ayrıca, artan Reynolds sayısı ile birlikte ortalama Nusselt sayısının artış eğiliminde olduğu belirlenmiştir.

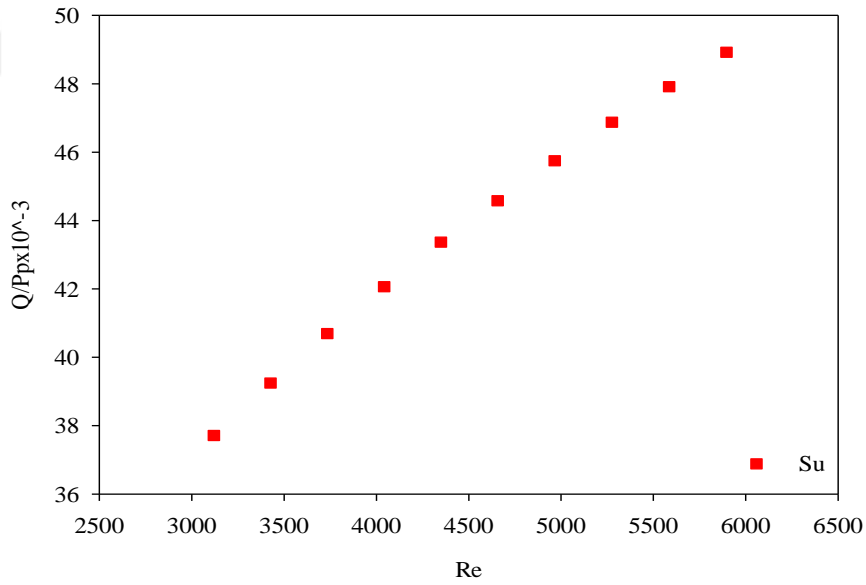


Şekil 4.1. Sayısal sonuçların literatür ile kıyaslanması.

Sayısal çalışmanın doğruluğunun test edilmesinin ardından gerçek çalışmalara geçilmiştir. Bu aşamada çalışma akışkanı olarak saf su kullanılarak yapılan çalışma sonuçları derlenmiştir. Şekil 4.2-Şekil 4.3'te ısı değiştirici etkinliği ve birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi değerlerinin Reynolds sayısı ile değişimleri sunulmuştur. Grafikler incelendiğinde artan Reynolds sayısı ile birlikte ısı değiştiricisi etkinliği ve birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının arttığı gözlemlenmiştir.



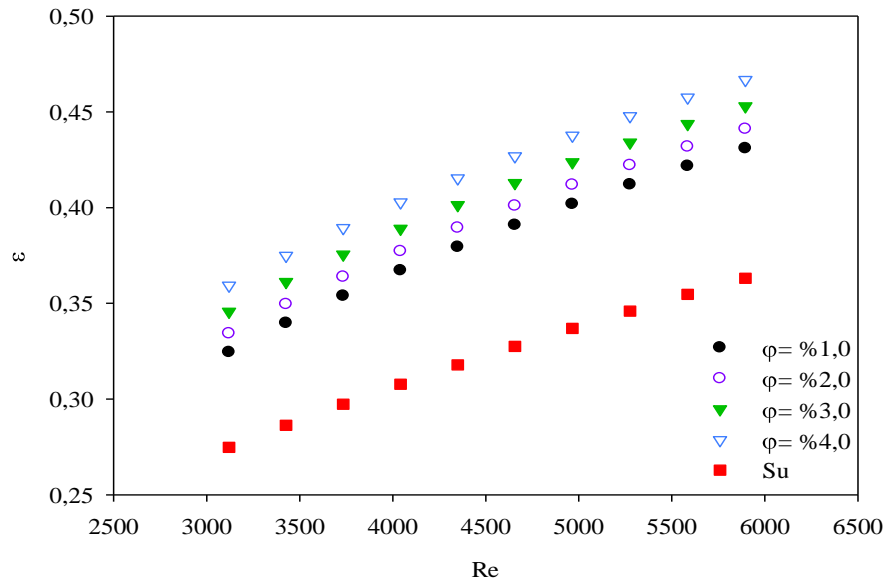
Şekil 4.2. Isı değıştircisi etkenlik değeri nin Reynolds sayısı ile değışimi.



Şekil 4.3. Birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ile değışimi.

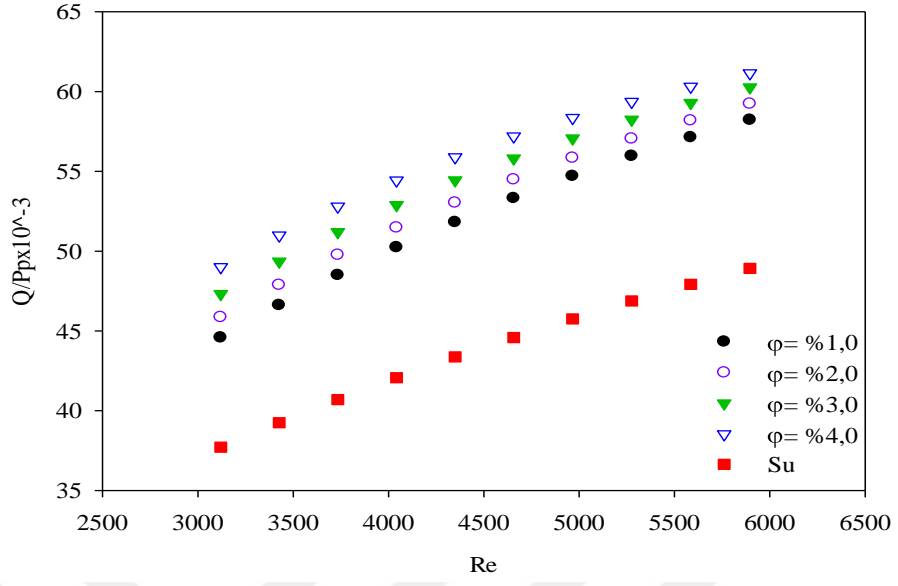
Çalışmanın ikinci aşamasında ise ısı değıştircisi içerisindeki çalışma akışkanı olarak farklı türlerde ( $Al_2O_3$ -su, CuO-su,  $SiO_2$ -su, ZnO-su) ve farklı nanoparçacık konsantrasyonlarına (%1,0; %2,0; %3,0; %4,0) sahip nanoakışkanlar kullanılarak sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda Şekil 4.4 - Şekil 4.5 ile çalışma

akışkanı olarak Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su kullanılması ile elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Benzer şekilde, CuO-su nanoakışkanı için sonuçlar Şekil 4.6 – Şekil 4.7, SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanı için sonuçlar Şekil 4.8 – Şekil 4.9, ZnO-su nanoakışkanı için ise sonuçlar Şekil 4.10 – Şekil 4.11’de gösterilmiştir. Grafiklerden tüm nanoakışkan türleri için artan nanoparçacık konsantrasyonu ile ısı değiştiricisi etkenliği ve birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının arttığı gözlemlenmiştir. Sarkar vd.’nin [51] yaptığı çalışmada ısı değiştiricilerinde çalışma akışkanı olarak kullanılan nanoakışkanların belirli bir konsantrasyon oranına kadar ısı değiştiricisinin etkenliğini arttırdığını belirtmişlerdir. Aghayari vd. [47] tarafından yapılan çalışmada ise çift borulu ısı değiştiricide nanoakışkan kullanımı ile termal sınır tabakasının incelmelerinden kaynaklanarak ısı transfer verimliliğinin artmasına neden olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, nanoparçacıkların amorf hareketinden kaynaklanan yüksek enerji değişim süreci sayesinde bu durumun gerçekleştiği ifade edilmiştir. Taws vd. [33] ise ısı değiştiricisi etkenliğinin artmasını kanal içerisindeki iç akış üzerine viskozite etkilerinden kaynaklandığını belirtmişlerdir. Bu saptamalar yapılan bu çalışmadaki analizleri de desteklemektedir. Yapılan çalışmalarda tüm nanoakışkan türleri için en yüksek ısı değiştiricisi etkenlik değerinin nanoparçacık konsantrasyon oranı %4,0 değeri için elde edilmiştir.

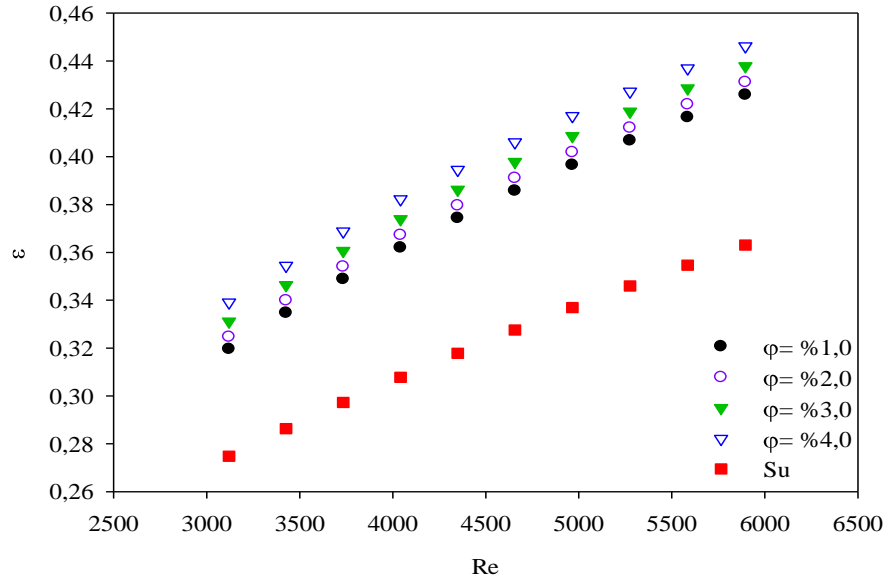


Şekil 4.4. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanı için ısı değiştiricisi etkenlik değerinin Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi.

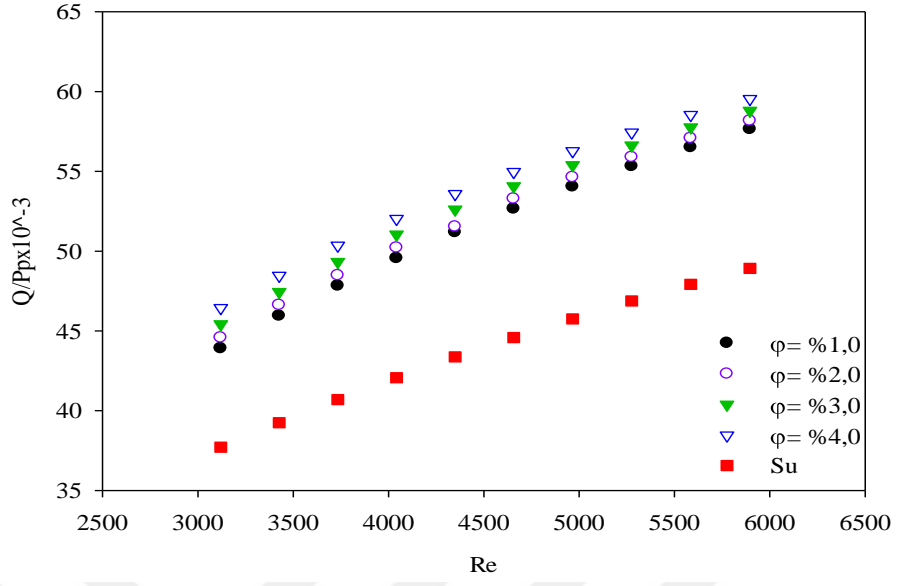




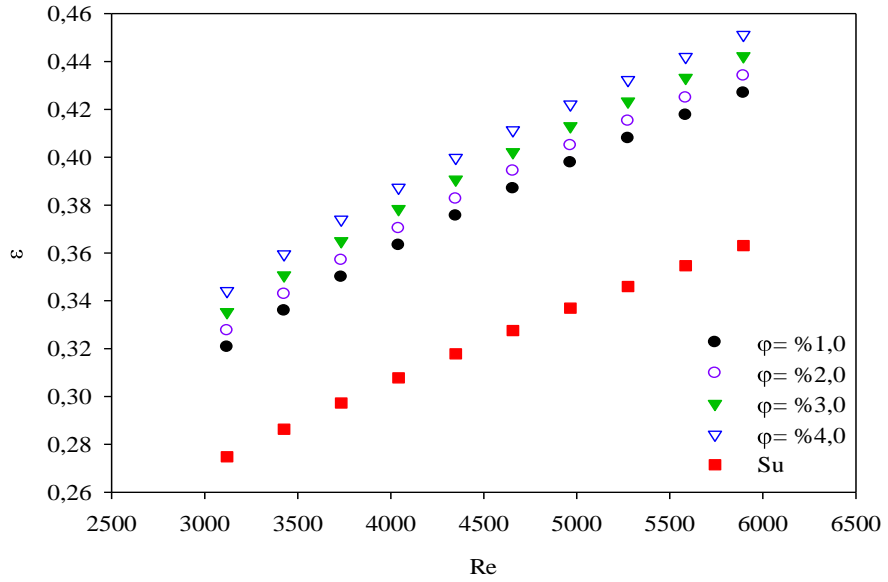
Şekil 4.5. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanı için birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi.



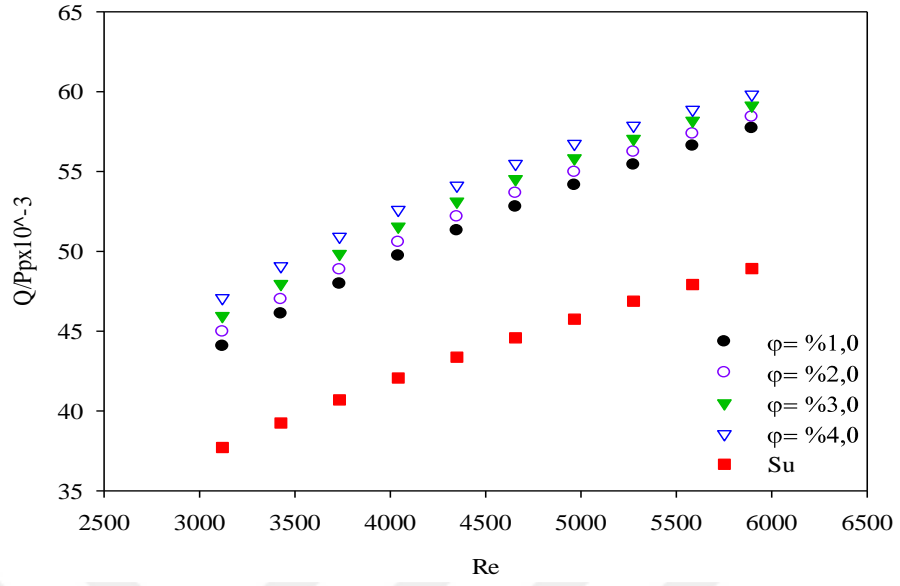
Şekil 4.6. CuO-su nanoakışkanı için ısı değiştirici etkenlik değerinin Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi.



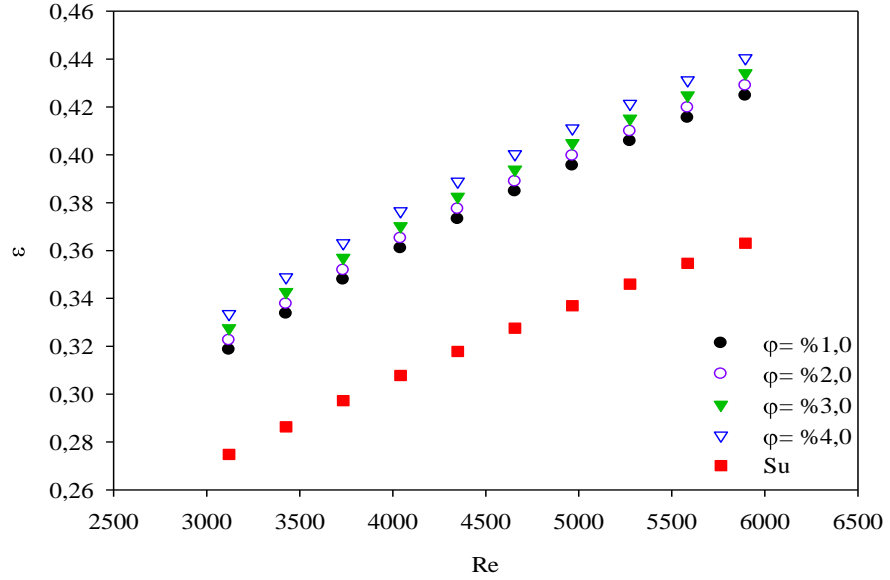
Şekil 4.7. CuO-su nanoakışkanı için birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi.



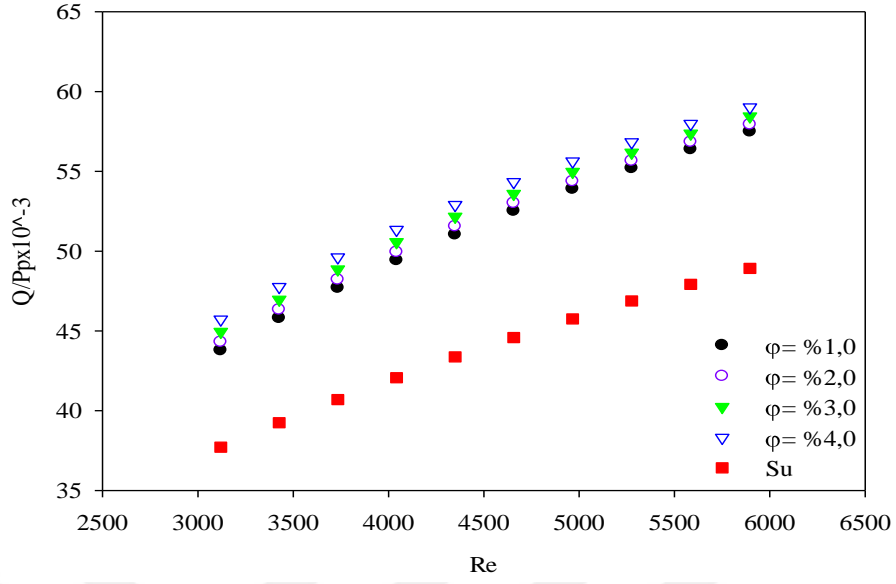
Şekil 4.8. SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanı için ısı değiştirici etkenlik değerinin Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi.



Şekil 4.9. SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanı için birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi.

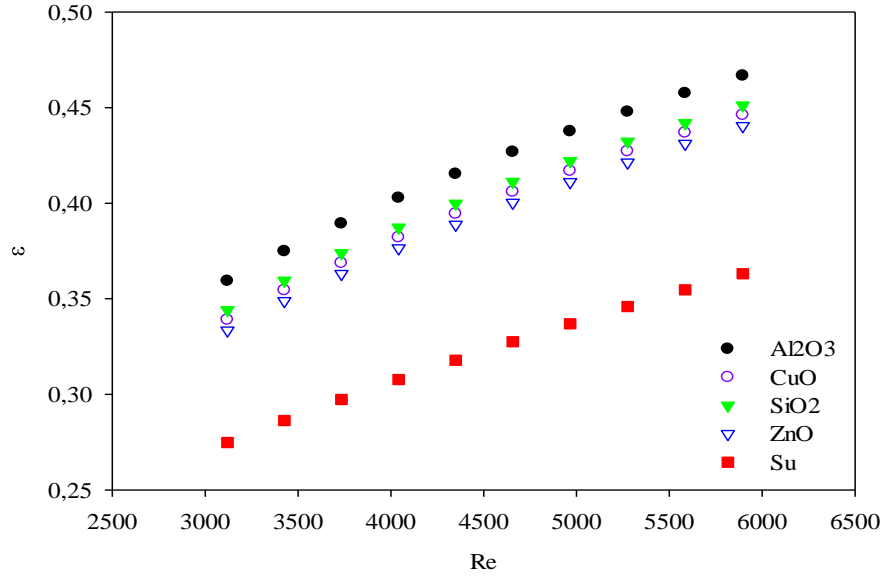


Şekil 4.10. ZnO-su nanoakışkanı için ısı değıştirici etkenlik değerin Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değışimi.

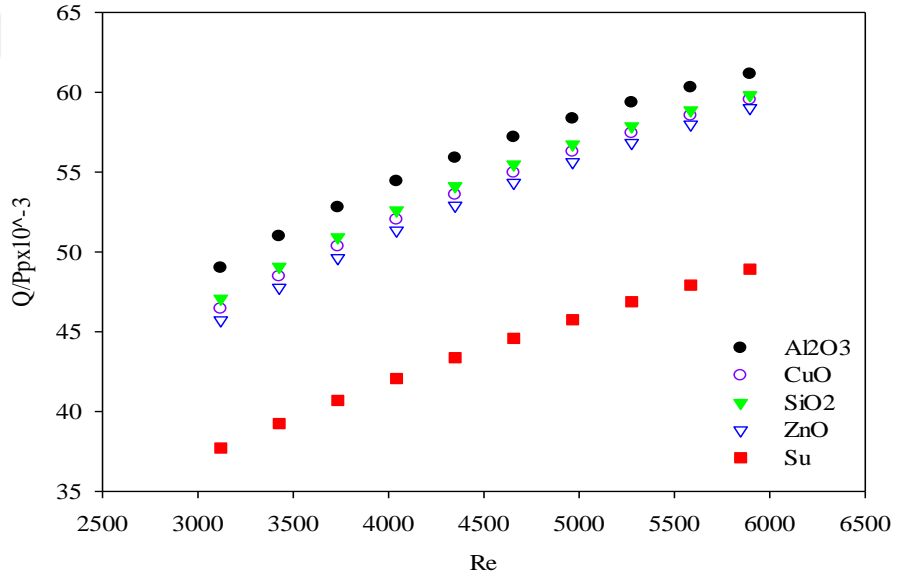


Şekil 4.11. ZnO-su nanoakışkanı için birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoparçacık konsantrasyonu ile değişimi.

Şekil 4.12 – Şekil 4.13’te ısı değiştiricisi etkenlik değeri, ve birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoakışkan türüne göre değişimleri maksimum olduğu %4,0 nanoparçacık konsantrasyon değeri için verilmiştir. Grafiklerde %4,0 hacim konsantrasyonunda  $Al_2O_3$ -su nanoakışkanı kullanılarak yapılan çalışmalarda maksimum ısı değiştiricisi etkenlik değeri ve birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarı elde edilmiştir. Ayrıca, farklı nanoakışkan türleri ve nanoparçacık konsantrasyon değerleri için elde edilen hız, basınç ve sıcaklık kontür grafikleri Ek-A’da sunulmuştur.



Şekil 4.12. Isı değiştiricisi etkenlik değerinin Reynolds sayısı ve nanoakışkan türüne göre değişimi.



Şekil 4.13. Birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoakışkan türüne göre değişimleri.

## BÖLÜM 5

### SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, üç eş eksenli borulu ısı değıştircisinde çalışma akışkanı olarak saf su ile farklı nanoparçacık hacimsel konsantrasyonlarındaki (%1,0-%4,0) Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su, CuO-su, SiO<sub>2</sub>-su ve ZnO-su nanoakışkanları kullanılarak sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Çalışma türbülanslı akış koşullarında yapılmıştır. Sayısal analizler farklı Reynolds sayıları için tekrarlanmıştır. Sayısal çalışmalar sonucunda ısı değıştircisi etkenlik değeri ve birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı, nanoakışkan türü ve nanoparçacık hacimsel konsantrasyon oranı ile değışimleri irdelenmiştir. Eş eksenli üç borulu ısı değıştircisi tasarımı için yapılan sayısal çalışmalar sonucunda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1. En yüksek ısı değıştircisi etkenlik değeri çalışma akışkanı olarak Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su kullanılan çalışmalarda elde edilmiştir.
2. Etkenlik ve birim pompalama gücü başına düşen ısı transferi miktarının Reynolds sayısı ve nanoakışkan hacimsel konsantrasyon oranının artmasıyla arttığı saptanmıştır.

Gelecekte yapılacak çalışmalarda eş eksenli üç borulu ısı değıştircilerde çalışma akışkanı olarak hibrit nanoakışkanların kullanımının etkileri incelenebileceği önerilmektedir. Ayrıca, eş eksenli üç borulu ısı değıştircilerin çeşitli noktalarına yerleştirilecek kanatçık veya türbülator yapılarının ısı değıştirci performansına etkilerinin incelenmesinin özgün bir çalışma olacağı öngörülmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] İnternet: Makina Mühendisliği DeneY Föyü, [http://mak.muhendislik.omu.edu.tr/files/mak.muhendislik/files/MAK302\\_DeneY\\_foyleri/isi\\_degistirici\\_deneYi.pdf](http://mak.muhendislik.omu.edu.tr/files/mak.muhendislik/files/MAK302_DeneY_foyleri/isi_degistirici_deneYi.pdf) (2018).
- [2] İnternet: HVAC Uygulamalarında CFD, [http://hvacportal.org/indir/hvac-uygulamalarinda-cfd-analizi\\_1.pdf](http://hvacportal.org/indir/hvac-uygulamalarinda-cfd-analizi_1.pdf) (2018).
- [3] Remaki, L. and Habashi, W., “Pacing CFD: automatic mesh adaptation as an efficient tool to improve CFD accuracy”, *International Journal of Computational Fluid Dynamics*; 19 (8): 571-580 (2011).
- [4] Teixeira, S. F. C., Teixeira, J. C. and Oliveira, A.,” Teaching heat exchanger design in mechanical engineering with CFD”, *Proceedings of the ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting FEDSM2013*, Incline Village, Nevada, USA, 1 (A): (2013).
- [5] Sunden, B., “CFD in design and development of heat exchangers”, *Proceedings of HT2005 2005 ASME Summer Heat Transfer Conference*, San Francisco, California, USA, 2: 787-795 (2005).
- [6] Kakac, S., Aradağ, S. and Özkaya, E. “CFD aided design of heat transfer plates for gasketed plate heat exchangers”, *Proceedings of the ASME 2014 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis ESDA2014*, Copenhagen, Denmark, 3: (2014).
- [7] Bhutta, M. M. A., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R. and Ahmad, K. N., Khan S., “CFD applications in various heat exchangers design: A review”, *Applied Thermal Engineering*, 32: 1–12 (2012).
- [8] Ponyavin, V., Nagarajan, V., Chen, Y., Vernon, M. E., Pickard, P. and Hechanova, A. E., “CFD modeling and experimental validation of sulfur trioxide decomposition in bayonet type heat exchanger and chemical decomposer for different packed bed designs”, *International Journal of Hydrogen Energy*, 34: 2543 – 2557 (2009).
- [9] Kim, I. H. and Sun, X., “CFD study and PCHE design for secondary heat exchangers with FLiNaK-Helium for SmAHTR”, *Nuclear Engineering and Design*, 270: 325–333 (2014).
- [10] Chennu, R., “Steady state and transient analysis of compact plate-fin heat exchanger fins for generation of design data using CFD”, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 26 (2): 440 – 460 (2016).
- [11] Kim, S. G., Lee, Y., Ahn, Y. and Lee, J. I., “CFD aided approach to design printed circuit heat exchangers for supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle application”, *Annals of Nuclear Energy*, 92: 175–185 (2016).

- [12] Zhang, J., “CFD Design and Analysis on Circular Slotted Fin Surfaces of Two-row Tubes Heat Exchangers”, *Advanced Materials Research*, 732 (733): 186-189 (2013).
- [13] Saeedan, M., Nazar, A. R. S., Abbasi, Y. and Karimi, R., “CFD Investigation and neutral network modeling of heat transfer and pressure drop of nanofluids in double pipe helically baffled heat exchanger with a 3-D fined tube”, *Applied Thermal Engineering*, 100: 721-729 (2016).
- [14] Yaïci, W., Ghorab, M. and Entchev, E., “3D CFD analysis of the effect of inlet air flow maldistribution on the fluid flow and heat transfer performances of plate-fin-and-tube laminar heat exchangers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 74: 490–500 (2014).
- [15] Kumar, P. C. M., Palanisamy, K., Kumar, J., Tamilarasan, R. and Sendhilnathan, S., “CFD analysis of heat transfer and pressure drop in helically coiled heat exchangers using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> / water nanofluid”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29: 697-705 (2015).
- [16] Maradona, R. and Rajkumar, S., “CFD analysis of Heat transfer characteristics of Helical Coil Heat Exchangers”, *Applied Mechanics and Materials*, 787: 172-176 (2015).
- [17] Gullapalli, V. S. and Sundén, B., “CFD Simulation of Heat Transfer and Pressure Drop in Compact Brazed Plate Heat Exchangers”, *Heat Transfer Engineering*, 35 (4): 358-366 (2014).
- [18] Pal, E., Kumar, I., Joshi, J. B. and Maheshwari, N. K., “CFD simulations of shell-side flow in a shell-and-tube type heat exchanger with and without baffles”, *Chemical Engineering Science*, 143: 314-340 (2016).
- [19] Shen, C., Guo, J., Li, L. and Sun, J., “CFD studies on the heat transfer characteristics of a horizontal single-tube in fluidized bed heat exchanger”, *Advanced Materials Research*, 374 (377): 183-186 (2012).
- [20] Jayakumar, J. S., Mahajani, S. M., Mandal, J. C., Vijayan, P. K. and Bhoi, R., “Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers”, *Chemical Engineering Research and Design*, 86: 221–232 (2008).
- [21] Kanaris, A. G., Mouza, A. A. and Paras, S. V., “Flow and Heat Transfer Prediction in a Corrugated Plate Heat Exchanger using a CFD Code”, *Chem. Eng. Technol.*, 29 (8): 923–930 (2006).
- [22] Hung, T. C., Chen, H. C., Lee, D. S., Fu, H. H., Chen, Y. T. and Yu, G. P., “Optimal design of a concentric heat exchanger for high-temperature systems using CFD simulations”, *Applied Thermal Engineering*, 75: 700–708 (2015).



- [23] Elsaid, A. M., Gomaa, A. and Halim, M. A., “Experimental and numerical Investigations of a Triple Concentric-Tube Heat Exchanger”, *Applied Thermal Engineering*, 99: 1303-1315 (2016).
- [24] Quadir, G. A., Badruddin, I. A. and Ahmed, N. J. S., “Numerical investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75: 165–172 (2014).
- [25] Valladares, O. G., “Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers”, *International Journal of Thermal Sciences*, 43: 979–991 (2004).
- [26] Sahoo, P. K., Ansari, I. A. and Datta, A. K., “Milk fouling simulation in helical triple tube heat exchanger”, *Journal of Food Engineering*, 69: 235–244 (2005).
- [27] Singh, S. K., Mishra, M. and Jha, P. K., “Experimental investigations on thermo-hydraulic behaviour of triple concentric-tube heat exchanger”, *Journal of Process Mechanical Engineering*, 229 (4): 299-308 (2014).
- [28] Batmaz, E. and Sandeep, K. P., “Calculation of overall heat transfer coefficients in a triple tube heat exchanger”, *Heat Mass Transfer*, 41: 271–279 (2005).
- [29] Ünal, A., “Effectiveness-Ntu relations for triple concentric-tube heat exchangers”, *Heat Mass Transfer*, 2 (30): 261-272 (2003).
- [30] Batmaz, E. and Sandeep, K. P., “Overall heat transfer coefficients and axial temperature distribution in a triple tube heat exchanger”, *Journal of Food Process Engineering*, 31: 260–279 (2008).
- [31] Başal, B. and Ünal, A., “Numerical evaluation of a triple concentric-tube latent heat thermal energy storage”, *Solar Energy*, 92: 196–205 (2013).
- [32] Ünal, A., “Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchangers Part 2: Case Studies”, *Heat Mass Transfer*, 2 (28) 261-272 (2001).
- [33] Taws, M., Nyugen, C. T., Galanis, N. and Gherasim, I., “Experimental investigation of nanofluid heat transfer in a plate heat exchanger”, *Proceedings of the ASME 2012 Summer Heat Transfer Conference*, 2: 1-8 (2012).
- [34] Kanjirakat, A. and Sadr, R., “Heat transfer performance of SiO<sub>2</sub>-water nanofluid in a plate heat exchanger” *Proceedings of the ASME 2012 Summer Heat Transfer Conference*, 267-272 (2012).
- [35] Nnanna, A. G. A., Rutherford, W., Elomar, W. and Sankowski, B., “Assessment of thermoelectric module with nanofluid heat exchanger”, *Applied Thermal Engineering*, 29: 491–500 (2009).

- [36] Diao, Y. H., Zhang, J., Zhao, Y.H., Tang, X., Yu, W. J. and Wang S., “Experimental study on the heat recovery characteristics of a new-type flat micro-heat pipe array heat exchanger using nanofluid”, *Energy Conversion and Management*, 75: 609-616 (2013).
- [37] Zamzamian, A., Oskouie, S. N., Doosthoseini, A., Joneidi, A. and Pazouki, M., “Experimental investigation of forced convective heat transfer coefficient in nanofluids of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/EG and CuO/EG in a double pipe and plate heat exchangers under turbulent flow”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35: 495-502 (2011).
- [38] Pandey, S. D. and Nema, V.K., “Experimental analysis of heat transfer and friction factor of nanofluid as a coolant in a corrugated plate heat exchanger”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 38: 248-256 (2012).
- [39] Wongwises, S. and Duangthongsuk, W., “Heat transfer enhancement and pressure drop characteristics of TiO<sub>2</sub>-water nanofluid in a double-tube counter flow heat exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52: 2059-2067 (2009).
- [40] Etemad, S.Gh., Farajollahi, B. and Hojjat, M., “Heat transfer of nanofluids in a shell and tube heat exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53: 12-17 (2010).
- [41] Huminic, G. and Huminic, A., “Heat transfer characteristics in double tube helical heat exchangers using nanofluids”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54: 4280-4287 (2011).
- [42] Jokar, A. and O’Halloran, S. P., “Heat transfer and fluid flow analysis of nanofluids in corrugated plate heat exchangers using computational fluid dynamics simulation”, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 5 (1): (2013).
- [43] Albadr, J., Tayal, S. and Alasadi, M., “Heat transfer through heat exchanger using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid at different concentrations”, *Case Studies in Thermal Engineering*, 1: 38-44 (2013).
- [44] Sonawane, S. S., Khedkar, R. S. and Wasewar, K. L., “Water to nanofluids heat transfer in concentric tube heat exchanger: experimental study”, *Procedia Engineering*, 51: 318-323 (2013).
- [45] Fard, M. H., Talaie, M. R. and Nasr, S., “Numerical and experimental investigation of heat transfer of ZnO/water nanofluid in the concentric tube and plate heat exchangers”, *Thermal Science*, 15 (1), 183-194 (2011).
- [46] Gunnasegaran, P., Shuaib, N.H., Abdul Jalal, M. F. and Sandhita, E., “Numerical study of fluid dynamic and heat transfer in a compact heat exchanger using nanofluids”, *International Scholarly Research Network ISRN Mechanical Engineering*, (2012).

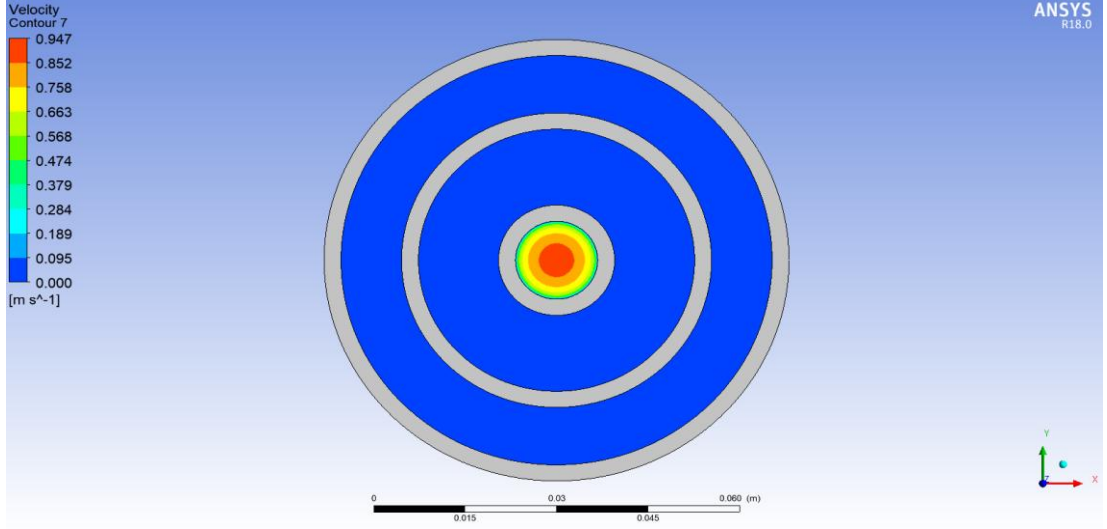
- [47] Aghayari, R., Zarei, M., Maddah, H., Dehghani, M. and Mahalle, S. G. K., "Heat transfer of nanofluid in a double pipe heat exchanger", *Hindawi Publishing Corporation International Scholarly Research Notices*, (2014).
- [48] Aghabozorg, M.H., Rashidi, A. and Mohammadi, S., "Experimental investigation of heat transfer enhancement of Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-CNT/water magnetic nanofluids under laminar, transient and turbulent flow inside a horizontal shell and tube heat exchanger", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 72: 182-189 (2016).
- [49] Sözen, A., Variyenli, H. İ., Özdemir, M. B., Aytaç, İ. and Gürü, M., "Heat transfer enhancement using alumina and fly ash nanofluids in parallel and cross-flow concentric tube heat exchangers", *Journal of the Energy Institute*, 89 (3): 414-424 (2016).
- [50] Sidik, N. A. C., Keen, L. Y. and Fazeli, A., "Computational investigation of heat transfer of nanofluids in domestic water heat exchanger", *Applied Mechanics and Materials*, 695: 423-427 (2015).
- [51] Sarkar, J., Tiwari, A. K. and Ghosh, P., "Particle concentration levels of various nanofluids in plate heat exchanger for best performance", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89: 1110-1118 (2015).
- [52] Prabhu, V.N. and Suresh, M., "Performance evaluation of tube-in-tube heat exchanger using nanofluids", *Applied Mechanics and Materials*, 787: 72-76. (2015).
- [53] Dalkılıç, A. S., Açıkgoz, Ö., Gümüş, M.A. and Wongwises, S., "Determination of optimum velocity for various nanofluids flowing in a double-pipe heat exchanger", *Heat Transfer Engineering*, 11-25 (2016).
- [54] Kaçar, E. N. ve Erbay, L. B., "Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış", *Mühendis ve Makina*, 14-43 (2013).
- [55] Genceli, O. F., "Isı Değiştiricileri", *Birsen Yayınevi*, İstanbul, Turkey, (2005).
- [56] Shah, R. K. and Sekulic, D. P., "Fundamentals of Heat Exchanger Design" *John Wiley & Sons Inc.*, USA. (2003).
- [57] Kays, W. M. and London, A. L., "Compact Heat Exchangers", *McGraw Hill Book Co.*, USA., (1984).
- [58] Akdemir, S., Öztürk, S., Edis, F. O. ve Ülger, P., "Soğuk Hava Depolarında Ortam Koşullarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) ile Modellenmesi", *Tarım Makinaları Bilim Dergisi*, 8 (2): 241-248 (2012).

- [59] İnternet: Fluent Teknik İçerik, <http://www.teknikicerik.com/ansys-fluent-nedir.html> (2018).
- [60] Jiji L. M., Heat Convection, *Springer*, (2009).
- [61] İnternet: Fluent Teori Rehberi, [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/enus/help/flu\\_th/flu\\_th\\_sec\\_ml-ep.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/enus/help/flu_th/flu_th_sec_ml-ep.html) (2018).
- [62] Corcione, M., “Heat transfer features of buoyancy-driven nanofluids inside rectangular enclosures differentially heated at the sidewalls”, *Int J Therm Sci*, 49:1536–1546 (2010).
- [63] Vajjha, RS and Das, DK, “Experimental determination of thermal conductivity of three nanofluids and development of new correlations”, *Int J Heat Mass Transf*, 52:4675–4682 (2009).
- [64] Ghasemi, B. and Aminossadati, SM., “Brownian motion of nanoparticles in a triangular enclosure with natural convection”, *Int J Therm Sci*, 49:931–940 (2010).

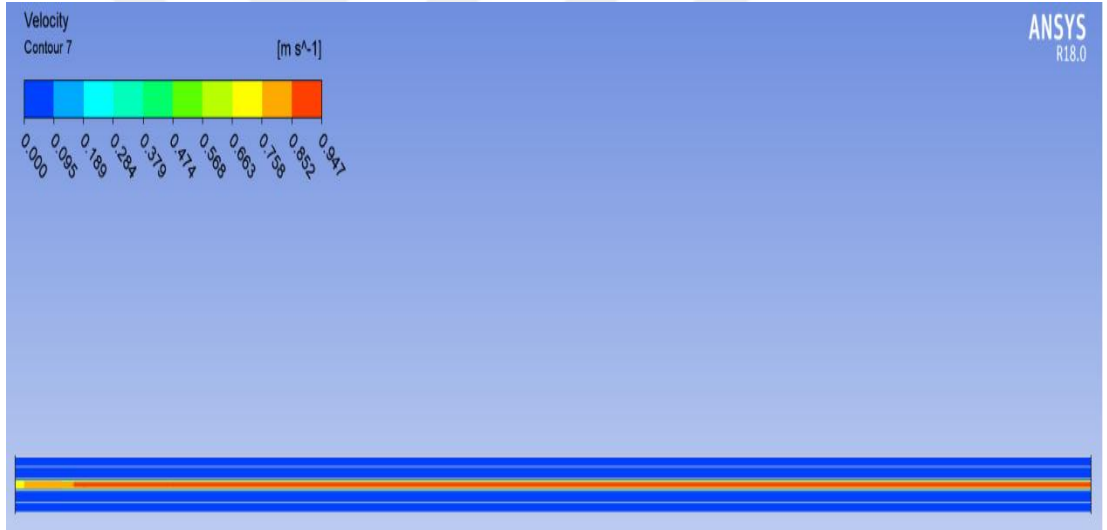


**EK AÇIKLAMALAR A.**

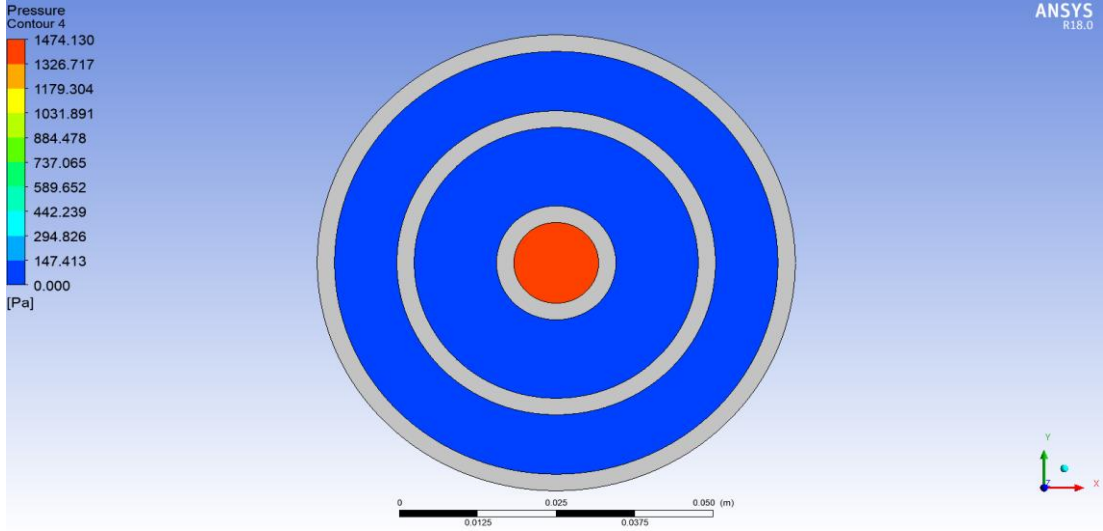
**ANALİZ SONUÇLARI**



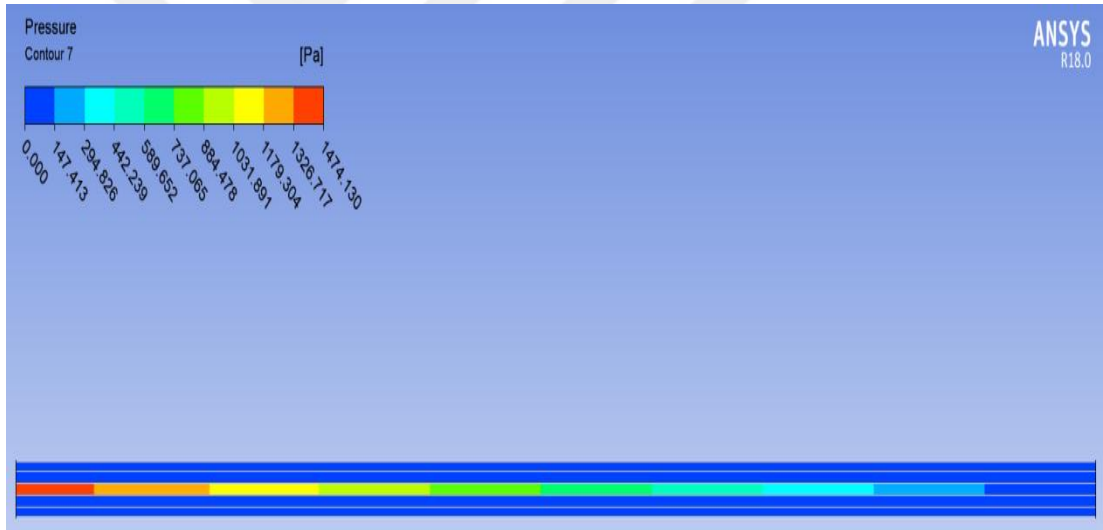
Şekil Ek A.1. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $Re=3120,1$  için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.



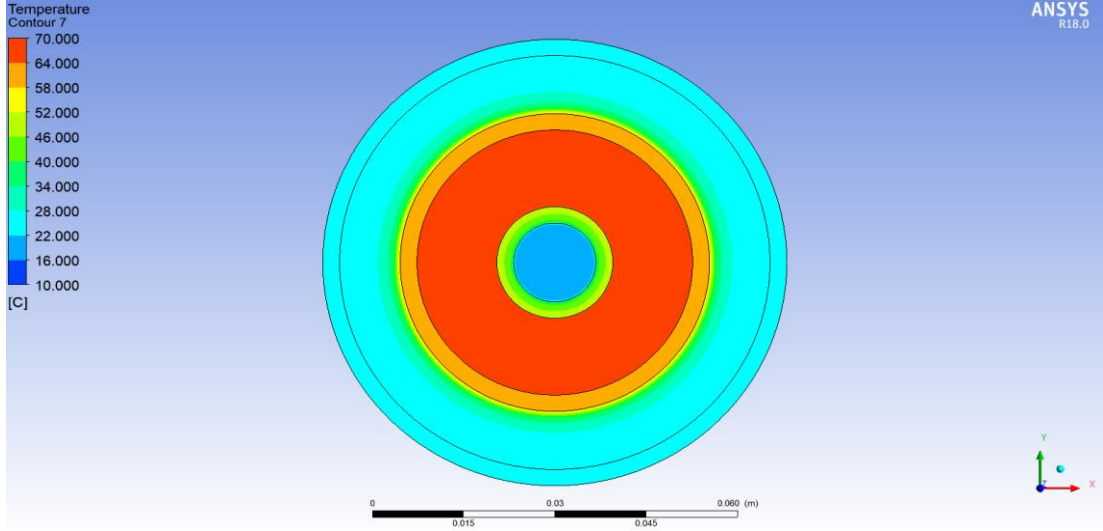
Şekil Ek A.2. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $Re=3120,1$  için boru boyunca hız kontürleri.



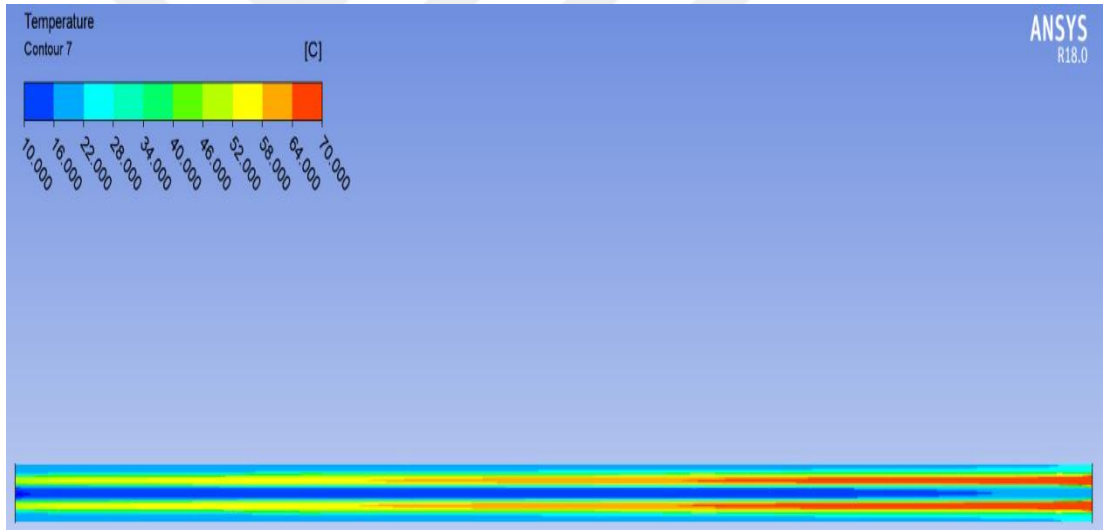
Şekil Ek A.3.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=3120,1$  için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.



Şekil Ek A.4.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=3120,1$  boru boyunca basınç kontürleri.

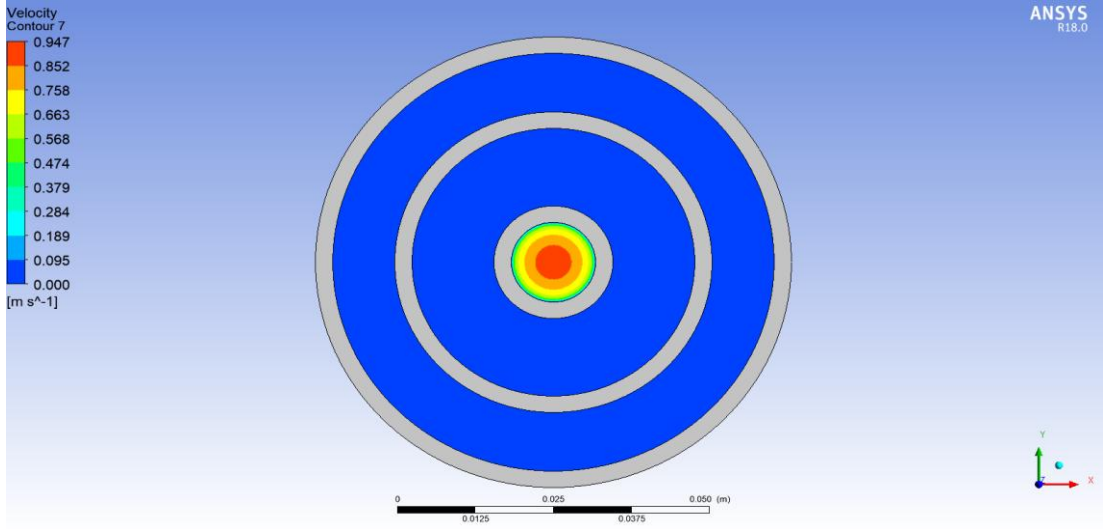


Şekil Ek A.5.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=3120,1$  için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri.

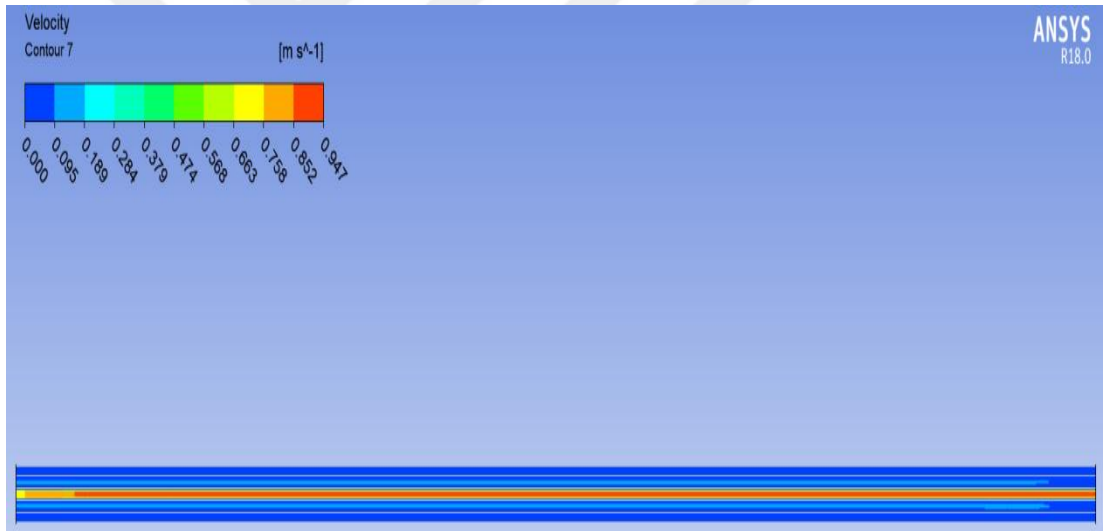


Şekil Ek A.6.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=3120,1$  için boru boyunca sıcaklık kontürleri.

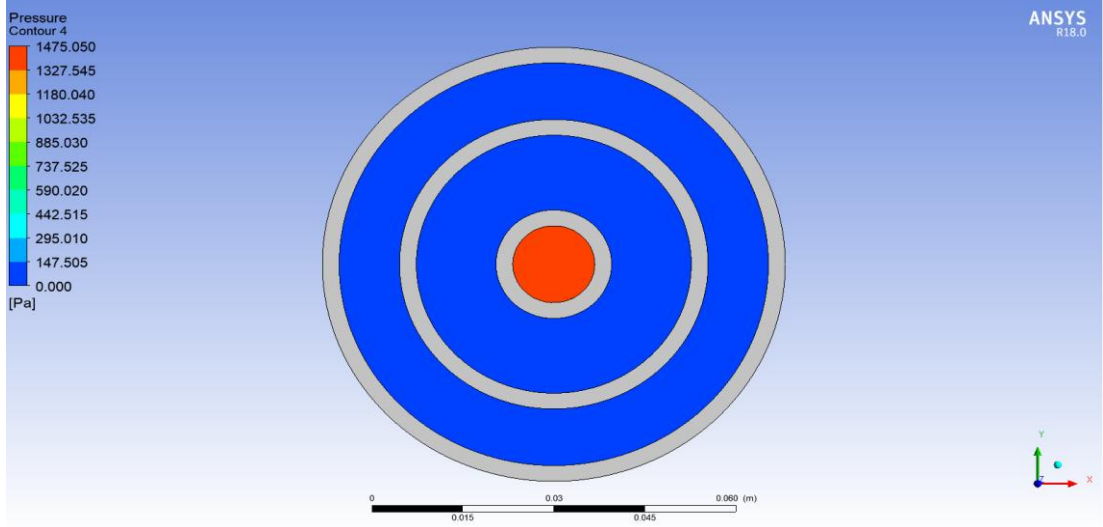




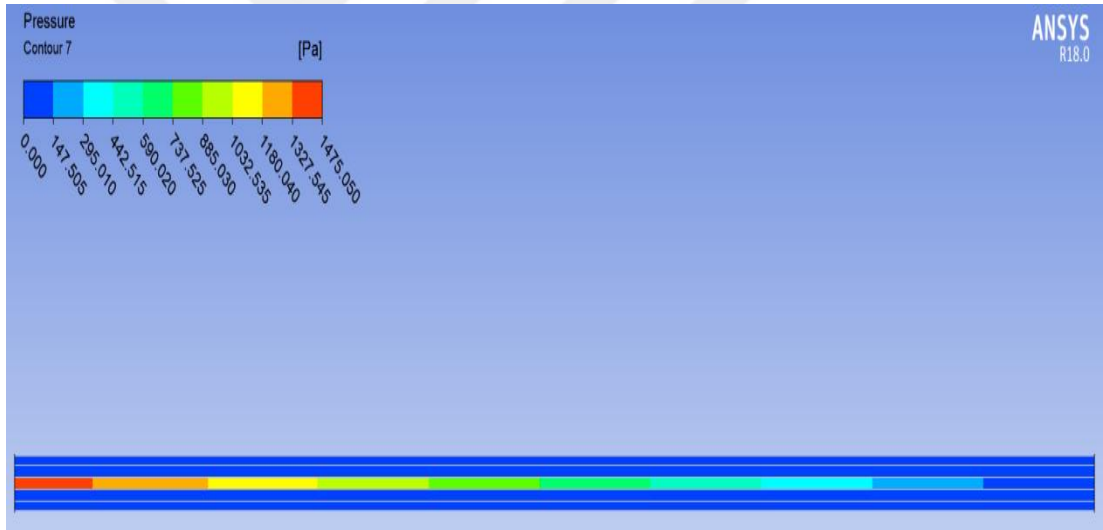
Şekil Ek A.7. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $Re=4348,91$  için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.



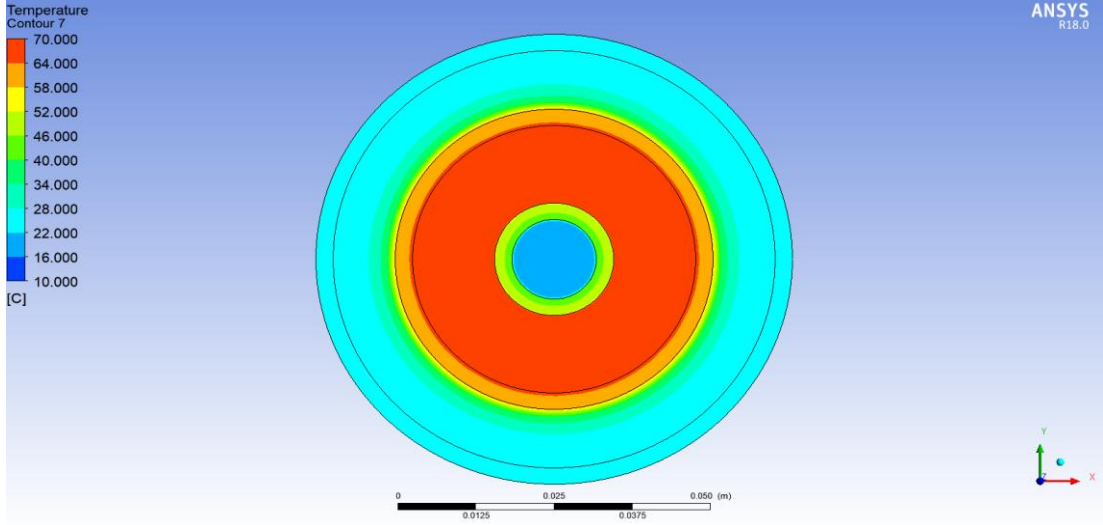
Şekil Ek A.8. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $Re=4348,91$  için boru boyunca hız kontürleri.



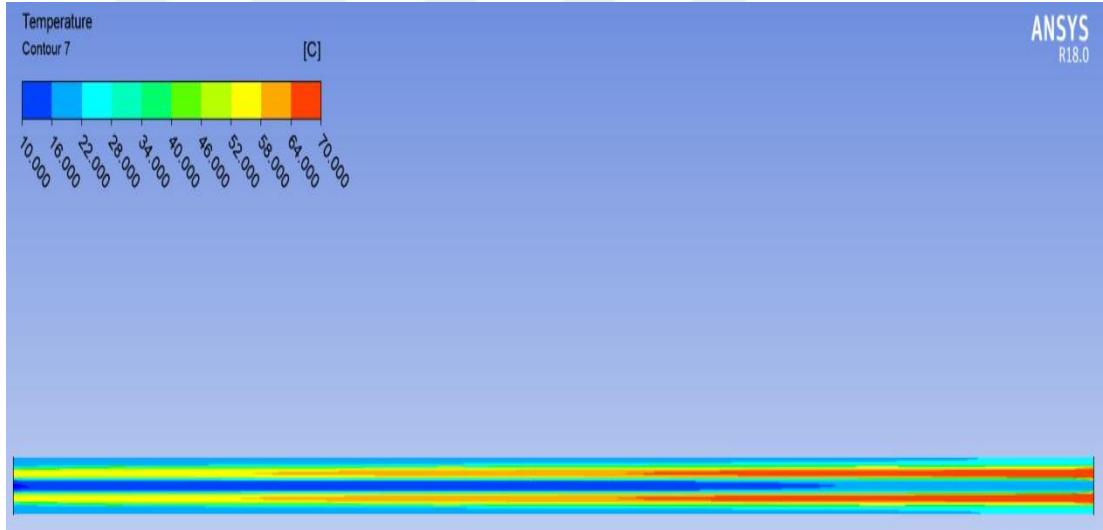
Şekil Ek A.9.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=4348,91$  için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.



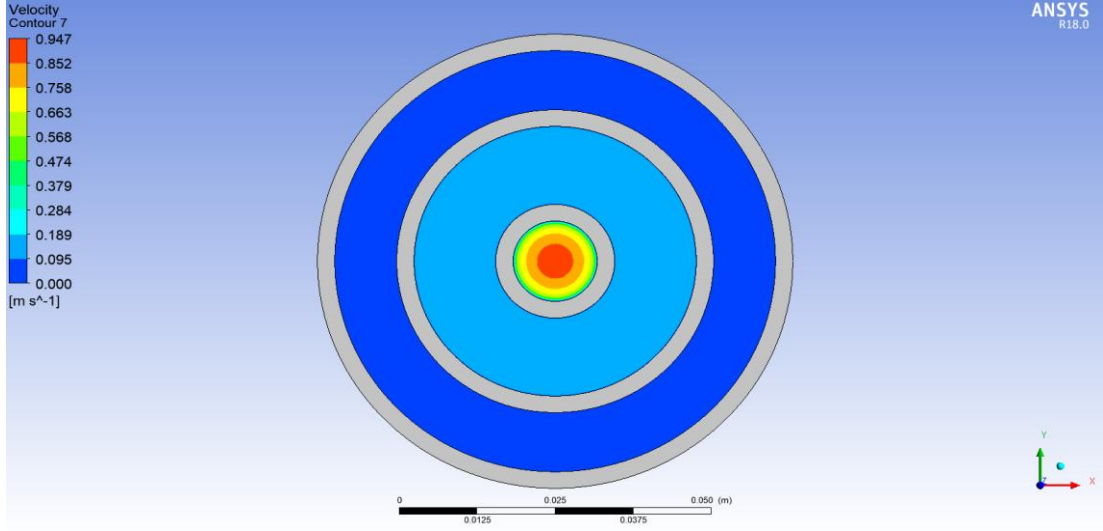
Şekil Ek A.10.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=4348,91$  için boru boyunca basınç kontürleri.



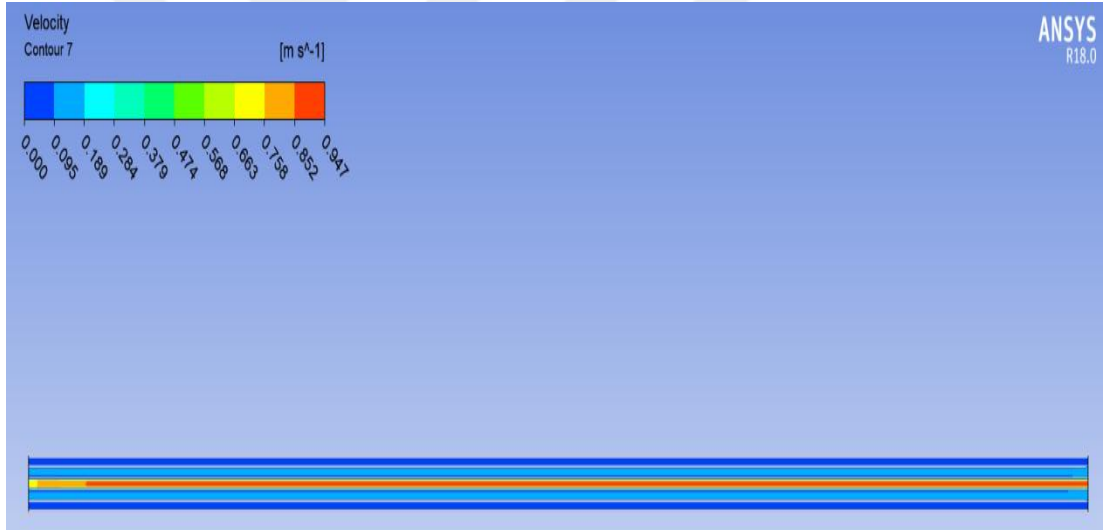
Şekil Ek A.11.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=4348,91$  için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri.



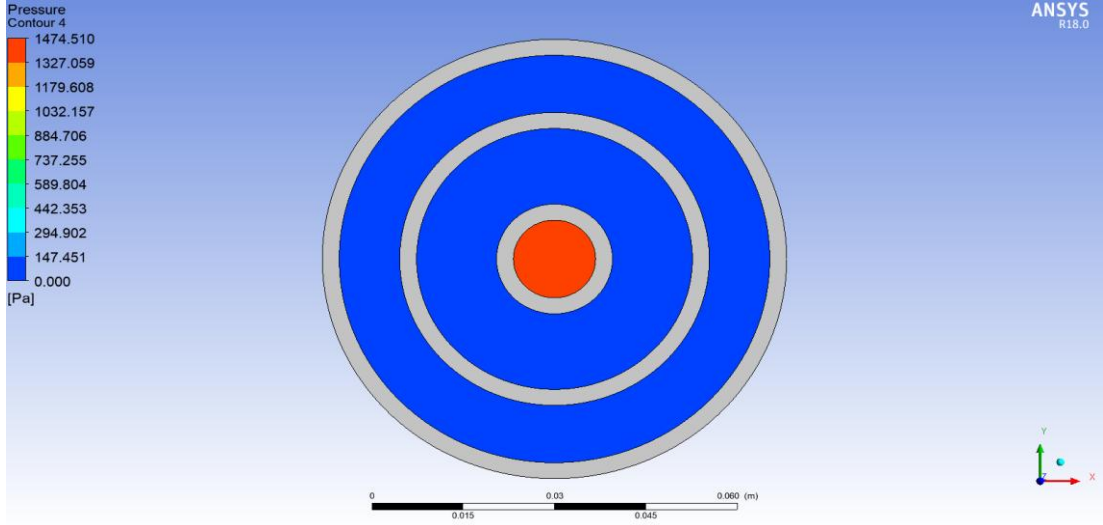
Şekil Ek A.12.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=4348,91$  için boru boyunca sıcaklık kontürleri.



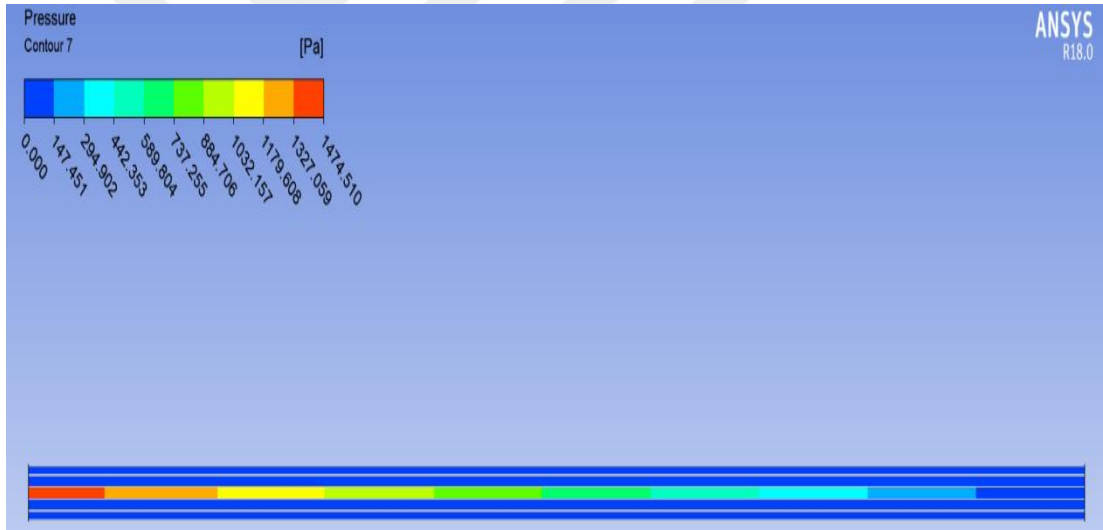
Şekil Ek A.13. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $Re=5895,83$  için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.



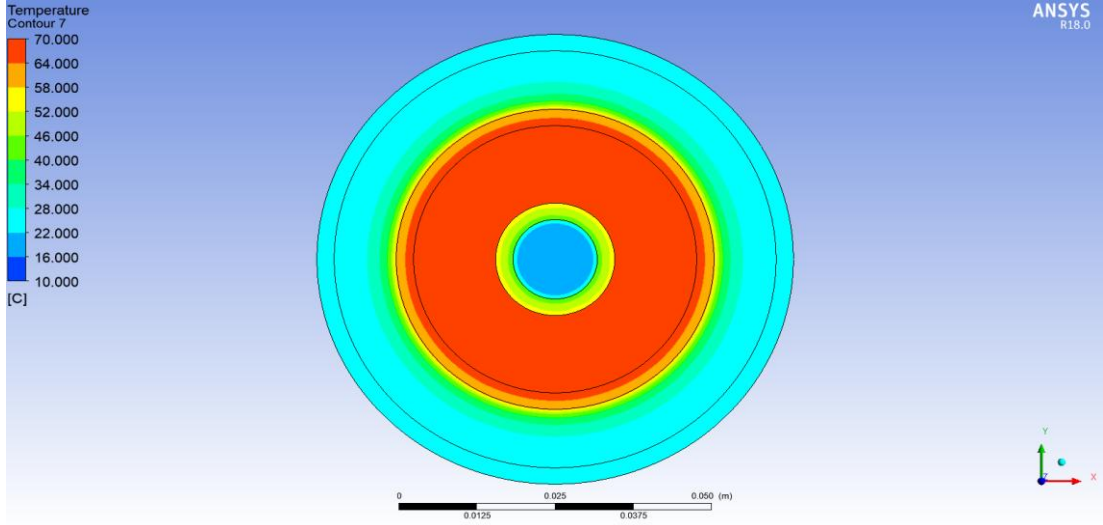
Şekil Ek A.14. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca hız kontürleri.



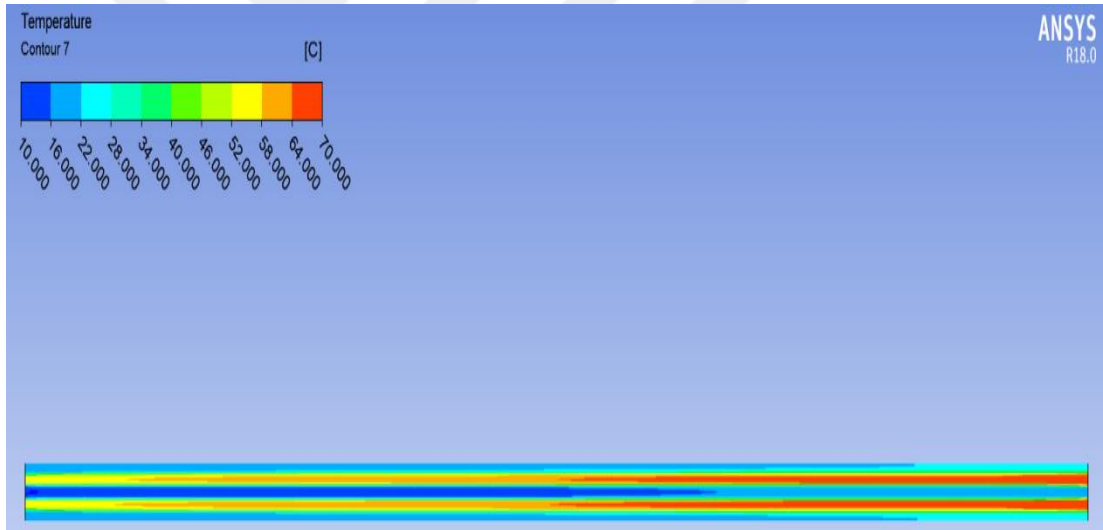
Şekil Ek A.15.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.



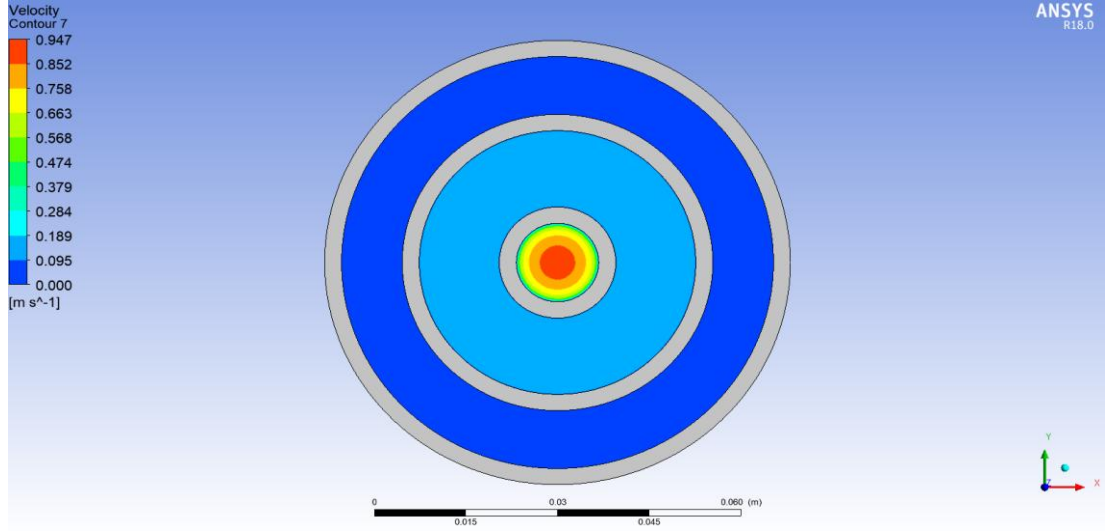
Şekil Ek A.16.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için boru boyunca basınç kontürleri.



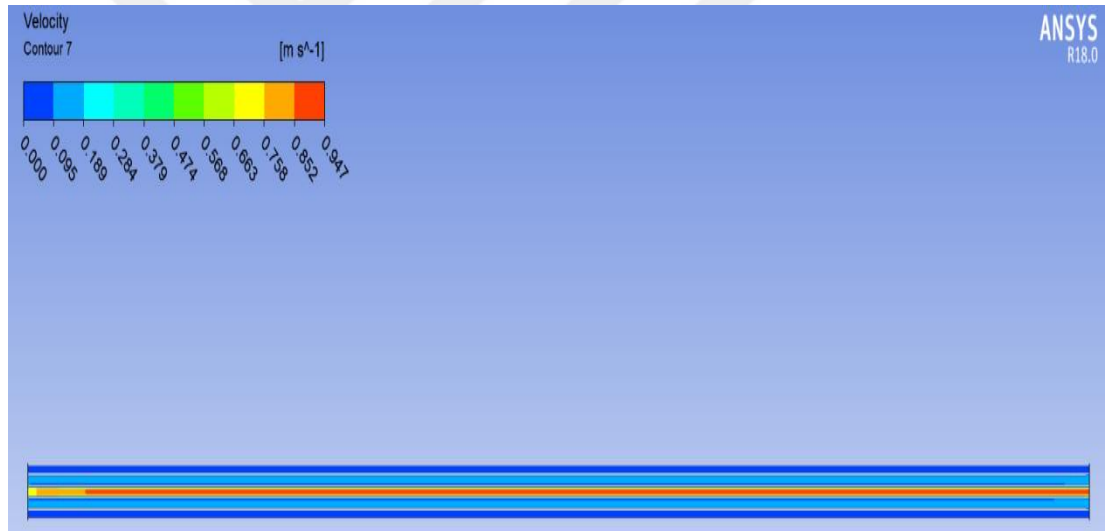
Şekil Ek A.17.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri.



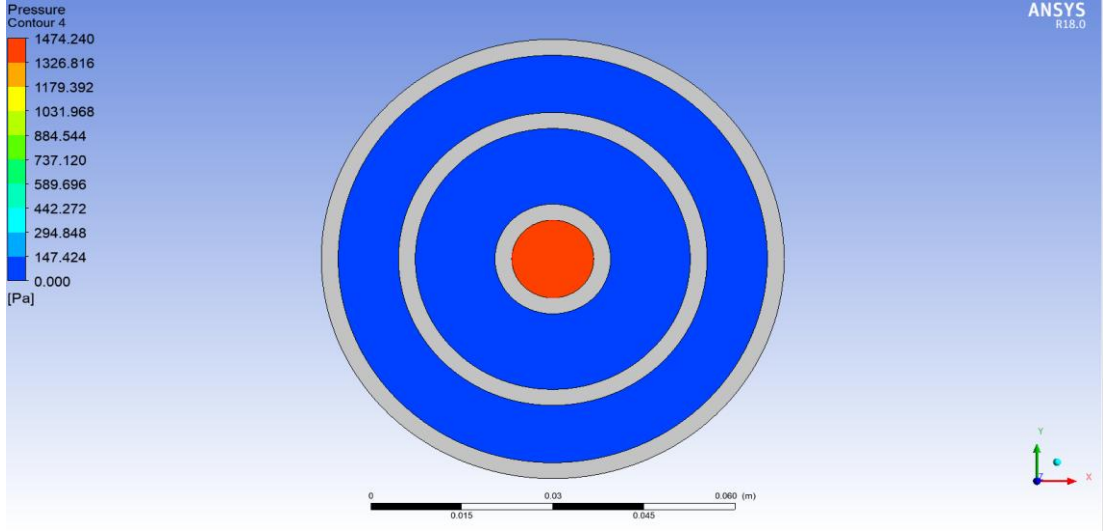
Şekil Ek A.18.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=1,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için boru boyunca sıcaklık kontürleri.



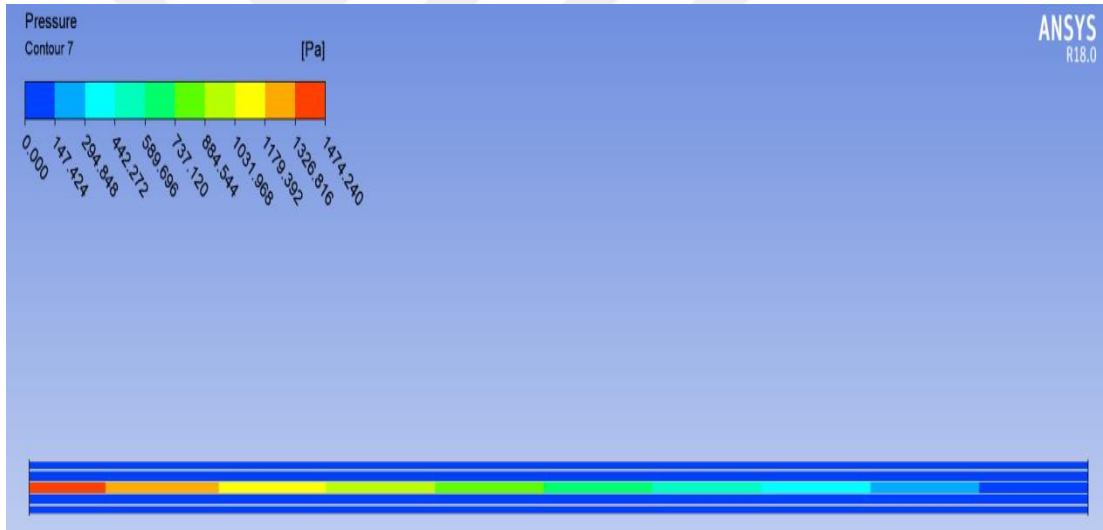
Şekil Ek A.19. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=2,0$  ve  $Re=5895,83$  için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.



Şekil Ek A.20. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=2,0$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca hız kontürleri.

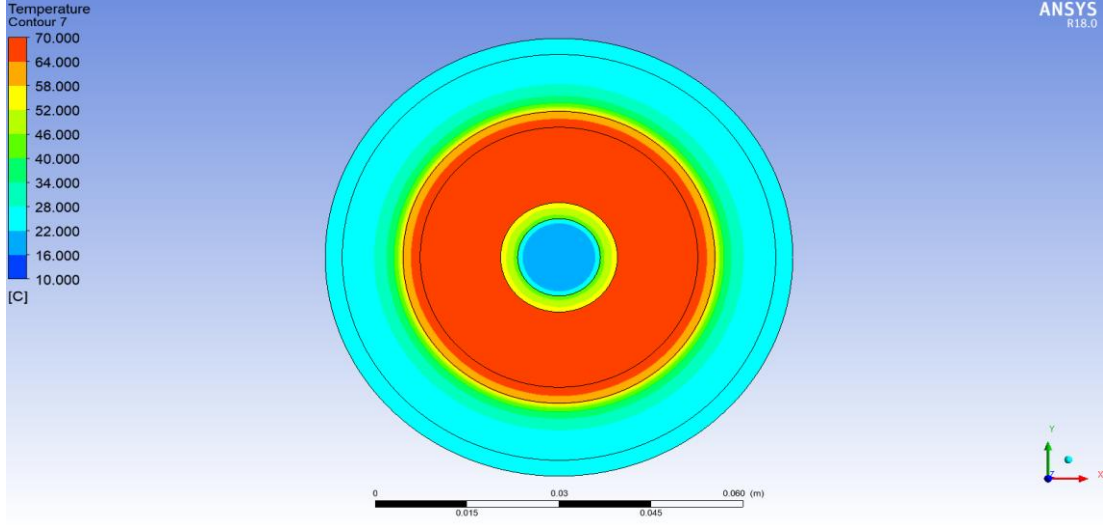


Şekil Ek A.21.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=2,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.

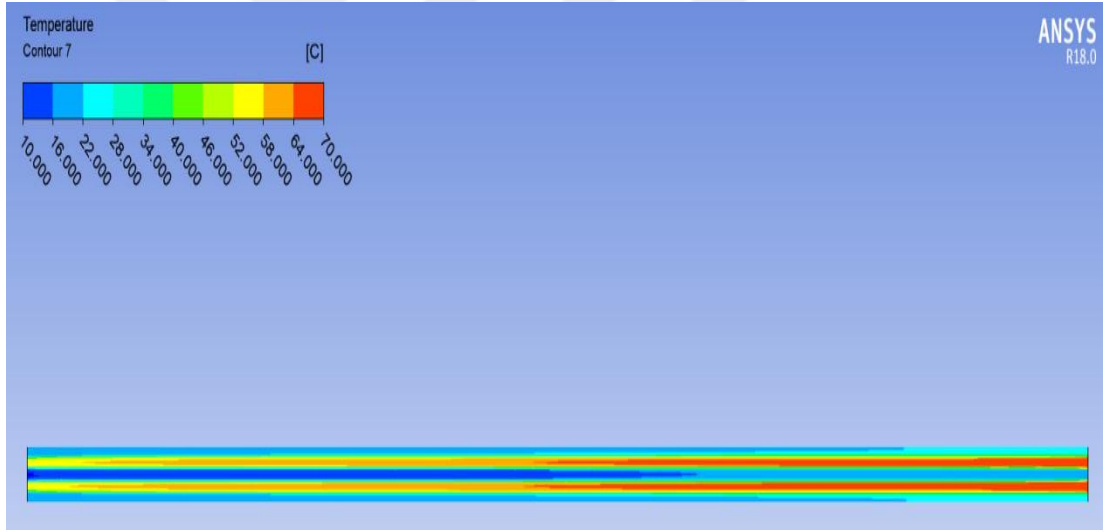


Şekil Ek A.22.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=2,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için boru boyunca basınç kontürleri.

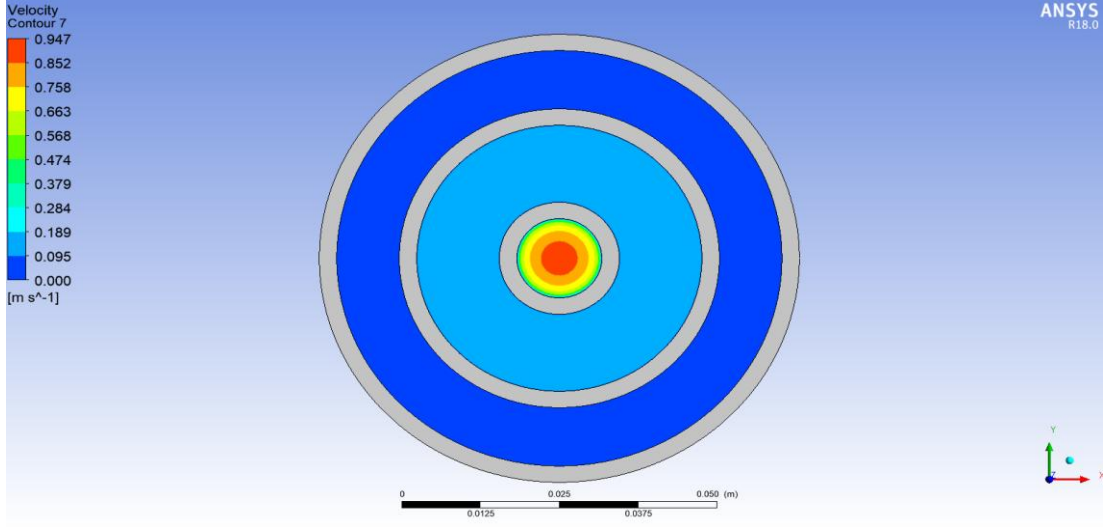




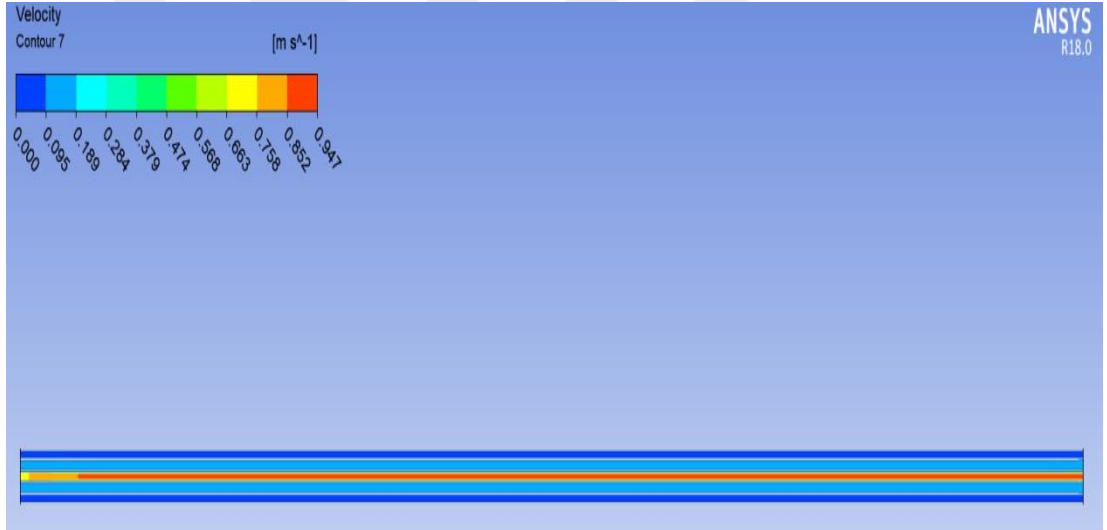
Şekil Ek A.23.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=2,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri.



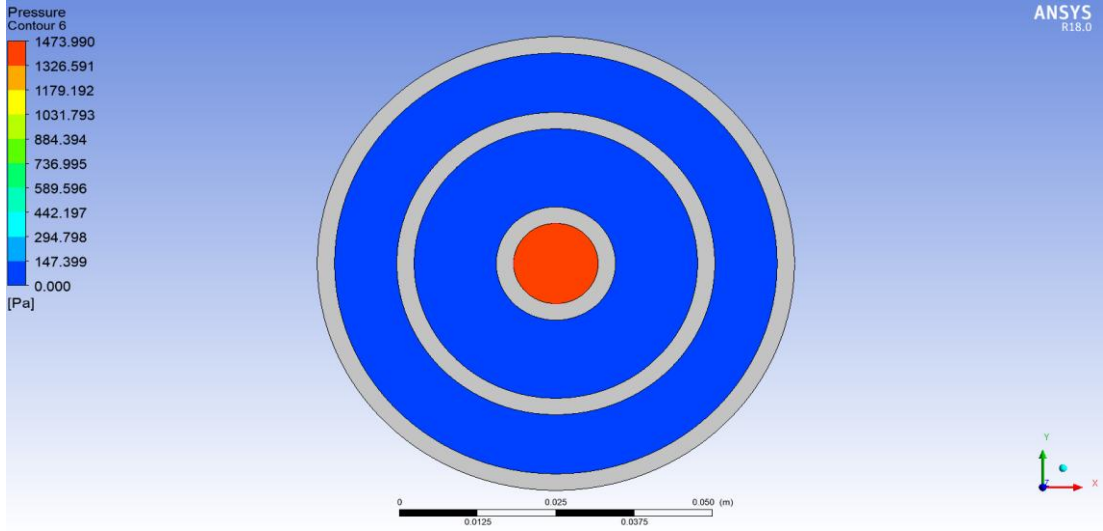
Şekil Ek A.24.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=2,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için boru boyunca sıcaklık kontürleri.



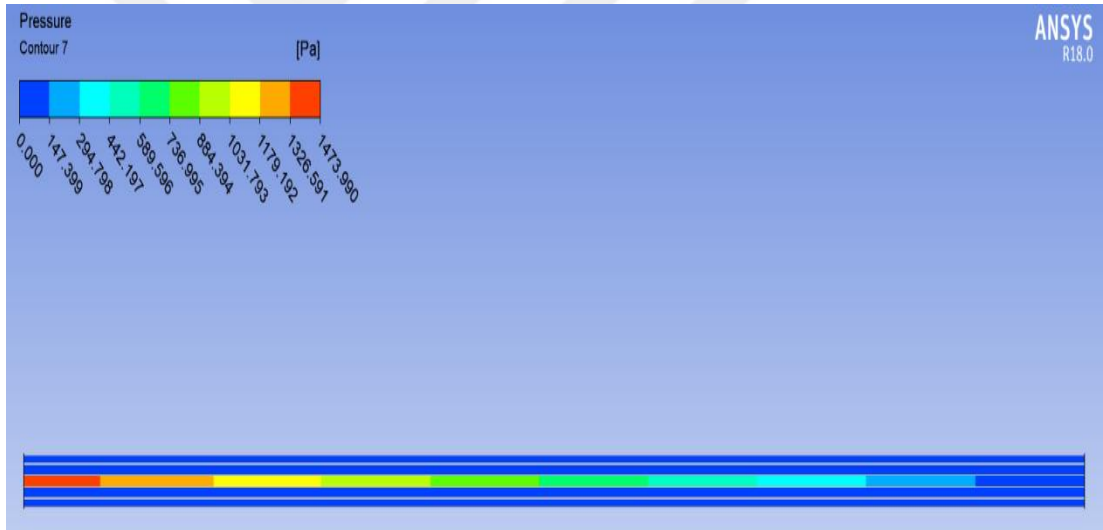
Şekil Ek A.25. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=3,0\%$  ve  $Re=5895,83$  için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.



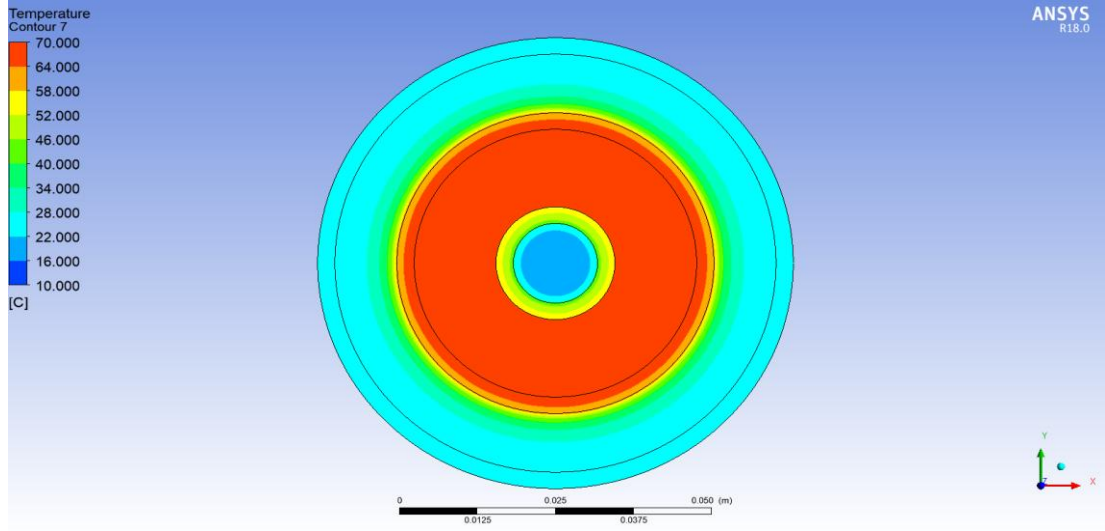
Şekil Ek A.26. Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=3,0\%$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca hız kontürleri.



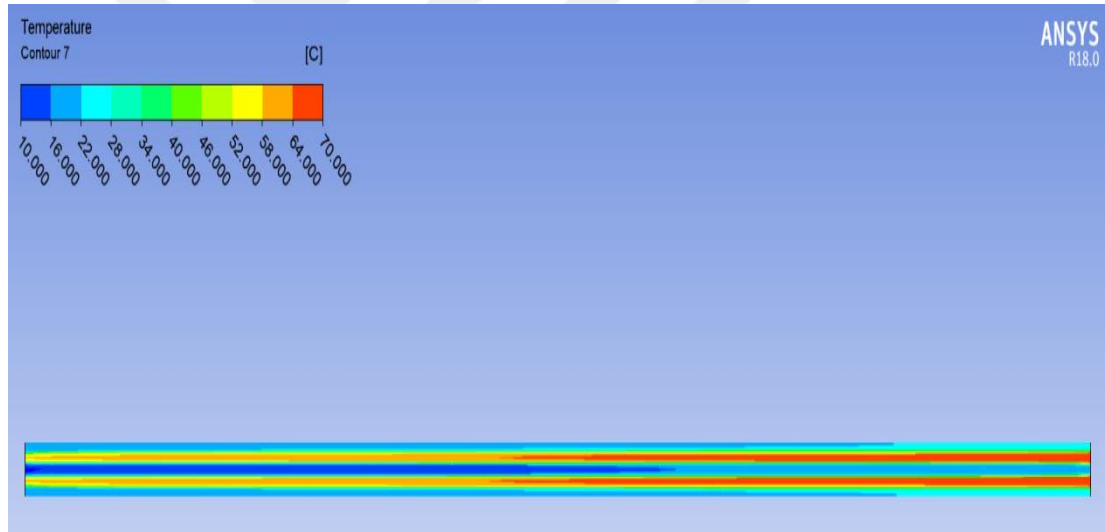
Şekil Ek A.27.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=3,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.



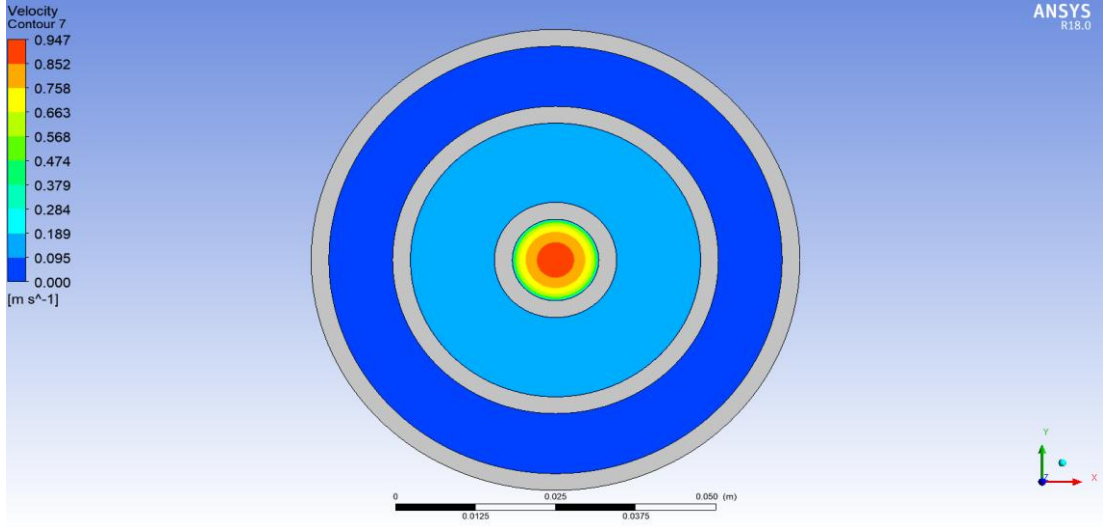
Şekil Ek A.28.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=3,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için boru boyunca basınç kontürleri.



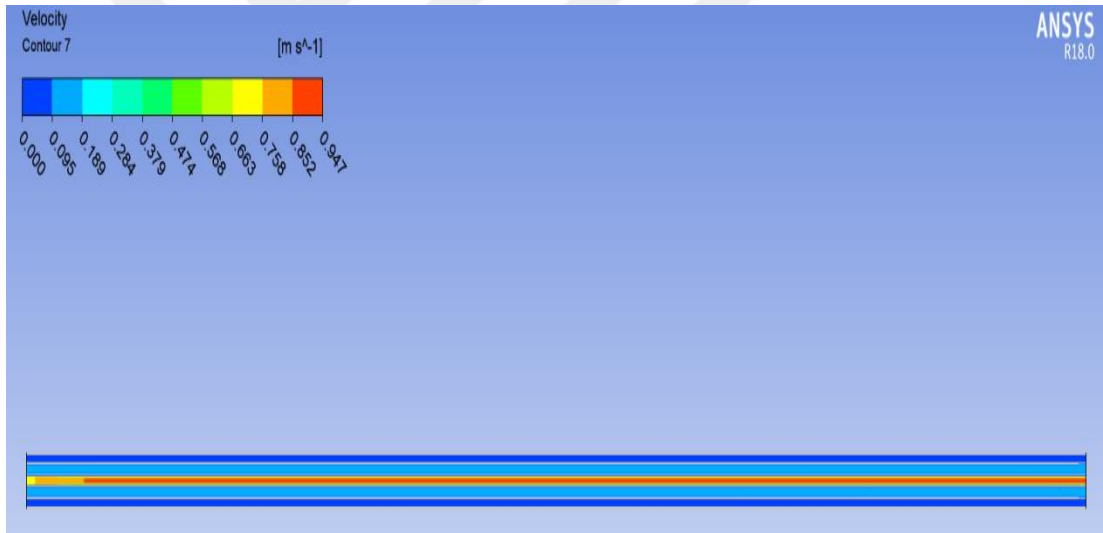
Şekil Ek A.29.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=3,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri.



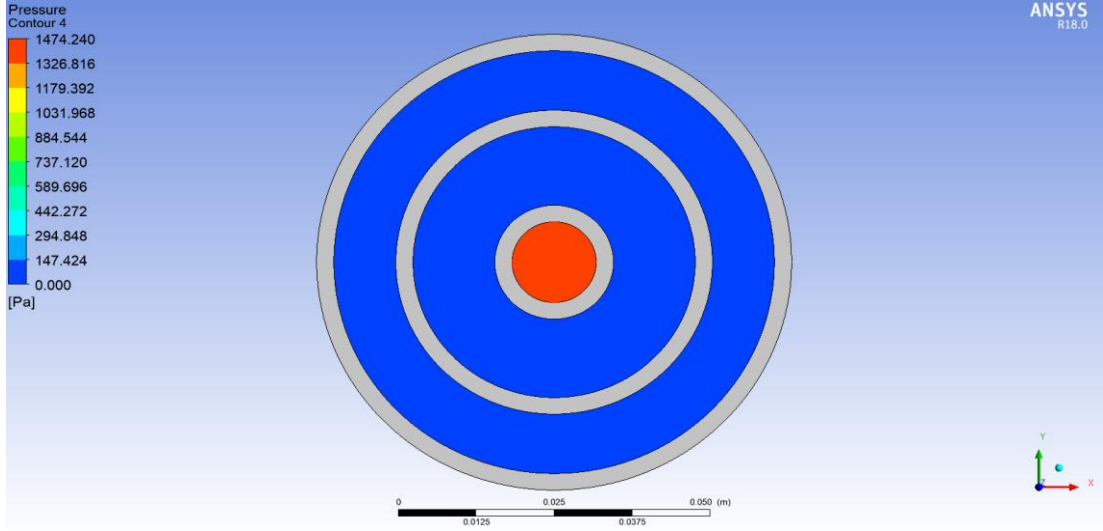
Şekil Ek A.30.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=3,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için boru boyunca sıcaklık kontürleri.



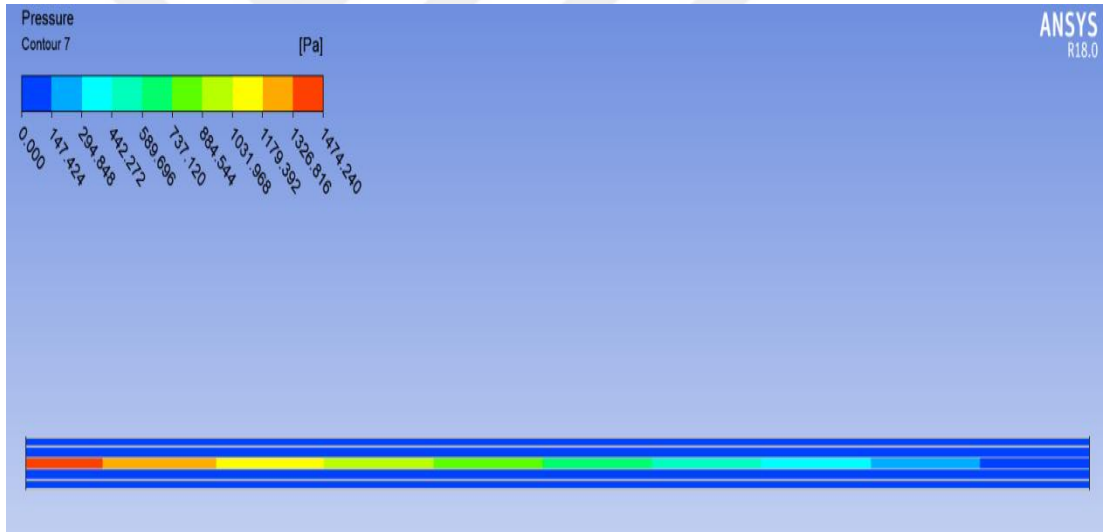
Şekil Ek A.31.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.



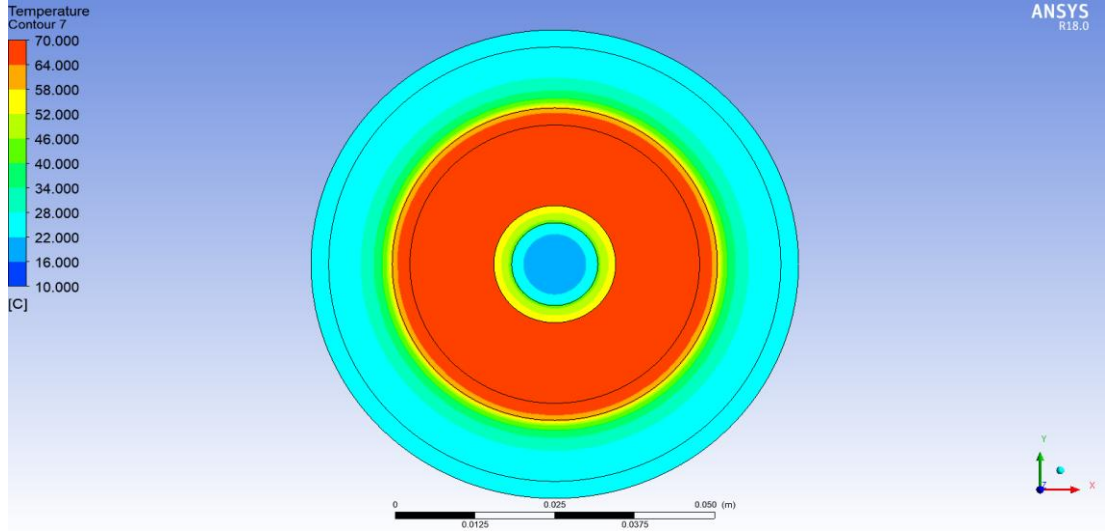
Şekil Ek A.32.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için boru boyunca hız kontürleri.



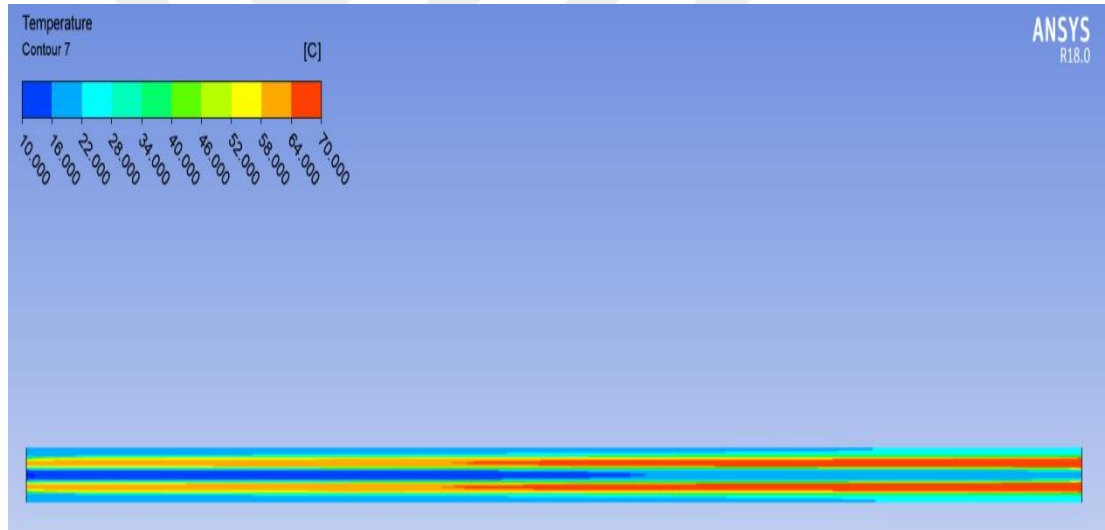
Şekil Ek A.33.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.



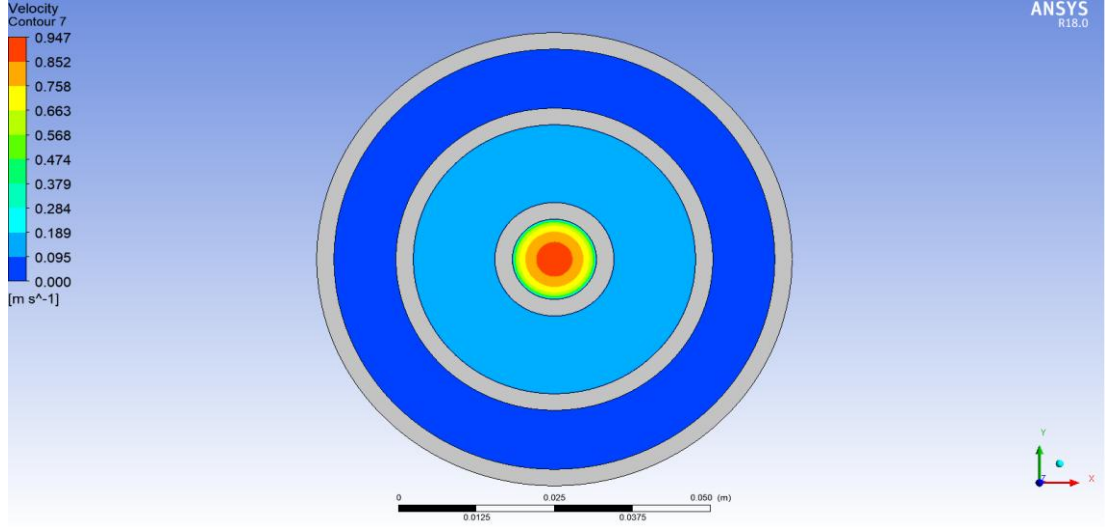
Şekil Ek A.34.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için boru boyunca basınç kontürleri.



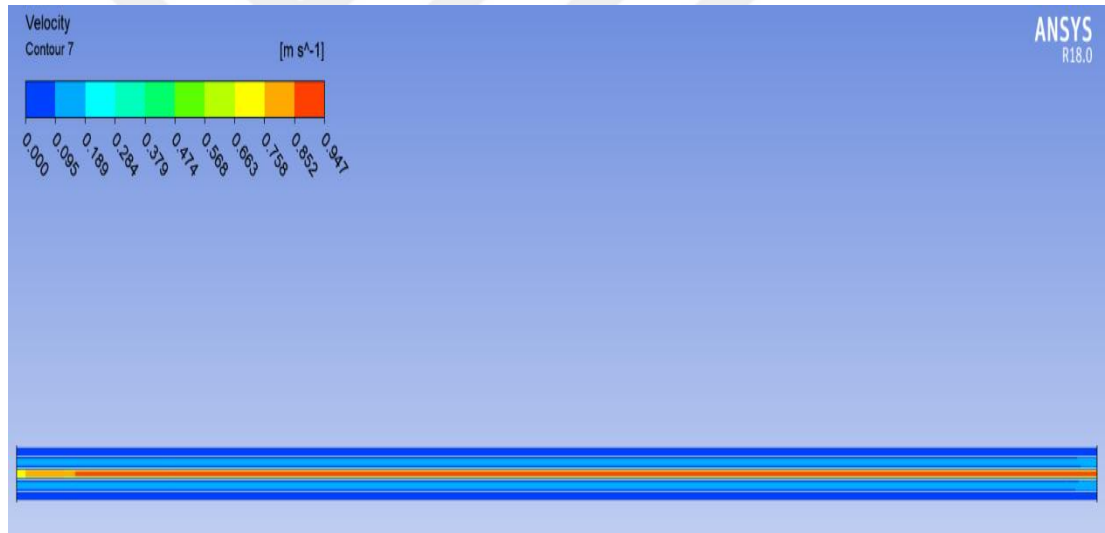
Şekil Ek A.35.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri.



Şekil Ek A.36.  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $\text{Re}=5895,83$  için boru boyunca sıcaklık kontürleri.

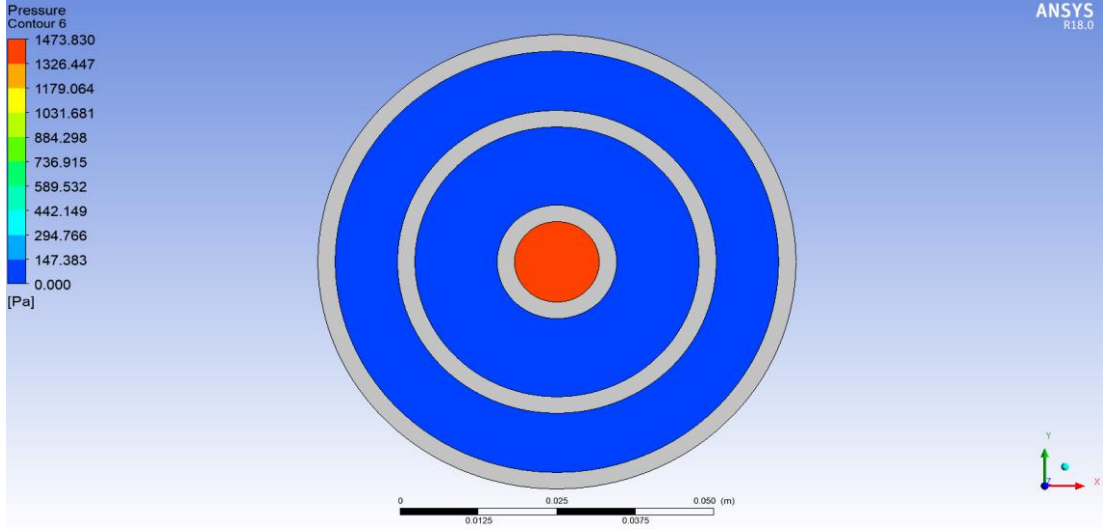


Şekil Ek A.37. CuO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.

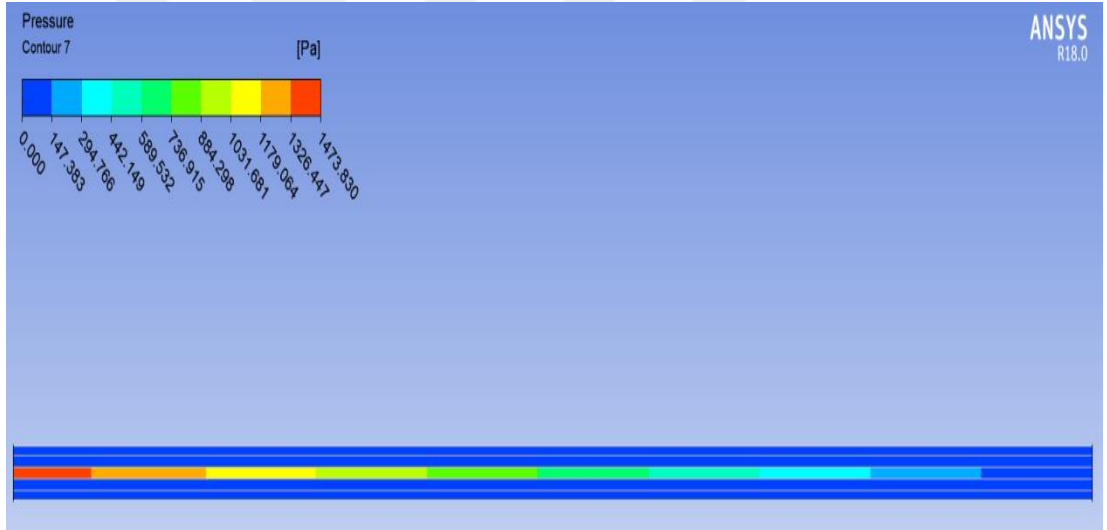


Şekil Ek A.38. CuO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca hız kontürleri.

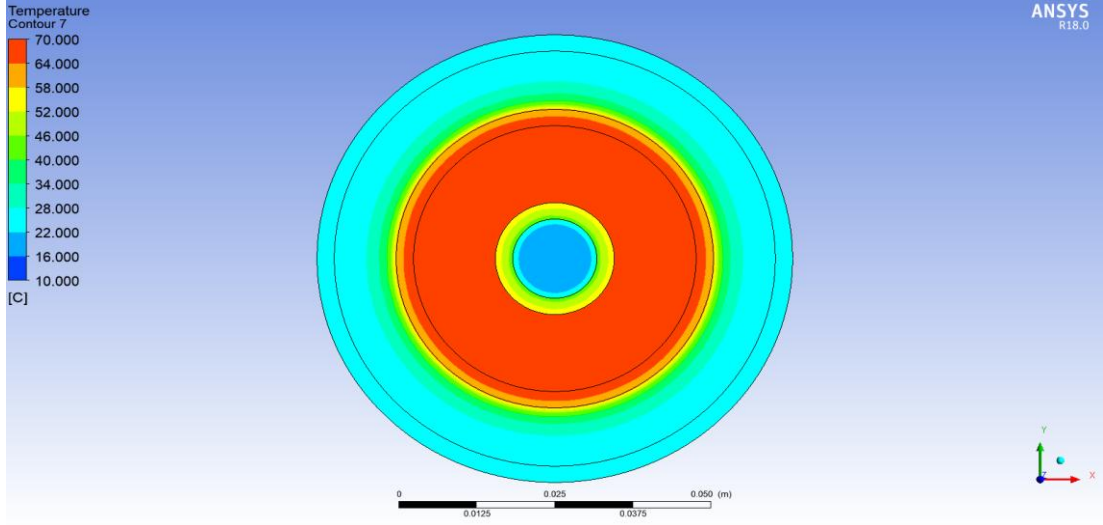




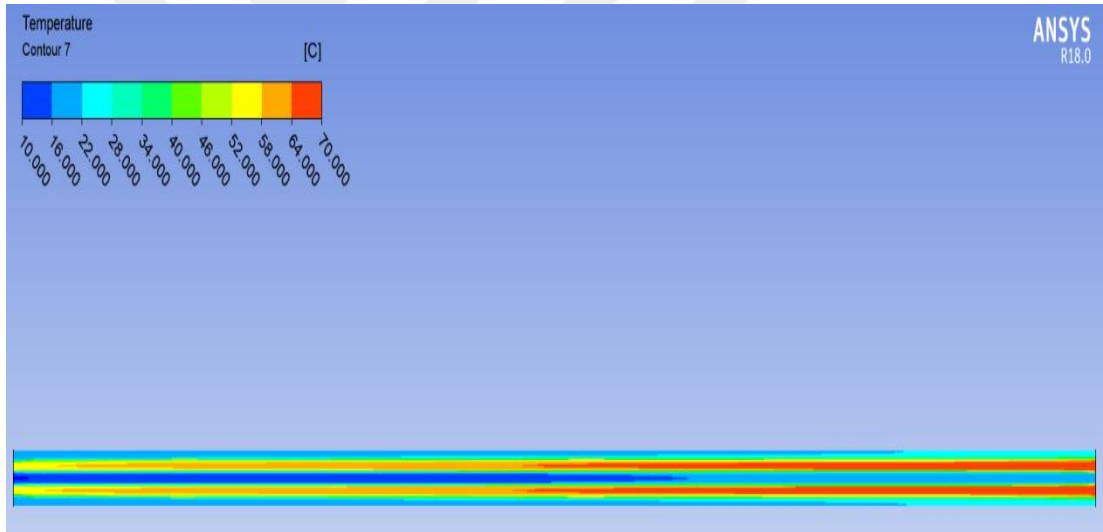
Şekil Ek A.39. CuO -su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.



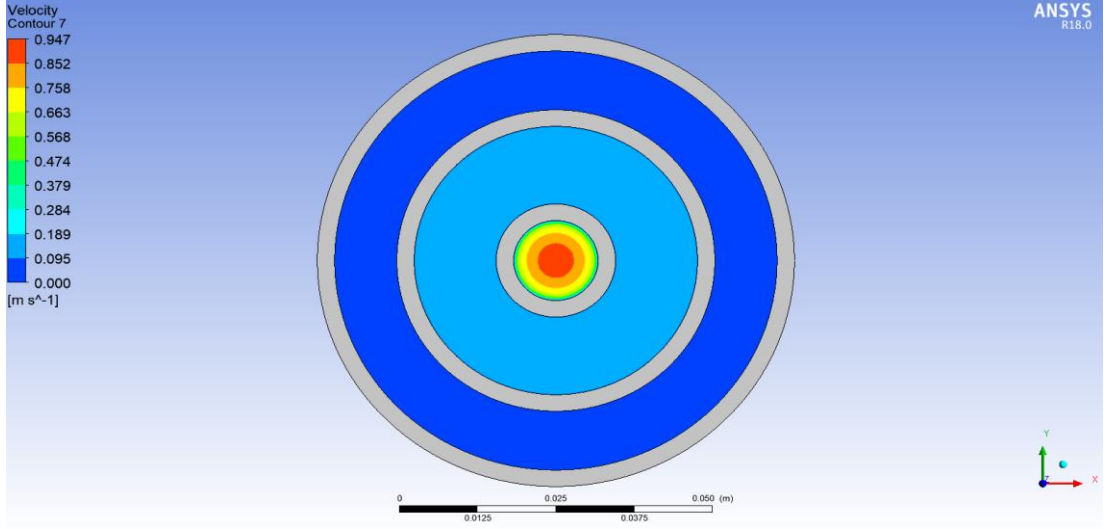
Şekil Ek A.40. CuO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca basınç kontürleri.



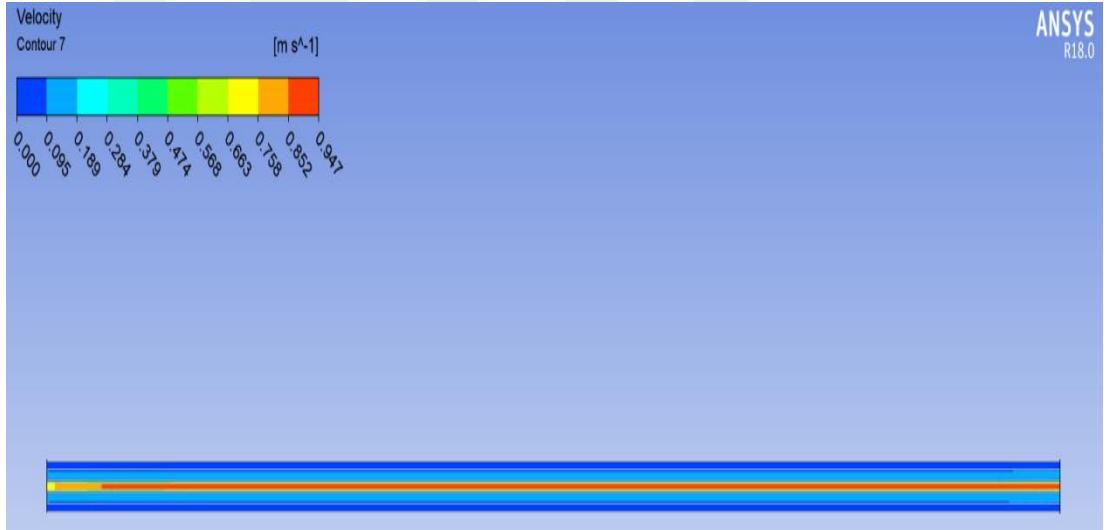
Şekil Ek A.41. CuO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri.



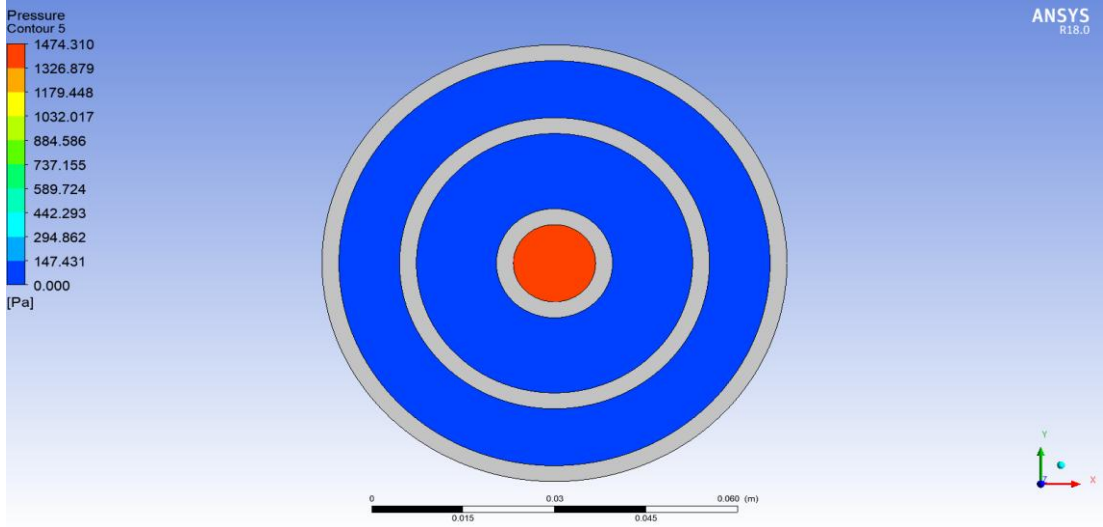
Şekil Ek A.42. CuO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca sıcaklık kontürleri.



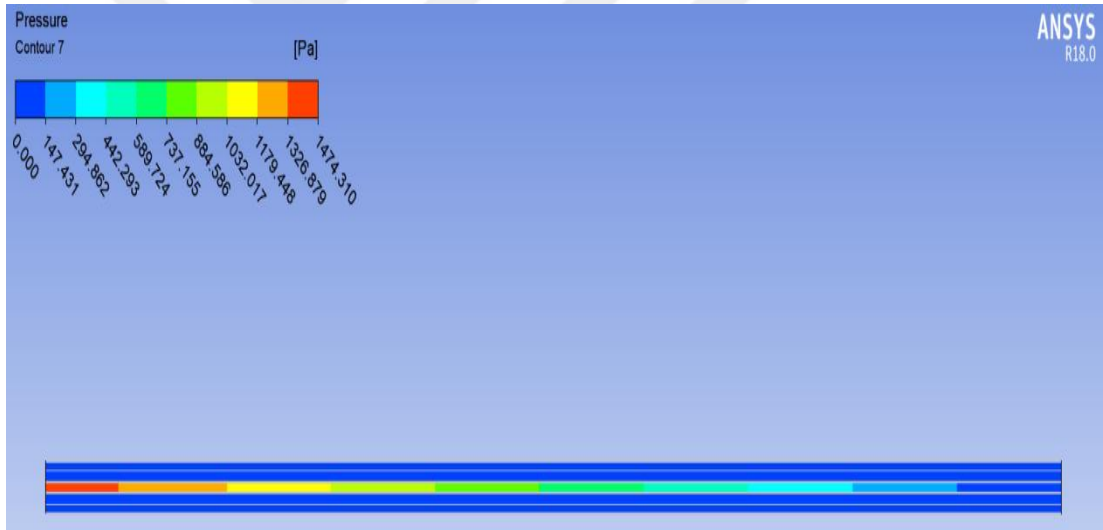
Şekil Ek A.43. SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=4,0\%$  ve  $Re=5895,83$  için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.



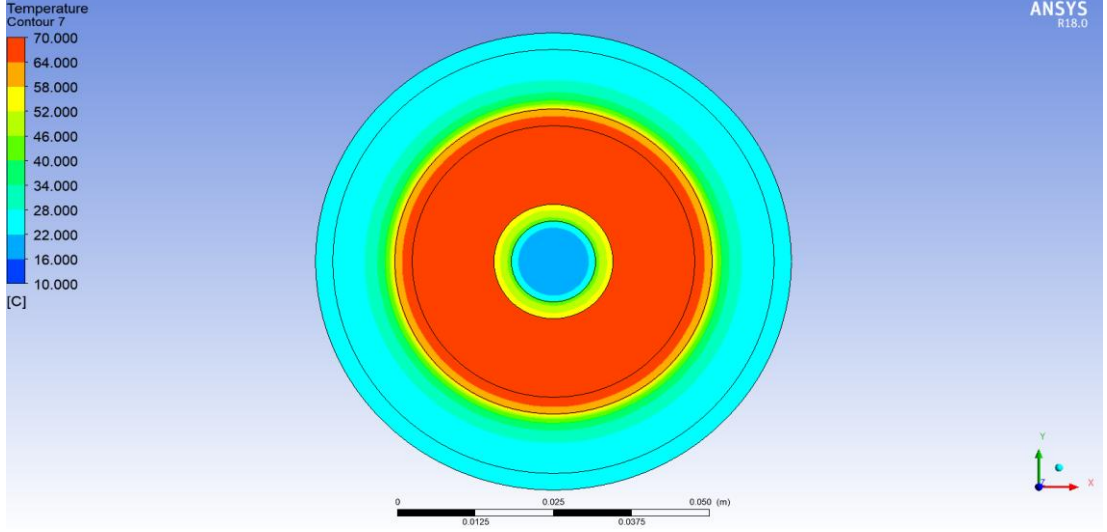
Şekil Ek A.44. SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=4,0\%$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca hız kontürleri.



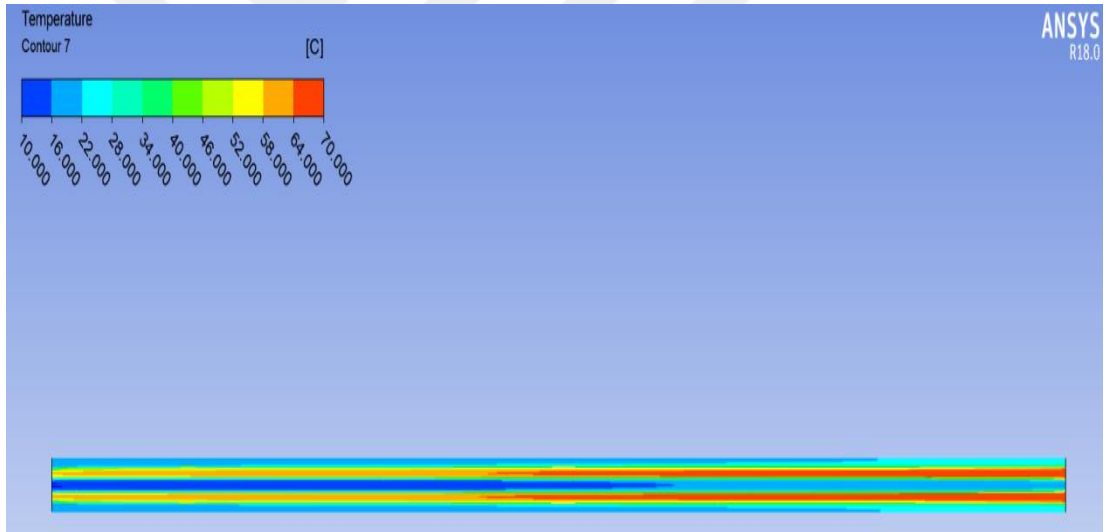
Şekil Ek A.45. SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.



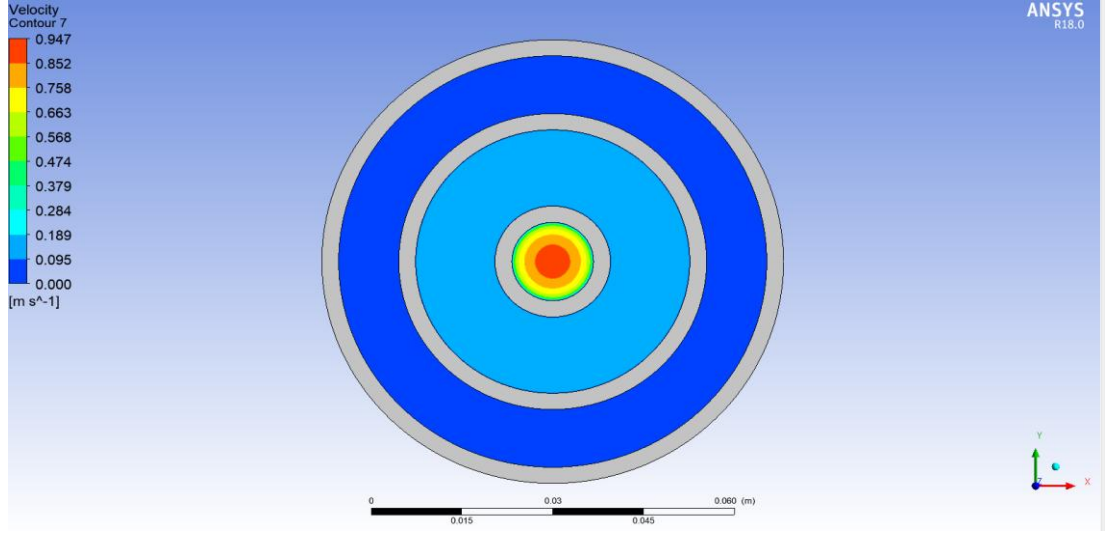
Şekil Ek A.46. SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca basınç kontürleri.



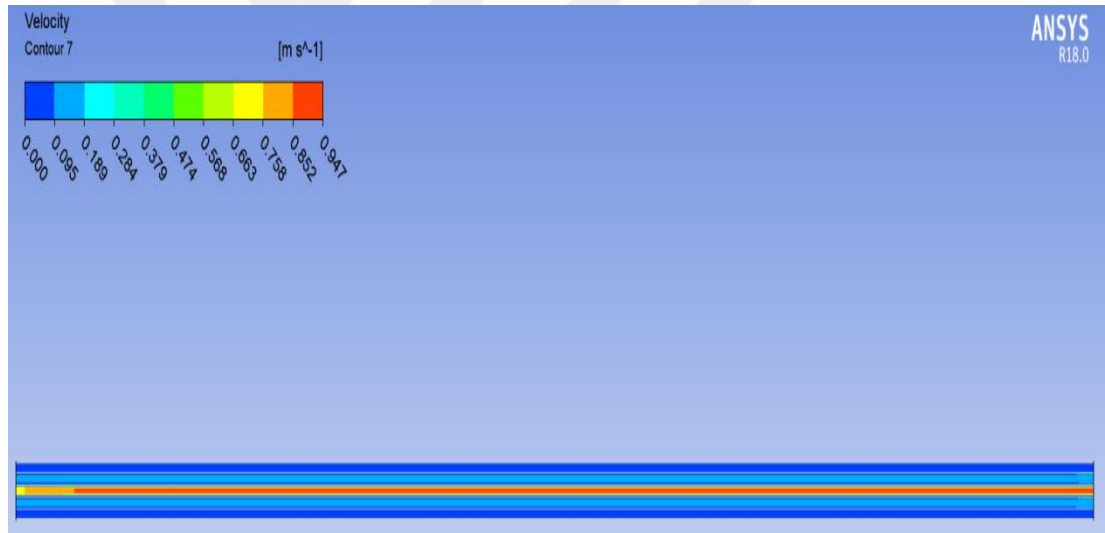
Şekil Ek A.47. SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri.



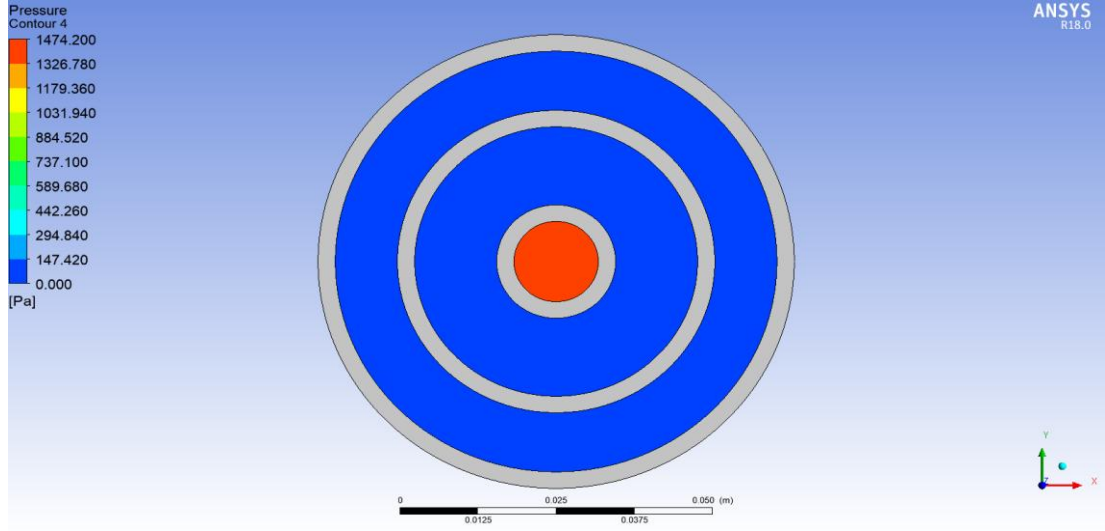
Şekil Ek A.48. SiO<sub>2</sub>-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca sıcaklık kontürleri.



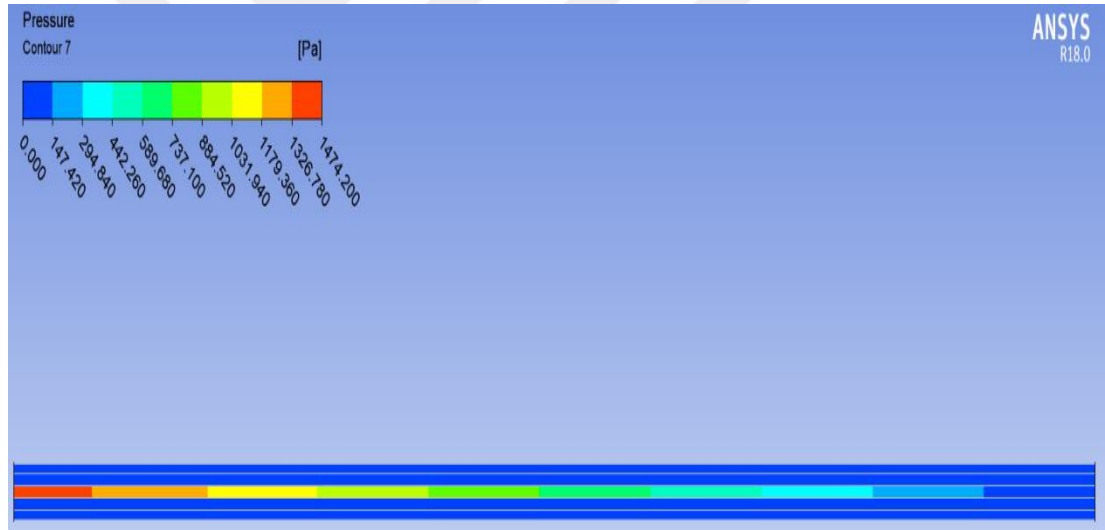
Şekil Ek A.49. ZnO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için çıkış bölgesindeki hız kontürleri.



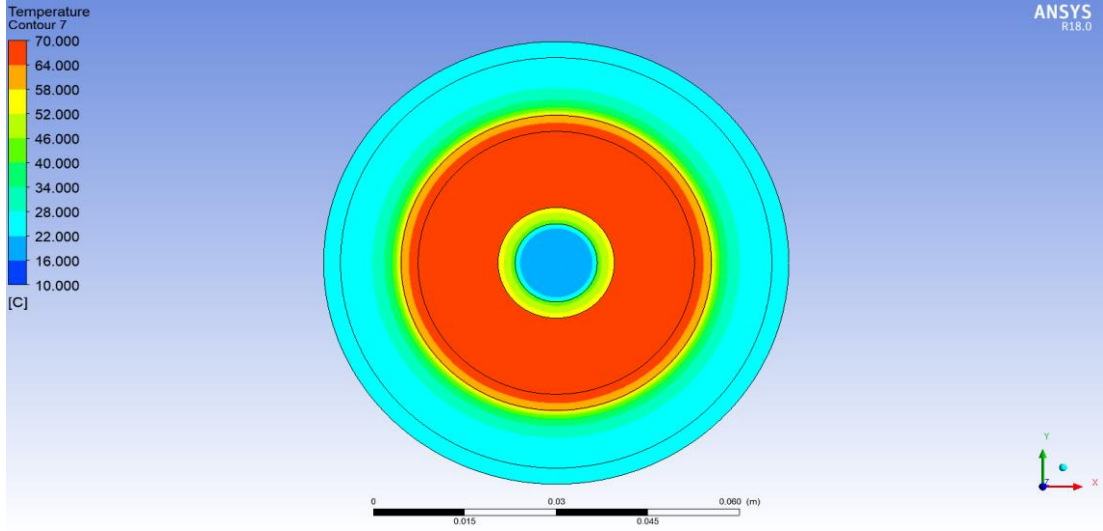
Şekil Ek A.50. ZnO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca hız kontürleri.



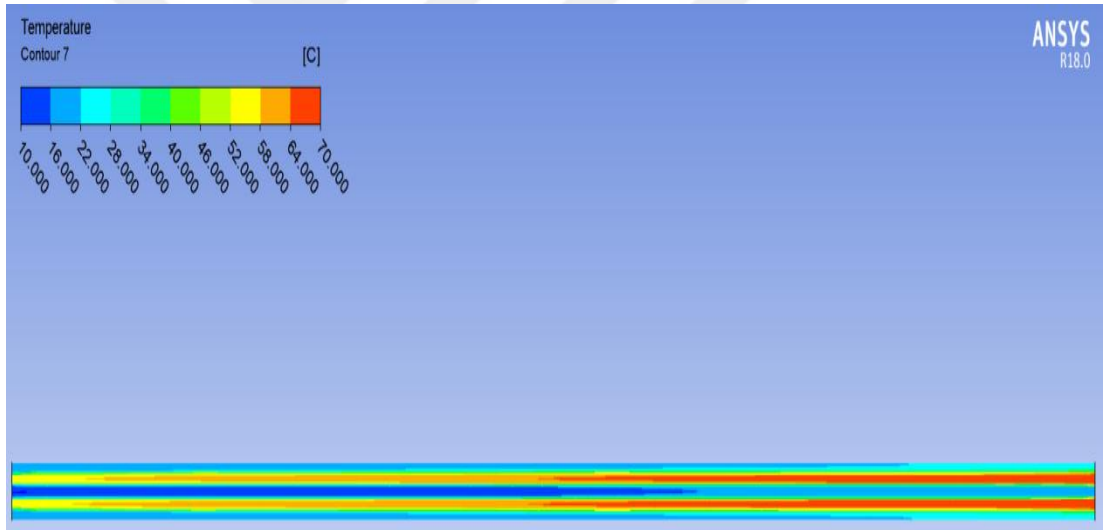
Şekil Ek A.51. ZnO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için çıkış bölgesindeki basınç kontürleri.



Şekil Ek A.52. ZnO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca basınç kontürleri.



Şekil Ek A.53. ZnO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için giriş bölgesindeki sıcaklık kontürleri.



Şekil Ek A.54. ZnO-su nanoakışkanının  $\phi=4,0$  ve  $Re=5895,83$  için boru boyunca sıcaklık kontürleri.



## ÖZGEÇMİŞ

Kaan Süleyman UZ 1993 yılında Ankara’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini aynı şehirde tamamladı. Selahattin Akbilek Lisesinden mezun oldu. 2011 yılında Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde öğrenime başlayıp 2016 yılında 3,10 derece ile mezun oldu. 2016 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans programına başladı. 2018 yılında Erdemler Soğutma A.Ş.’de göreve başladı ve halen aynı yerde çalışmaya devam etmektedir.

### **ADRES BİLGİLERİ**

Adres : Ertuğrul Gazi Mah. Sonbahar Sok. Eray 5 Sitesi 8E Blok No:13

Sincan / ANKARA

Tel : (536) 742 4112

E-posta : kaansuleymanuz@gmail.com