



T.C.
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



YÜKSEK LİSANS TEZİ

**BORU DEMET TAŞIYICI LEVHALARINDA ISI TAŞINIM
KATSAYISININ VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNÜN NÜMERİK OLARAK
İNCELENMESİ**

Mardiros ENGİN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

DANIŞMAN
Dr. Öğr. Üyesi Erman ASLAN

Haziran, 2018

İSTANBUL

Bu çalışma, 19.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı , Makine Mühendisliği Programında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi


Dr. Öğr. Üyesi Erman ASLAN(Danışman)
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi


Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi


Prof. Dr. Erol UZAL
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi


Prof. Dr. Serdar BARIŞ
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi


Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
İstanbul Aydın Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi



20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince; Bu Lisansüstü teze, İstanbul Üniversitesi’nin aboneli olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü’nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun rapor alınmıştır.

ÖNSÖZ

Bu çalışmamda bana rehberlik eden değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Erman ASLAN'a saygılarımı sunarım.

Tez çalışmam sürecinde bana destek veren ve yardımlarını esirgemeyen Sayın Güven ÖZÇELİK'e, Okan MADEN'e ve hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini hiç esirgemeyen değerli aileme teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2018

Mardiros ENGİN



İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
ŞEKİL LİSTESİ	vii
TABLO LİSTESİ.....	xi
SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ	xii
ÖZET	xv
SUMMARY	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. LİTERATÜR.....	1
1.2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	3
1.2.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma.....	4
1.2.1.1. Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasın Olduğu Isı Değiştiricileri.....	4
1.2.1.2. Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasın Olmadığı Isı Değiştiricileri.....	5
1.2.2. Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma.....	5
1.2.3. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma.....	5
1.2.3.1. İki Tarafda Tek Fazlı Akış	6
1.2.3.2. Bir Tarafda Tek Fazlı, Diğer Tarafda Çift Fazlı Akış.....	6
1.2.3.3. İki Tarafda Çift Fazlı Akış	6
1.2.4. Akıma Göre Sınıflandırma	6
1.2.4.1. Tek Geçişli Isı Değiştiricileri.....	6
1.2.4.2. Çok Geçişli Isı Değiştiricileri	8
1.2.5. Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflandırma	9
1.2.5.1. Borulu Isı Değiştiricileri.....	9
1.2.5.2. Plakalı Isı Değiştiricileri	10
1.2.5.3. Genişletilmiş Yüzeyle Isı Değiştiricileri	13
1.2.5.4. Rejeneratif Isı Değiştiricileri	14
2. GENEL KISIMLAR.....	16
2.1. ISI TRANSFERİ	16
2.1.1. Taşınım	16
2.1.2. Nusselt	17

2.1.3. Sınır Tabakaları	17
2.1.3.1. Hız Sınır Tabakası	17
2.1.3.2. Isıl Sınır Tabakası.....	18
2.1.4. Prandtl Sayısı.....	19
2.1.5. Laminer – Türbülanslı Akış.....	19
2.1.6. Reynolds Sayısı	20
2.2. DIŞ AKIŞ	20
2.2.1. Direnç ve Taşıma Kuvvetleri.....	21
2.2.2. Silindir Üzerindeki Akış.....	22
2.2.3. Boru Demetleri Üzerindeki Akış.....	23
2.3. SONLU HACİMLER METODU	25
2.3.1. Sonlu Hacimlerde Ağ yapılanması.....	25
2.3.2. Alan Ayırıklaştırılması	26
2.4. TÜRBÜLANS MODELLERİ.....	27
2.4.1. Tek Eşitlik Modeli (Spalart-Allmaras).....	27
2.4.2. İki Eşitlik Modelleri	29
2.4.2.1. $k-\varepsilon$ İki Eşitlik Modeli.....	29
2.4.2.2. $k-\omega$ İki Eşitlik Modeli.....	31
2.4.3. $k-k_l-\omega$ Geçiş Modeli (Üç Eşitlik Modeli).....	33
2.4.5. Geçiş SST Modeli (Dört Eşitlik Modeli).....	34
2.4.6. Reynolds Gerilme Modeli (Beş Eşitlik Modeli).....	34
3. MALZEME VE YÖNTEM.....	35
3.1. NÜMERİK ÇALIŞMADA KULLANILAN YÖNTEMLER.....	37
3.2. ÖN DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI.....	40
3.2.1. Üç Boyutlu Tek Silindirli Tam ve Yarı Modelleme.....	40
3.2.2. İki Boyutlu Tek Silindire Farklı Isı Akıları Verilmesi	43
3.2.3. İki Boyutlu Çok Silindirli Tam ve Yarı Model	43
3.3. ORAN KATSAYILARININ BULUNMASI VE SAYISAL ÇÖZÜM KARAKTERİSTİKLERİ	47
3.3.1. Üç Boyutlu Çok Silindirli Çeyrek Modelleme.....	47
3.3.2. İki Boyutlu Çoklu Silindirli Yarı Modelleme	48
4. BULGULAR.....	56
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	66
KAYNAKLAR.....	68
ÖZGEÇMİŞ	70

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1: Doğrudan temaslı ve doğrudan temaslı olmayan ısı değiştiricileri (Kakaç ve diğ. 2012).....	5
Şekil 1.2: Isı geçiş mekanizmasına göre: (a) Tek Faz (b) Buharlaşma (c) Yoğunlaşma (Kakaç ve diğ. 2012)	6
Şekil 1.3: Paralel ve Ters Akış (Incropera ve Dewitt, 2006)	7
Şekil 1.4: Çapraz Akışlar: (a) Kanatlı tür (b) Kanatsız tür (Incropera ve Dewitt, 2006).....	8
Şekil 1.5: Gövde Borulu Isı Değiştiricisi (Incropera ve Dewitt, 2006).....	9
Şekil 1.6: Çift Borulu Isı Değiştiricisi (Kaçar ve Erbay, 2013).....	10
Şekil 1.7: Contalı Isı Değiştiricileri (Kakaç ve diğ. 2012; Kaçar ve Erbay, 2013).....	11
Şekil 1.8: Spiral Plakalı Isı Değiştiricisi (Kaçar ve Erbay, 2013).....	12
Şekil 1.9: Lamelli Isı Değiştiricileri (Kaçar ve Erbay, 2013)	13
Şekil 1.10: Plaka kanatlı ve boru kanatlı ısı değiştiricileri (Shah ve Sekulic, 2003)	14
Şekil 1.11: Döner Tip Rejeneratör Çalışma Prensibi (Thulukkanam, 2013)	15
Şekil 2.1: Hız Sınır Tabakası (Incropera ve Dewitt, 2006).....	18
Şekil 2.2: Isıl Sınır Tabakası (Incropera ve Dewitt, 2006).	18
Şekil 2.3: Laminer ve Türbölanslı Akışlar (Incropera ve Dewitt, 2006).	20
Şekil 2.4: Silindirdeki sınır tabakanın oluşumu (Incropera ve Dewitt, 2006)	23
Şekil 2.5: Akış Şartları (a) Sıralı (b) Üçgen (Incropera ve Dewitt, 2006).....	23
Şekil 2.6: Boruların diziliş Şekilleri (a) Sıralı (b) Üçgen (Incropera ve Dewitt, 2006).....	24
Şekil 2.7: (a) İlgilenilen alan (b) Tekdüzen bir ağ sistemi kullanılarak ayrılmış alan (c) Üçgen elemanları ile yapılandırılmamış bir ağ sistemi kullanılarak ayrılmış alan (Moukalled ve diğ. 2016).	26
Şekil 3.1: Deneysel model.....	35
Şekil 3.2: Taşıyıcı levha üzerindeki boru demetleri dizilişleri (a) Üçgen (b) Sıralı	36

Şekil 3.3: İki boyutlu çoklu silindirik çalışma alanında ana çalışmaya ait ağ yapıları a) üçgen diziliş (b) sıralı diziliş	38
Şekil 3.4: Sıcaklık ölçme noktaları (a) Üçgen (b) Sıralı	40
Şekil 3.5: Üç boyutlu çalışmada tam ve yarı modelin şematik gösterimi	41
Şekil 3.6: İlk ön doğrulama çalışmasında tam ve yarı modelde ortalama x hızının karşılaştırıldığı kesitler	41
Şekil 3.7: Ortalama hız dağılımları (a) Kesit-1, (b) Kesit-2, (c) Kesit-3,	42
Şekil 3.8: Ortalama hız dağılımları (a) Kesit-4, (b) Kesit-5, (c) Kesit-6	42
Şekil 3.9: Ortalama hız dağılımları (a) Kesit-7, (b) Kesit-8, (c) Kesit-9	42
Şekil 3.10: Tek silindire gönderilen farklı ısı akılarının incelendiği çalışma	43
Şekil 3.11: İki Boyutlu Boru Demetlerinin Modelleme Şekilleri (a) Üçgen (b) Sıralı	44
Şekil 3.12: Üçüncü ön doğrulama çalışmasında ortalama x hızının karşılaştırıldığı kesitler (a) üçgen diziliş (b) sıralı diziliş	44
Şekil 3.13: Üçgen dizilişte yarı ve tam model için kesitlere ait ortalama x hızının dağılımları (a) Kesit-1, (b) Kesit-2, (c) Kesit-3, (d) Kesit-4, (e) Kesit-5, (f) Kesit-6, (g) Kesit-7, (h) Kesit-8, (i) Kesit-9, (i) Kesit-10	45
Şekil 3.14: Sıralı dizilişte yarı ve tam model için kesitlere ait ortalama x hızının dağılımları (a) Kesit-1, (b) Kesit-2, (c) Kesit-3, (d) Kesit-4, (e) Kesit-5, (f) Kesit-6, (g) Kesit-7, (h) Kesit-8, (i) Kesit-9, (i) Kesit-10	46
Şekil 3.15: Her iki diziliş için üç boyutlu çalışma alanının şematik gösterimi	47
Şekil 3.16: İki boyutlu çoklu silindirik çalışma alanında ana çalışmaya ait şematik resim a) üçgen diziliş (b) sıralı diziliş	48
Şekil 3.17: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama hız dağılımları, $Re=5550$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST	50
Şekil 3.18: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama hız dağılımları, $Re=5139$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST	50
Şekil 3.19: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama sıcaklık dağılımları, $Re=5550$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST	51
Şekil 3.20: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama sıcaklık dağılımları, $Re=5139$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST	51
Şekil 3.21: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama basınç dağılımları, $Re=5550$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST	52

Şekil 3.22: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama basınç dağılımları, $Re=5139$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST	52
Şekil 3.23: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama hız dağılımları, $Re=6352$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST	53
Şekil 3.24: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama hız dağılımları, $Re=5541$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST	53
Şekil 3.25: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama sıcaklık dağılımları, $Re=6352$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST	54
Şekil 3.26: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama sıcaklık dağılımları, $Re=5541$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST	54
Şekil 3.27: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama basınç dağılımları, $Re=6352$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.....	54
Şekil 3.28: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama basınç dağılımları, $Re=5541$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.....	55
Şekil 4.1: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde üçgen diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-Nu$ karşılaştırmaları.....	56
Şekil 4.2: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde sıralı diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-Nu$ karşılaştırmaları.....	57
Şekil 4.3: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde her iki diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-Nu$ karşılaştırmaları.....	57
Şekil 4.4: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde üçgen diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-\Delta P$ karşılaştırmaları.....	58
Şekil 4.5: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde sıralı diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-\Delta P$ karşılaştırmaları.....	58
Şekil 4.6: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde her iki diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-\Delta P$ karşılaştırmaları.....	59
Şekil 4.7: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde üçgen diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-Nu$ karşılaştırmaları.....	59
Şekil 4.8: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde sıralı diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-Nu$ karşılaştırmaları.....	60
Şekil 4.9: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde her iki diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-Nu$ karşılaştırmaları.....	60
Şekil 4.10: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde üçgen diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-\Delta P$ karşılaştırmaları.....	61

Şekil 4.11: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde sıralı diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-\Delta P$ karşılaştırmaları	61
Şekil 4.12: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde her iki diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-\Delta P$ karşılaştırmaları	62
Şekil 4.13: Üçgen diziliş için her iki geometrik düzendeki türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-Nu$ karşılaştırmaları	63
Şekil 4.14: Üçgen diziliş için her iki geometrik düzendeki türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-\Delta P$ karşılaştırmaları	63



TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 3.1: $S_T=18\text{mm}$, $S_L=18\text{mm}$ ve $D=14.4\text{mm}$ geometrik düzenlemesi için kullanılan Reynolds sayıları	36
Tablo 3.2: $S_T=18\text{mm}$, $S_L=21.6\text{mm}$ ve $D=14.4\text{mm}$ geometrik düzenlemesi için kullanılan Reynolds sayıları	36
Tablo 3.3: Üç boyutlu tek silindri çalışmada tam ve yarı model ısı taşınım katsayıları tahminleri	42
Tablo 3.4: İki boyutlu tek silindri çalışmada tam ve yarı model ısı taşınım katsayıları tahminleri	43
Tablo 3.5: Üç boyutlu çoklu silindri çalışmada $S_T=18\text{ mm}$, $S_L=18$ geometrik düzeninde her iki diziliş için sayısal çözümlerde üretilen sonuçlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması (Aslan, 2016).....	48
Tablo 3.6: Üç boyutlu çoklu silindri çalışmada $S_T=18\text{ mm}$, $S_L=21.6$ geometrik düzeninde her iki diziliş için sayısal çözümlerde üretilen sonuçlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	48
Tablo 3.7: $S_T=18\text{ mm}$, $S_L=18\text{ mm}$ Her iki dizilişte Nusselt sayısı ve basınç düşümü oran katsayıları (Aslan, 2016).	49
Tablo 3.8: $S_T=18\text{ mm}$, $S_L=21.6\text{ mm}$ Her iki dizilişte Nusselt sayısı ve basınç düşümü oran katsayıları.	49

SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
Re	: Reynolds Sayısı
D	: Hidrolik Çap
ρ	: Yoğunluk
μ	: Dinamik Viskozite
ν	: Kinematik Viskozite
ν_t	: Türbülans Viskozitesi
h	: Isı Taşınım Katsayısı
k	: Isı İletim Katsayısı
ΔP	: Basınç Farkı
Nu	: Nusselt Sayısı
Pr	: Prandtl Sayısı
A_s	: Yüzey Alanı
L_c	: Karakteristik Uzunluk
F_D	: Direnç Kuvveti
$F_{D,sürtünme}$: Sürtünme Kuvveti
$F_{D,basınç}$: Basınç Kuvveti
F_L	: Taşıma Kuvveti
C_D	: Direnç Katsayısı
$C_{D,sürtünme}$: Sürtünme Katsayısı
$C_{D,basınç}$: Basınç Katsayısı
C_L	: Taşıma Katsayısı
f	: Sürtünme Faktörü
V	: Hız
C_o	: Courant Sayısı
Q	: Toplam Isı
\dot{m}	: Kütle Debisi
c_p	: Özgül Isı
I	: Akım
V	: Gerilim

y^+	: Boyutsuz Duvar Mesafesi
u^*	: Duvara En Yakın Sayısal Ağdaki Akış Hızı
δ	: Duvara En Yakın Sayısal Ağın Uzunluğu
Δt	: Zaman Farkı
St	: Stanton Sayısı
δ_t	: Sınır Tabaka Kalınlığı
u	: Herhangi Bir Ağ Yapısına Ait Hız Değeri
q''	: Isı Akısı
α	: Isıl Yayınma Katsayısı
S_T	: Boruların Merkezlerinin Düşeyde Birbirlerine Olan Uzaklıkları
S_L	: Boruların Merkezlerinin Yatayda Birbirlerine Olan Uzaklıkları
S_D	: Boruların Köşegen Uzunlukları
X_T	: Enine Taksimat
X_L	: Boyuna Taksimat
T_s	: Yüzey Sıcaklığı
T_∞	: Akışkan Sıcaklığı
T_w	: Duvar Sıcaklığı
T_g	: Giriş Sıcaklığı
T_ζ	: Çıkış Sıcaklığı
π	: Pi Sayısı
$^\circ C$: Derece Santigrat
k_T	: Türbülanslı Kinetik Enerji
k_L	: Laminer Kinetik Enerji
ε	: Yayılma Oranı
ω	: Spesifik Yayılma Hızı

Kısaltmalar

Açıklama

CFD	: Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
FDM	: Sonlu Farklar Metodu
FVM	: Sonlu Hacimler Metodu
PISO	: Kapalı Basınçta Alan Ayrıklaştırması
RANS	: Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes Denklemleri
RNG	: Renormalizasyon Grup Teorisi
RSM	: Reynolds Gerilme Modeli

SST : Kayma Gerilmesi Taşınımı

URANS : Zamana Bağımlı Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes Denklemleri



ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BORU DEMET TAŞIYICI LEVHALARINDA ISI TAŞINIM KATSAYISININ VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNÜN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Mardiros ENGİN

İstanbul Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Erman ASLAN

Bu çalışmada, günlük hayatımızda çeşitli uygulamalarla sıklıkla karşımıza çıkan ve endüstriyel çalışmalarda önemli bir yeri olan ısı değiştiricileri ele alınmıştır. Büyük boyut ısı değiştiricilerinin hassas şekilde hesaplanabilmeleri için doğrulanmış bir yöntem oluşturmak amaçlanmıştır. Bu amaçla da deneyleri önceden yapılmış farklı dizilişlerdeki boru demetlerindeki akış ve ısı transferi problemlerinin sayısal çözümlemesi hedeflenmiştir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics, CFD) tabanlı bilgisayar programları vasıtasıyla nümerik çalışma yapılmış ve sonuçta elde edilen veriler deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Böylelikle gelecekte yapılması gereken deney sayılarının azaltılması sağlanacaktır.

Haziran 2018, 86 sayfa.

Anahtar kelimeler: CFD, boru demetleri, akış, ısı transferi

SUMMARY

M.Sc. THESIS

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP ON TUBE BUNDLES SUPPORT PLATES

Mardiros ENGIN

İstanbul University

Institute of Graduate Studies in Science and Engineering

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Assist. Prof. Dr. Erman ASLAN

In this study, heat exchangers which are frequently confronted with various applications in our daily life and which have an important place in industrial studies are discussed. It is aimed to establish a verified method for precise calculation of large size heat exchangers. For this purpose, numerical analysis of the flow and heat transfer problems in the tube bundles in the different series which have been experimented before is aimed. Computational Fluid Dynamics (CFD) based computer programs were used to perform numerical studies and the resulting data were compared with experimental data. This will reduce the number of experiments that need to be done in the future.

June 2018, 86 pages.

Keywords: CFD, flow, heat transfer, tube bundles

1. GİRİŞ

Büyük boyutlu ısı değiştiricileri üzerinde termal ve akışkan alanlarının detaylı olarak bilinmesi termal/hidrolik, termal konstrüktif tasarımlarının analizinde çok büyük önem taşır. Büyük boyutlu ısı değiştiricilerinin termal ve hidrolik testleri bu ekipmanlarda geniş kapasiteli test yapma imkanlarının olmayışından dolayı zorlaşmaktadır. Bu nedenle genelde yapılan testler ya tek bir boru ya da boru demetinin geometrik bir düzenlemesiyle sınırlı kalmaktadır. Her ne kadar bu veriler önemli bilgiler sağlasa da ısı değiştiricisindeki sıcaklık dağılımı ile ilgili detaylı bilgiler sağlamaz çünkü bu sıcaklık dağılımı boru demeti dizilişine ve boru demetindeki akışa bağlıdır. Bu yüzden taşıyıcı ile ortam arasındaki ısı taşınım katsayısını belirlemek için deneyler ancak modeller üzerinde gerçekleşmektedir. Modeller üzerinde deney yapmak ise külfetli ve pahalı bir iç olduğu için, model üzerinde ısı taşınım katsayısının belirlenmesinde sayısal yöntemlerin kullanılması oldukça ucuz ve uygun bir yöntemdir.

Büyük boyutlu ısı değiştiricilerinde, ısı taşınım katsayısının belirlenmesinin yanı sıra basınç düşüm değerlerinin belirlenmesi de önemli rol oynamaktadır. Çünkü basınç düşüm değeri ısı değiştiricisi işletme maliyetlerini doğrudan etkilemektedir. Bununla birlikte, uygun bir ısı değiştiricisi tasarımındaki amaç ısı transferini artırmak ve basınç düşüm değerini düşürmektir. Böylelikle, daha az maliyetler daha fazla ısı taşınım katsayısı elde edilecektir.

Bu tezde farklı dizilişteki boru demetleri üzerinde ısı taşınım katsayısını ve basınç düşüm değerlerini belirlemek için sayısal model kurulmuş ve deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Böylelikle bu tür problemlerde ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüm değerleri bulunmasında daha az deneye ihtiyaç duyulacaktır.

1.1. LİTERATÜR

Boru demetleri sıralı veya üçgen olarak dizilirler. Boru demetlerinin ısı taşınım katsayısı dizilişlere bağlıdır. Hilpert (1933) tarafından boru demetlerindeki ısı taşınım katsayısını hesaplama metodu ve denklemler önerilmiştir. Grimision (1937) ise Hilpert' in önerdiği denklemleri geliştirerek, denklemlere ait yeni katsayılar bulmuştur. Brandt ise hacim boşluğu olarak tanımlanan boru demetlerindeki boru hacminin boru demetinin toplam hacmine oranını kullanarak başka bir hesap yöntemi geliştirmişlerdir.

Bu tezde, boru demetlerindeki ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümünün sayısal olarak hesaplanması amaçlanmıştır. Bu nedenle, bu konu ile ilgili sayısal hesapların nasıl yapıldığına bakacak olursak ilk olarak Launder ve Massey' in (1978) yaptığı çalışmayı görürüz. Akım fonksiyonu ve çevrinti denklemlerinin Sonlu Farklar Metodu (Finite Difference Method, FDM) ile ayrıklaştırılması ile akış denklemi çözülmüştür. Enerji denklemi de Sonlu Farklar Metodu ile ayrıklaştırılmıştır. Burada boru demetlerinde silindirik koordinat sistemi, akış alanı Kartezyen koordinat sistemi kullanılmıştır.

Mizushima ve Suehiro (2005), ard arda dizilmiş iki adet silindir etrafındaki akışı incelemiştir. Akış denklemleri Sonlu Fark Metoduna göre ayrıklaştırılmıştır. Akış, düşük Reynolds sayılarında simetrik olarak modellenmiştir. Bu durumda problem zamandan bağımsızdır. Daha yüksek Reynolds sayılarında ise simetri, sınır koşulu kullanılmadan modellenmiştir. Artık problem zamana bağımlı bir hal almıştır. Sonlu Fark Metodunda zaman ayrıklaştırılması için dördüncü dereceden Runge Kutta metodu kullanılmıştır. Ard arda bulunan iki silindirin birbirlerine olan uzaklıkları silindirleri üzerindeki sürüklenme ve kaldırma katsayıları üzerine etkilemektedir. Ayrıca silindirlerin birbirlerine yaklaşması durumunda sayısal çözümün yapılabilmesi için, silindirler arasında ağ sayısının artırılması gerektiği önerilmiştir.

Takemoto ve diğ. (2010) , Mizushima ve Suehiro' nın (2005) bulduğu gibi sayısal çözümlerin yapılabilmesi için iki silindir arasındaki sayısal ağın sıklaştırılması gerektiği belirtilmiştir.

Üçgen şeklinde sıralanmış değişik tüp (boru) şekilleri üzerindeki akış problemini Horvat ve diğ. (2006) incelemiştir. Kullanılan boru şekilleri silindir, elips ve kanat biçimlidir. Bu problemleri çözmek için ticari CFX programı kullanılmıştır Yüksek Reynolds sayılarında türbülanslı akışları çözebilmek için $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modellerinin kombinasyonu olan Kayma Gerilmesi Taşınımı (Shear Stress Transport, SST) modeli kullanılmıştır. Problem üç boyutlu, zamana bağımlı ve periyodik olarak modellenmiştir. Periyodik olarak modellenmesinin nedeni çok fazla sayıda sayısal ağdan kurtulmak ve çözüm süresini azaltmaktır. Bütün Reynolds sayılarında ve bütün boru tip şekillerinde sürüklenme katsayısı (C_D) ve Stanton sayısı (St) değerlerinin deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Khan ve diğ. (2006), boru demetlerinin sıralı ve üçgen dizilişleri için ısı transferi katsayısını Sonlu Hacimler Metodu (Finite Volume Method, FVM) kullanarak iki boyutlu çalışma alanında bulmaya çalışılmıştır. Elde edilen ısı transferi katsayılarını kullanarak, her bir boru demeti

diziliş i için, ortalama ısı transferi katsayısını tayin eden analitik formüller üretilmiştir. Ortalama ısı transferi katsayıları boru demetleri arasındaki yatay ve dikey boşluklara, Reynolds sayısına ve Prandtl sayısına bağılıdır. Boru demetleri arasındaki yatay ve dikey boşlukların az olması ısı transferini artırıcı bir özellik olarak bulunmuştur. Ayrıca, üçgen dizilişinde bulunan ısı transferi katsayısının sıralı dizilişte bulunan ısı transferi katsayısından daha büyük olduğu gözlemlenmiştir.

Li ve diğ. (2014) , iki boyutlu olarak, boru demetlerinin ilk olarak tek sıralı diziliş için akış ve sıcaklık alanlar sayısal olarak çözülmüştür. Sayısal çözümlerde Sonlu Hacimler Metodunu kullanan ticari Fluent 6.3 programı kullanılmıştır. Ticari kodun doğruluğunu test etmek için, Simonin ve Barcouda' nın (1988) deneylerini yaptığı boru demetlerinin üçgen dizilişini kullanmışlardır. Çözümlerde Zamana Bağımlı Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes Denklemleri (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes, URANS) kullanılmıştır. İki boyutlu URANS modelinden elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Bu yeni gelişmeler ışığında, bu projede sıralı ve üçgen dizilişli boru demetlerinde iki farklı boru demeti aralıkları için sayısal çözümlerde Sonlu Hacimler Metoduna dayalı ticari program Ansys-Fluent. 14.5 programı kullanılmıştır. Sayısal çözümlerde kullanılan türbülans modelleri Zamana Bağımlı Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes Denklemleri ailesindedir. Sayısal çözümlerde her iki diziliş ve aralıkta en yüksek Reynolds sayılarında üç boyutlu ve zamana bağılı analizler yapılmıştır. Daha sonra, bütün Reynolds sayılarında aynı dizilişler ve aralıklar için 2 boyutlu ve zamana bağılı çözümler yapılmıştır. Üç boyutlu ve iki boyutlu çözümler arasında hem ısı transferi katsayısı hem de basınç düşüm değerleri arasında oran katsayıları bulunmuştur. Oran katsayıları iki farklı diziliş ve iki farklı aralık için toplam sekiz adettir ($S_T = 18$ mm, $S_L = 18$ mm aralıklı boru demetinde üçgen ve sıralı diziliş için ısı transferi katsayısı ve basınç düşüm değerleri, $S_T = 18$ mm, $S_L = 21.6$ mm aralıklı boru demetinde üçgen ve sıralı diziliş için ısı transferi katsayısı ve basınç düşüm değerleri). Bu oran katsayılarını kullanarak, iki boyutlu çözümleri ile üç boyutlu sonuçlar elde edilmiştir. Yapılan çözümlerin deneysel verileri ile uygun olduğu görülmüştür.

1.2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Mühendislik uygulamalarında kullanılan akışkanların belirli sıcaklıklar arasında çalışmaları ve kararlı olarak bu sıcaklıklarda bulunmaları mühendislikte en sık karşılaşılan durumlardandır.

Isı değiştiricileri akışkanlar arasında doğrudan veya akışkanlar arasına ısı iletim katsayısı yüksek malzemeler konularak dolaylı olarak ısı transferi sağlanması esasına dayalı olarak belirtilen durumlar için kullanılan cihazlardandır.

Isı değiştiricileri, endüstrinin pek çok alanında kullanılan en önemli ısı tekniği cihazlarıdır. Çalışma prensiplerinin esas amacı, ısı enerjisinden yüksek derecede faydalanılarak yakıt tasarrufu sağlamaktır. Soğuk akışkan, aldığı ısı neticesinde, ısıtılması için ihtiyaç duyulan yakıttan tasarrufu sağlar. Bununla birlikte sıcak akışkanın vermiş olduğu ısı sayesinde de soğutma suyundan tasarruf yapılmış olur. Kısacası akışkanlar arasında ne kadar çok ısı alışverişi olursa yakıt tüketimi de o denli az olur (Megep, 2013).

Isı değiştiricileri, ısı transfer yüzeyini içeren matris gibi elemanlardan ve başlıklar ya da tanklar, giriş ve çıkış elemanları, borular gibi sıvı dağıtım elemanlarından oluşurlar. Isı değiştiricilerinde genellikle hareketli parça bulunmaz. Ancak matrisin bazı tasarım hızlarında dönecek şekilde ayarlandığı döner rejeneratör örneğindeki gibi bazı istisnai durumlar mümkündür (Thulukkanam, 2013).

Isı değiştiricileri, güç üretimi, proses, kimyasal ve gıda endüstrileri, elektronik, çevre mühendisliği, atık ısı geri kazanımı, imalat sanayi, klima, soğutma, uzay teknolojileri gibi çok çeşitli uygulamalarda kullanılmaktadır. Günlük kullanımlarda ise, en bilinen örnekler, otomobil radyatörleri, kondansatörler, evaporatörler, hava ön ısıtıcıları ve yağ soğutucularıdır (Thulukkanam, 2013; Kakaç ve diğ. 2012).

Isı değiştiriciler kullanım alanlarına ve çalışma şartlarına göre ısı değişim şekli, akışkan sayısı, ısı geçiş şekli, akış düzenlemesi ve yapı geometrisi gibi özelliklere bağlı olarak sınıflandırabilirler.

1.2.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma

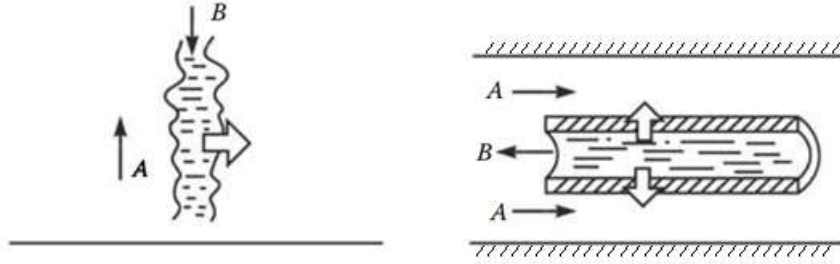
1.2.1.1. Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasın Olduğu Isı Değiştiricileri

Farklı sıcaklıklardaki akışkanların veya bir akışkan ile bir katı maddenin birbirleriyle doğrudan doğruya karıştırılıp temasa geçirildiği ve ısı transferi gerçekteştikten sonra da ayrıldıkları ısı değiştiricilerdir. Isı transferiyle birlikte kütle geçişinin de olduğu bilinmelidir. İki akışkanın kullanıldığı endüstriyel uygulamalarda akışkanlardan biri gaz diğeri ise sıvı olarak tercih edilir. Çoğunlukla gaz olarak hava, sıvı olarak da su kullanılır. Açığa çıkan ısının atılması için sıklıkla kullanılan soğutma kuleleri, buna iyi bir örnektir. Bunun yanı sıra sprey yoğuşturucusu olarak

adlandırılıp, üzerine soğuk akışkan püskürtülerek su buharının yoğunlaştırıldığı sistemler ve atık buhar ile suyun ısıtıldığı doğrudan temaslı sıvı-buhar prensibiyle çalışan ısı değiştiricileri de vardır (Genceli, 2017; Kaçar ve Erbay, 2013).

1.2.1.2. Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasın Olmadığı Isı Değiştiricileri

Isı geçişi öncelikle sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran yüzeye geçer sonrasında ise yüzeyden soğuk akışkana iletilir. Yüzeyli, dolgu maddeli ve akışkan yataklı çeşitleri vardır. Akışkanların sistem içerisinde karışmalarını engelleyen boru ya da levha gibi yüzeylerin olması sebebiyle yüzeyli ısı değiştiricileri olarak adlandırılırlar. Sistemde hareketli bir makine bulunmadığı bu sistemlerden endüstride reküparatif adı ile de bahsedilebilmektedir. Sıcak akışkanın sistem içindeki dolgu maddelerinin üzerinden geçirilip yüzeyi ısıttıkları, sonrasında yüzey üzerinden soğuk akışkanın geçirilip ısıtıldığı sistemler de dolgu maddeli ya da rejeneratör olarak adlandırılır. İçine başka bir akışkanın geçtiği boruların yerleştirildiği ve temasın olmadığı ısı değiştirici çeşitleri de vardır. Bu prensiple çalışan sistemlere de akışkan yataklı denilir. Akışkan yatağındaki tanecikler rastgele hareket ederek ısı transferini artırır (Genceli, 2017).



Şekil 1.1: Doğrudan temaslı ve doğrudan temaslı olmayan ısı değiştiricileri (Kakaç ve diğ. 2012).

1.2.2. Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma

Çoğu ısıtma, soğutma ve ısı geri kazanımı işlemleri, iki sıvı arasındaki ısı transferini içerir. Bu nedenle iki akışkanlı ısı değiştiricileri yaygın olarak kullanılır. Üç akışkanlı ısı değiştiricileri hava ayırma sistemleri, hidrojen arıtımı gibi bazı kimyasal işlemlerde kullanılmaktadır. Ancak üç ve çok değişkenli ısı değiştiricilerinin tasarımları, cebirsel anlamda çok karmaşıktır (Shah ve Sekulic, 2003).

1.2.3. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflandırma

Akışkanların buldukları faz durumuna göre yapılan bir sınıflandırmadır. Sıvı ya da gaz gibi tek bir fazda olabildikleri gibi, çift fazlı da olabilirler.

1.2.3.1. İki Tarafda Tek Fazlı Akış

Isı değiştiricilerinde çoğunlukla akışkanlar sisteme girdikleri fazda çıkış yaparlar. Isı taşınımlı doğal ya da pompa ya da vantilatör yardımıyla zorlanmış olabilir. Araç radyatörleri, oda ısıtıcıları, kompresör soğutucuları, gibi örneklendirmeler yapılabilir (Megep, 2013).

1.2.3.2. Bir Tarafda Tek Fazlı, Diğer Tarafda Çift Fazlı Akış

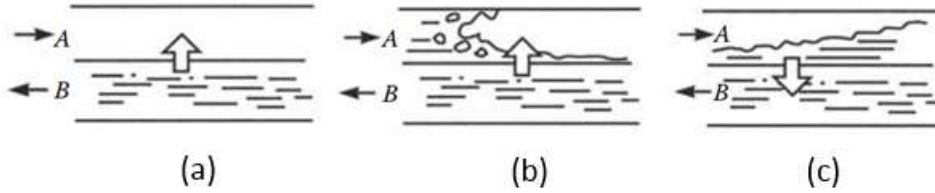
Bir tarafda tek, diğer tarafda çift akış olan bu tip ısı değiştiricilerine örnek olarak, termik santral yoğuşturucuları ve buhar kazanları gösterilebilir (Genceli, 2017).

1.2.3.3. İki Tarafda Çift Fazlı Akış

Bir tarafında buharlaşma işlemi meydana gelirken, diğer taraftaysa yoğuşma işleminin meydana geldiği ısı değiştiricileridir (Genceli, 2017).

Taşınım ve Işınımın Birlikte Meydana Geldiği Isı Geçişi

Bir tarafda yüksek sıcaklıktaki gazın olduğu ısı değiştiricilerinde taşınım ve işınım şeklindeki ısı değişimi birlikte görülebildiği ısı değiştiricileridir (Genceli, 2017).



Şekil 1.2: Isı geçiş mekanizmasına göre: (a) Tek Faz (b) Buharlaşma (c) Yoğunlaşma (Kakaç ve diğ. 2012).

1.2.4. Akıma Göre Sınıflandırma

Akışkanların düzenlenmeleri ısı değiştiricileri için önemli bir etkidir. Tek geçişli ve çok geçişli olmak üzere iki ana başlıkta değerlendirilirler.

1.2.4.1. Tek Geçişli Isı Değiştiricileri

Paralel, ters ve çapraz olarak sınıflandırılırlar. Akışkanlar ısı değiştiricilerinde yalnızca bir kez karşılaşırlar.

Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri

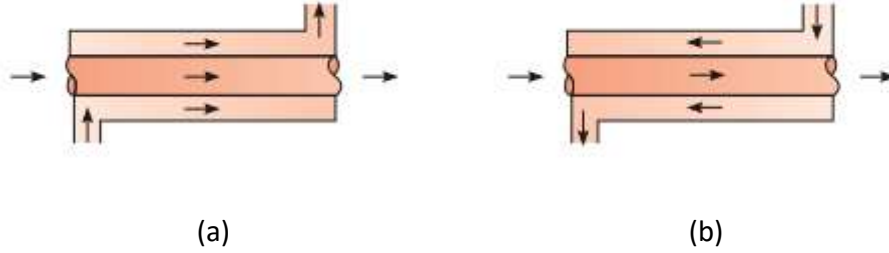
Sıcak akışkan ve soğuk akışkan ısı değiştiricisinin aynı ucundan girer ve paralel bir yol izleyerek diğer uçtan çıkarlar. İç kısımda küçük çaplı çok sayıda boru olur ve ilk akışkan bu

borular içerisinden akar. Bu boruların dış kısmında ise aynı eksenli gövde denilen ve daha büyük çaplı boru mevcuttur. İkinci akışkan da bu geniş çaplı borulardan ilk akışkana karışmadan aynı yönde hareket ederek sistemi terk eder.

Akışkan sıcaklığı tek boyutlu olarak değişim gösterir. Cidardaki sıcaklık değeri fazla değişim göstermediği için ısıl gerilmenin istenmediği durumlarda kullanılırlar ve duvar sıcaklıklarının en yüksek değerleri ters akışlı ısı değiştiricilerinden düşük olur. Kısacası yüksek sıcaklık veriminin istendiği durumlara uygun değildirler (Genceli, 2017; Kaçar ve Erbay, 2013).

Ters Akımlı Isı Değiştiricileri

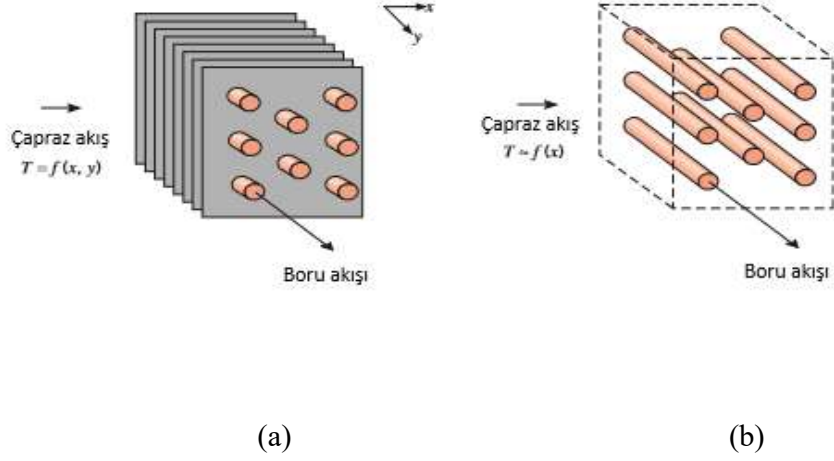
Akışkanlar paralel ancak ters yönlü bir hareket içinde olurlar. Bu tip ısı değiştiricilerinde logaritmik ortalama sıcaklık farkı, etkenlik değerine göre daha büyüktür. Ayrıca akışkan malzemesinin sıcaklığı fazla değişim gösterir. Böylece ısıl gerilme artar. Bu durum avantaj sağladığı gibi üretim esnasında zorluk çıkarabildiğinden dolayı tercih edilmemeye de sebep olabilmektedir (Genceli, 2017).



Şekil 1.3: Paralel ve Ters Akış (Incropera ve Dewitt, 2006).

Çapraz Akımlı Isı Değiştiricileri

Sistem içindeki akışkanlar birbirlerine dik olacak şekilde akarlar. Kanatlar ve çeşitli levhalar yardımıyla akışkanların birbirlerine karışıp, karışmamalarının sağlanabildiği ısı değiştiricileridir. Paralel akımlı ısı değiştiricilerine göre daha üstün ancak ters akımlı olanlara göre ise daha kötü ısı etkenlik performansları vardır (Megep, 2013).



Şekil 1.4: Çapraz Akışlar: (a) Kanatlı tür (b) Kanatsız tür (Incropera ve Dewitt, 2006).

1.2.4.2. Çok Geçişli Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricileri içerisinde değişik geçişler seri halinde düzenlendiğinde çok geçişli ısı değiştiricileri elde edilir. En önemli avantajları ısı etkenliklerinin yüksek olmasıdır (Megep, 2013).

Çapraz-Ters ve Çapraz-Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri

İki ya da fazla sayıdaki çapraz geçiş birbirini ardına seri halde ve ters akışlı şekilde bağlanır. Geçişlerde akışkanların geçiş sayıları ve karışıp karışmamları, ısı değiştiricilerinin etkenliklerini etkileyen faktörlerdir. Çapraz paralel ise aynı prensipte olup tek farkı akışkanların genel akışlarının birbirlerine göre paralel olmasıdır (Genceli, 2017).

Çok Geçişli Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

Borular tek uçlarından belirlendiği için ısıl gerilmelerin çok az olduğu, gövde bölümündeki akışkanın karışmasından dolayı herhangi bir kesitte, gövdedeki akışkanın sıcaklığının sabit olduğu ısı değiştiricileridir (Megep, 2013).

n Adet Paralel Levha Geçişli Isı Değiştiricileri

Levhaların farklı düzenlenmeleri neticesinde elde edilen ısı değiştiricileridir.

1.2.5. Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflandırma

Yapı geometrilerine göre; borulu ısı değiştiricileri, plakalı ısı değiştiricileri, genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricileri ve rejeneratif ısı değiştiricileri olarak dört çeşit sistemi incelememiz mümkündür.

1.2.5.1. Borulu Isı Değiştiricileri

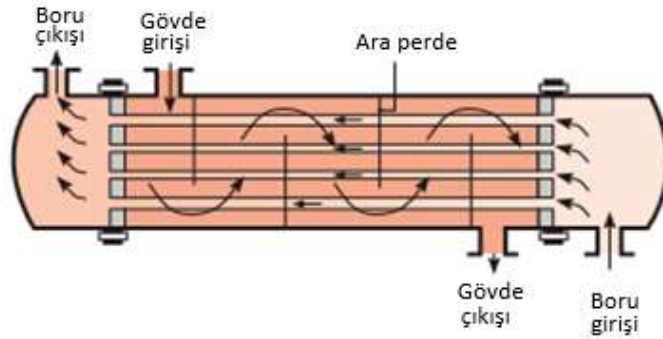
Genellikle dairesel boruların kullanıldığı ısı değiştiricileridir. Ancak bazı uygulamalarda bükülmüş tüplerde, eliptik, dikdörtgen veya yuvarlak şekiller de kullanılmaktadır. Tasarımlarda önemli bir esneklik özelliğine sahiptirler. Bu özellik, boru çapı, uzunluğu ve düzenlemesinin kolaylıkla değiştirilebilmesidir.

Çevreye göre yüksek basınçlar için tasarlanabilmenin yanı sıra sıvılar arasındaki yüksek basınç farkları için de uygundur. Sıvıdan sıvıya ve sıvıdan faza değişimin olduğu ısı transferi uygulamalarında kullanımları vardır. Çalışma sıcaklığı ve basıncı çok yüksek olduğunda ya da kirlenme, sıvı tarafında önemli bir sorun teşkil ettiğinde, gazdan sıvıya ve gaz ile gaz arasındaki ısı transferinin olduğu uygulamalarda da kullanılırlar (Shah ve Sekulic, 2003).

Gövde borulu, düz borulu ve spiral borulu olarak üç başlık altında incelenebilirler.

Gövde Borulu

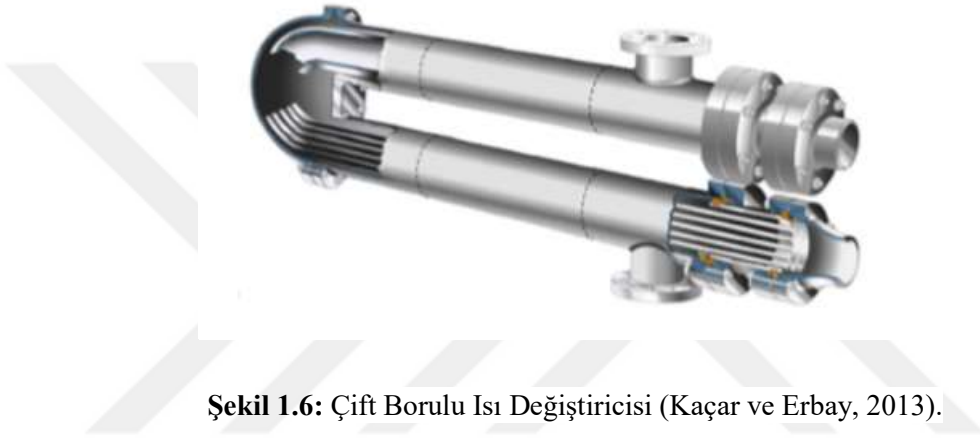
En çok kullanılan ısı değiştirici türüdür. Silindirik gövdeye yerleştirilen ve birbirlerine paralel olan dairesel borulardan oluşur. Yerleştirilen borular gövdeye paralel olacak şekilde konumlandırılır. İki akışkandan biri boru içinde akarken, diğeri ise borulara çapraz olacak şekilde, gövdede akış gerçekleştirir (Genceli, 2017).



Şekil 1.5: Gövde Borulu Isı Değiştiricisi (Incropera ve Dewitt, 2006).

Düz (Çift) Borulu

Eş merkezli iki borunun iç içe yerleştirildiği ve akışkanlardan birinin iç, diğerinin dış borudan akış gerçekleştirdiği ısı değiştiricileridir. Seri dizimli ve paralel dizimli olabilmelerinin yanı sıra içte kalan borunun tek ya da daha fazla sayıda borudan oluşabilme özelliğine de sahiptirler. Seri halde montajlama işlemi gerçekleştirilerek ısı kapasiteleri ile ısı geçiş yüzeyleri artırılabilir. Birim ünite maliyetleri yüksek olduğundan dolayı küçük kapasiteli çalışma alanlarında kullanılırlar. Temizlenmeleri kolay olduğundan kirletici akışkanların kullanımları için de uygundur (Megep, 2013; Genceli, 2017; Kaçar ve Erbay, 2013).



Şekil 1.6: Çift Borulu Isı Değiştiricisi (Kaçar ve Erbay, 2013).

Spiral Borulu

Gövde içerisine yerleştirilmiş tek veya daha fazla sayıdaki spiral yapıdaki borulardan oluşan ısı değiştiricileridir. Spiral borulu ısı değiştiricilerindeki ısı transfer oranı, düz şekilli borulardan daha yüksek bir değer alır. Ayrıca büyük boyutlu bir yüzey, spiral dizilim sayesinde belirli bir alana daha kolay bir şekilde yerleştirilebilir. Termal genişleme herhangi bir dezavantaj oluşturmaz ancak temizliklerinin kolay yapılamaması problem teşkil eder (Shah ve Sekulic, 2003).

1.2.5.2. Plakalı Isı Değiştiricileri

Plakalı ısı değiştiriciler, ince levhalardan yapılmış olup, akış kanalları oluşturan ısı değiştiricileridir. Akışkanlar düz ya da dalgalı şekilli plakalar aracılığıyla birbirlerine karışmadan hareket ederler. Bu tip ısı değiştiriciler, gaz, sıvı ve iki fazlı akışların farklı türlerinin ısı transferleri için kullanılırlar.

Plakalar vasıtasıyla akışkanın akış esnasında hızı değiştirilebilir. Bu sayede de yüksek türbülans değerleri elde edilir ancak bununla birlikte bir de önemli bir dezavantajları vardır, o da yüksek

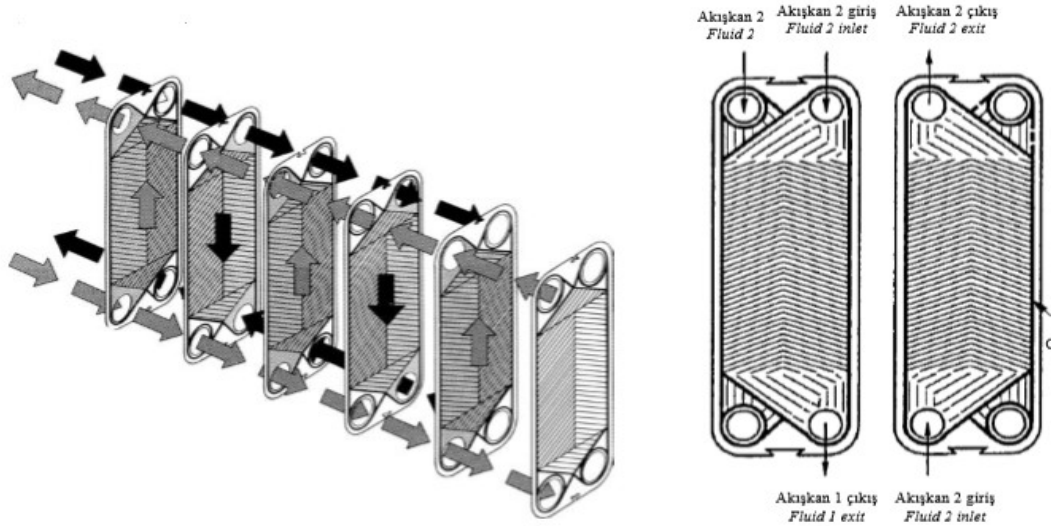
sıcaklık ve basınç değerlerine olan dayanıklılıklarının, borulu ısı değıştircileri kadar yüksek olmamasıdır (Kakaç ve diğ. 2012; Megep, 2013).

Contalı, kaynaklı, spiralli, lamelli ve ince filmli olmak üzere sınıflandırılabilirler.

Contalı Tip Plakalı Isı Değıştirciler

Bu tip ısı değıştirciler ince metal levhaların bir araya getirilmesi vasıtasıyla oluşturulurlar. Levhaların köşelerinde akışkanların geçişini sağlayan delikler bulunur. Levhalar sistemde düşey olarak yer alıp, sıkıştırma çubukları aracılığıyla sıkıştırılırlar. Bu çubuklar sızdırmazlığı sağlarlar. Plakaların yüzeyleri dalgalı bir şekilde üretilir. Bunun sebebi hem levha rijitliğini artırmak hem de türbülanslı bir akış elde edilmesine yardımcı olabilmektir. Plakalar üzerindeki conta sistemi akışkanların birbirlerine karışmalarını önleyerek akışkan hareketine yön verir. Bu tip ısı değıştircilerinde plaka ilave ederek kapasite artırımı yapılabilir.

Kolaylıkla temizlenebilmeleri büyük bir avantajdır. Ayrıca daha önce bahsedilen, yüzeydeki dalgalı formun, akışkanların birikinti yapmasını önlemesi de bir başka tercih sebebidir. Bununla beraber yüksek basınçlara dayanıksız oluşları ve yüksek sıcaklıklarda daha kaliteli dolayısıyla da daha maliyetli contalara ihtiyaç duyulması tercih edilmesi bakımından olumsuzluklar oluşturmaktadır (Genceli, 2017; Kaçar ve Erbay, 2013).



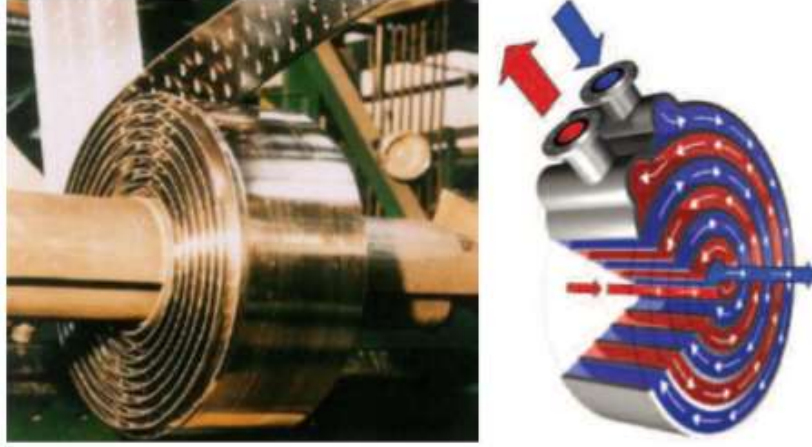
Şekil 1.7: Contalı Isı Değıştircileri (Kakaç ve diğ. 2012; Kaçar ve Erbay, 2013).

Kaynaklı (Lehimli) Tip Plakalı Isı Değişiriciler

Yüksek sıcaklıklara ve basınçlara dayanıklı olan, düşük maliyetli ısı değiştiricileridir. Çalışma prensipleri contalı türlerle aynı olup, tek fark conta yerine bakır kaynak malzemesinin kullanılmasıdır (Megep, 2013).

Spiral Plakalı Isı Değiştiriciler

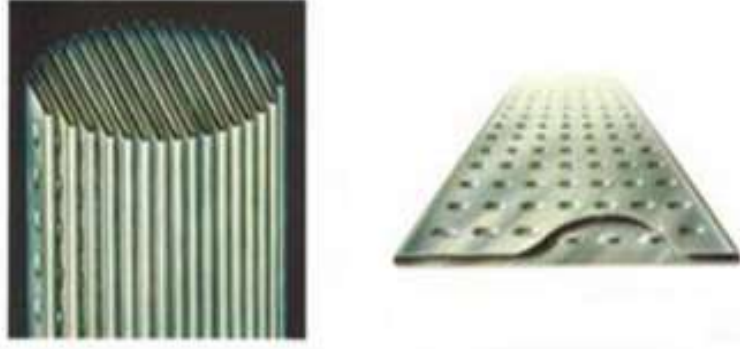
Uzun iki metal levhanın birbirine spiral şekilde sarılması sonucunda elde edilen ısı değiştiricisi türlerindedir. Akış şekilleri paralel veya ters olabilir. Temizlenmesi kolay olduğundan kirlenme oluşturabilecek akışkanların kullanılmasında avantaj sağlarlar. Ayrıca basınç kayıplarının düşük olması da tercih edilmesini sağlar ancak bu iki iyi özelliğinin aksine tamir edilmelerinin zorluğu kullanım alanlarının kısıtlı olmasına neden olur (Genceli, 2017).



Şekil 1.8: Spiral Plakalı Isı Değiştiricisi (Kaçar ve Erbay, 2013).

Lamelli Isı Değiştiriciler

Lamel adı verilen, yassı hale getirilmiş boruların gövdeye yerleştirilip, boru demetinin elde edildiği durumlardır. Lamellerin birbirlerine tutturulmaları nokta ya da elektrik dikiş kaynağı vasıtasıyla mümkün olmaktadır. Akışkanlar spiral plakalı ısı değiştiricilerinde olduğ u gibi burada da paralel ve ters akışlı olabilirler. Akışkanlardan biri lamellerin boruların içinden geçerken diğ eri boruların etrafından akar. Boruların çapları küçük olduğ u için yüksek ısı taşınım katsayıları elde edilir (Genceli, 2017).



Şekil 1.9: Lamelli Isı Değişiricileri (Kaçar ve Erbay, 2013).

İnce Filmli Isı Değişiriciler

Viskoziteleri ve sıcaklığa duyarlılıkları yüksek olan malzemelerin ısıtma ve soğutma işlemlerinde kullanılırlar. Isı taşınım katsayıları yüksektir ve genellikle buharlaştırıcı amacıyla işlev görürler (Genceli, 2017).

1.2.5.3. Genişletilmiş Yüzeyle Isı Değişiricileri

Borulu ve levhalı ısı değişiricilerinde ısı transferinin gerçekleştiği bölgede, ısıl iletkenliğin artırılması istenildiğinde, kanatlar veya benzeri çıkıntılar kullanılır. Böylece ısı geçiş yüzeyini dolayısıyla da ısıl iletkenlik artırılmış olur. Kanatlar genellikle gaz akışkanın olduğu tarafta kullanılır. Bunun sebebi gaz bölümündeki ısı transferinin sıvı bölümündekinden düşük olmasıdır. Kullanılan kanat şekillerine göre iki gruba ayrılırlar: Plakalı kanatlı ısı değişiricileri ve borulu kanatlı ısı değişiricileri (Genceli, 2017).

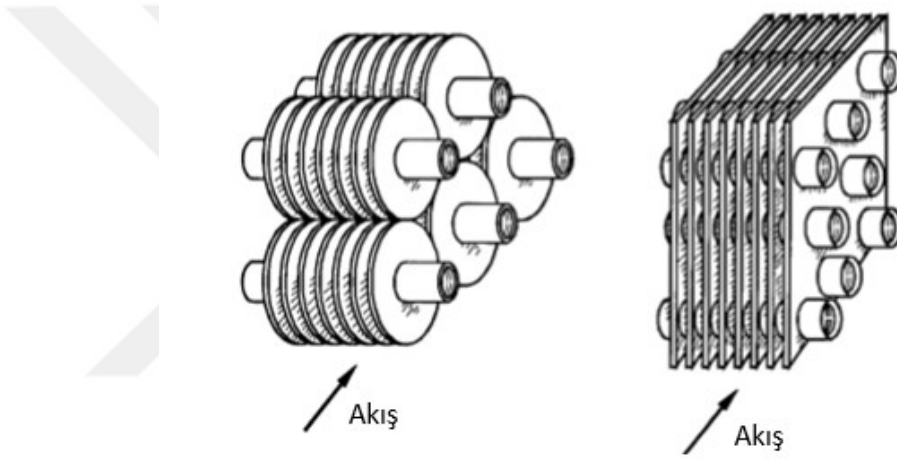
Plakalı Kanatlı Isı Değişiricileri

Kanatlar plaka yüzeyleri arasında kaynak veya pres yoluyla yerleştirilirler. Eğer her iki tarafta da gaz akışkan kullanılmış ise yüzeylerin her ikisine de kanat koyulur ancak biri gaz diğeri sıvı olan akışkanlar için kanat sadece gaz tarafına koyulur. Yüksek basınçlara dayanımları olan plakalı kanatlı ısı değişiricileri ayrıca düşük ağırlık ve küçük boyut özelliklerine de sahiptirler. Otomobil radyatörlerinde ve uçak motorlarının soğutma bölümlerinde bu prensiple çalışan ısı değişiricileri kullanılmaktadır (Genceli, 2017).

Borulu Kanatlı Isı Değiştiricileri

Basıncı yüksek akışkanın dairesel ya da oval şekildeki boru içinden aktığı ısı değiştiricileridir. Boru şeklindeki kanatlar plaka kanatlı sistemlerdeki gibi kaynak ya da pres tekniğiyle yerleştirilmenin yanı sıra boru ile birlikte üretilebilme şansı da vardır. Kanatların boruya yerleştirilme şekillerine göre, kullanılabilir sıcaklık belirlenir.

Borudaki akışkanın taşınım katsayısının düşük olduğu sistemlerde i yüzeye de kanatlar yerleştirilebilir. Eğer hem boru içi, hem de dışında taşınım katsayısı düşük ise o zaman her iki tarafa da kanat koymak mümkündür. Güç santrallerinde, iklimlendirme ile soğutma tesisatlarında kullanılırlar (Genceli, 2017).

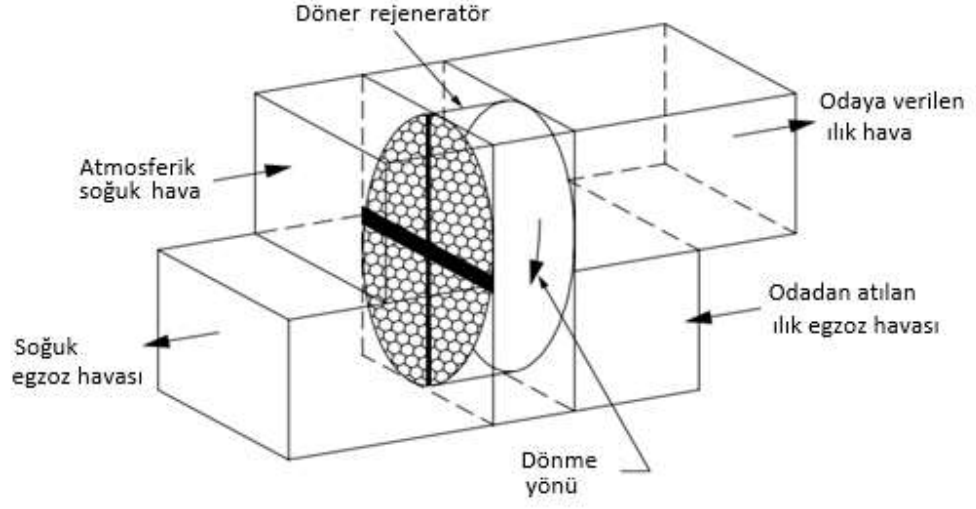


Şekil 1.10: Plaka kanatlı ve boru kanatlı ısı değiştiricileri (Shah ve Sekulic, 2003).

1.2.5.4. Rejeneratif Isı Değiştiricileri

Sıcak akışkanın ısıyı depo ettiği, sonrasında soğuk akışkana transfer ettiği ısı değiştiricileridir. Yani dolaylı bir ısı transferi söz konusudur.

Isının depo edilmesini sağlayan elemanlar matris olarak adlandırılır. Matrislerin sabit, döner ve paket yataklı çeşitleri vardır (Genceli, 2017).



Şekil 1.11: Döner Tip Rejeneratör Çalışma Prensibi (Thulukkanam, 2013).

2. GENEL KISIMLAR

Akışkan içeren ısı transfer sistemlerini düzgün bir şekilde analiz etmek için akışkan hareketini ve ısı transferini tanımlayan karakteristik değerler olan Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, Prandtl sayısı gibi özelliklerin; akışın laminar bölgede, geçiş bölgesinde veya türbülanslı bölgede olma koşullarının; kullanılacak sayısal çözüm yönteminin ve denklemlerinin detaylı bir şekilde bilinmesi şarttır. Bu sebepten problem tanımını yapmadan önce bazı temel bilgilerin verilmesi gerekmektedir.

2.1. ISI TRANSFERİ

Isı transferi cismin kendi içerisindeki veya ortamla arasındaki sıcaklık farkından meydana gelen enerji geçiştir. Molekülleri düzenli yapıda olan katılar ve durgun akışkanlarda iletimle ısı geçişi, katı bir yüzey ile hareketli bir akışkan arasında ise taşınım ile ısı geçişi olur. Ayrıca -273 °C'den daha yüksek sıcaklıkta olan tüm cisimler ışınım yaymakta olup, iletim ve taşınım gibi sıcaklık farkından meydana gelen ısı iletimi ile ısı geçişi için iletim ve taşınım gibi maddesel bir ortama ihtiyaç yoktur. Bu çalışma yüzey üzerine gönderilen akışkan ile ilgili bir problem içerdiğinden taşınım ile ısı transferi detaylı olarak incelenecektir (Çengel, 2011).

2.1.1. Taşınım

Katı bir ortamda moleküller sabit durumda olduklarından dolayı, ısı transferi iletim yoluyla gerçekleşmektedir. Bu durum, durgun akışkanlar için de geçerlidir. Moleküllerin yayılım adını verdiğimiz rastgele hareketleri sonucunda, iletimle ısı transferi olur. Akışkan hareketli olduğunda ise temas edilen yüzeyle var olan sıcaklık farkı neticesinde ısı transferi meydana gelir ve bu enerji geçişine taşınım adı verilir. Akışkanın kitle halinde hareket ettiği bu durum, hem sıcak ve soğuk ortamların birbirlerine olan temaslarını artırdığı hem de akışkanın içerisindeki iletimi artırdığı için etkisi çok daha fazladır. Buradan, akışkanın hızı ne kadar yüksekse ısı transferinin de o kadar iyi gerçekleşeceği sonucuna varabiliriz.

Tam da bu noktada iki çeşit akış türü olduğundan bahsetmek gerekir. İlki herhangi bir ek güç harcanmadan, akışkan parçacıklarının sıcaklık farkından kaynaklanan doğal taşınımdır. Diğeri ise fan, pompa gibi dış bir etkenle akışkanın hızının dolayısıyla da ısı transferinin artırıldığı zorlanmış taşınımdır.

Taşımla ısı transferine hızın yanı sıra, yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı, ısı iletim katsayısı, yoğunluk, dinamik viskozite ve özgül ısı gibi özellikler de etkilidir. Ayrıca akışın laminar mı yoksa türbülanslı mı olduğu, yüzeyin pürüzlü olup olmaması ve geometrisi de önemli faktörlerdir.

Isı transferinin taşınım yoluyla olduğu problemlerde Newton'un Soğuma Kanunu adı verilen eşitlik kullanılır. Bu kanun, belirli bir hız ve sıcaklıktaki akışkanın, belirli bir yüzey alanı ve sıcaklığı olan yüzey üzerinde akması olayına dayanır ve şu şekilde bir gösterime sahiptir.

$$Q_{\text{taşınım}} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.1)$$

Bu denklemdeki h ısı taşınım katsayısı diye adlandırılır ve yüzeyle akışkan arasındaki birim alan (A_s) ve yüzey sıcaklığı (T_s) ile akışkan sıcaklığı (T_∞) farkına karşılık gelen ısı transfer hızıdır.

Isı taşınım katsayısı akışın doğrultusu boyunca değişir. Bu denklemdeki h , yerel ısı taşınım katsayısıdır. Yüzeydeki yerel ısı katsayılarının tümünün ortalaması alınarak problem için gerekli olan ısı taşınım katsayısının ortalama değeri bulunabilir (Çengel, 2011).

2.1.2. Nusselt

Daha az değişken kullanmak adına ısı taşınım katsayısı boyutsuzlaştırılabilir. Bu amaçla da ısı transferinde kullanılan boyutsuz bir değer olan Nusselt ifadesi elde edilir.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (2.2)$$

Nusselt sayısı taşınımın iletme oranı olarak ifade edilebilir. Nusselt değeri arttıkça taşınım da o denli etkili olur (Çengel, 2011).

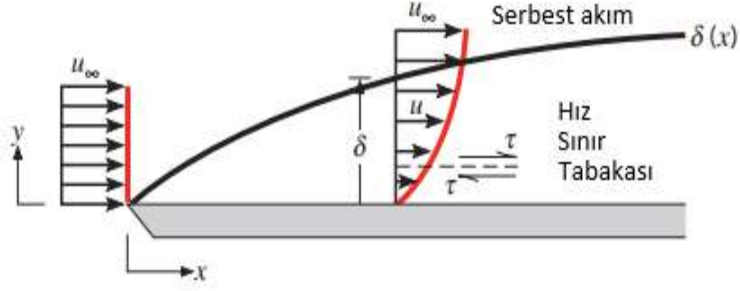
2.1.3. Sınır Tabakaları

2.1.3.1. Hız Sınır Tabakası

Düz bir levha üzerindeki akışı göz önüne alalım. Bu durumda parçacıkların yüzeyle temaslarında kaymama koşulundan dolayı akışkan hızı sıfır olur. Yüzeyden y yönünde ilerledikçe, x yönünde hareket eden akışkanın hızı u 'dan u_∞ 'a ulaşmaya kadar artar. $u = 0.99 \cdot u_\infty$ değerine ulaşılan y mesafesi, sınır tabaka kalınlığı diye adlandırılır ve δ ile

gösterilir. x yönlü u hızının, y mesafesi boyunca aldığı değerler, hız profilini oluşturur. x yönünde ilerledikçe hız sınır tabakası büyür böylece sürtünme etkisi daha da ileriye taşınır.

Sınır tabakada hız gradyanı ile paralel levhalarda akış hızına etki eden ve birim alandaki sürtünme kuvveti olan kayma gerilmesi büyüktür. Sınır tabakanın dışında ise hız gradyanı ve kayma gerilmesi ihmal edilebilir (Incropera ve Dewitt, 2006).

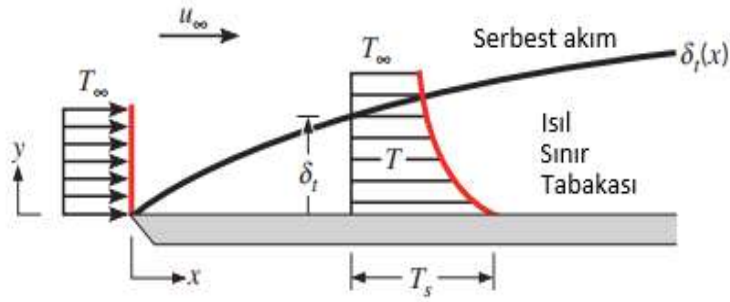


Şekil 2.1: Hız Sınır Tabakası (Incropera ve Dewitt, 2006).

2.1.3.2. Isıl Sınır Tabakası

Sıcaklıkları farklı olan akışkan ile yüzey birbiriyle temas ettiklerinde, ısıl sınır tabaka oluşur. Düz bir levhaya sabit sıcaklıkta giren akışkanın, sıcaklık profili, T_{∞} ile gösterilen düzgün bir yapıdadır. Akışkanın yüzeyle teması neticesinde sıcaklıklar aynı değere ulaşır. Bu ısı transferi akışkan parçacıklarında sıcaklık gradyanı oluşturur.

$(T_s - T)/(T_s - T_{\infty}) = 0.99$ değerine ulaşılan y mesafesi δ_t ile gösterilen sınır tabaka kalınlığıdır. İşte bu bölge ısıl sınır tabaka bölgesidir. Tıpkı hidrodinamik sınır tabakada olduğu gibi burada da x yönünde ilerledikçe, ısıl sınır tabaka gelişim gösterir (Incropera ve Dewitt, 2006).



Şekil 2.2: Isıl Sınır Tabakası (Incropera ve Dewitt, 2006).

2.1.4. Prandtl Sayısı

Taşınım ile ısı transferinde, yüzey üzerine gönderilen sıcak veya soğuk akışkan neticesinde yüzeyde hem hız hem de ısı sınır tabakası oluşur. Hız ve ısı sınır tabakalarının birbirlerine oranlanmaları sayesinde elde edilen boyutsuz değer Prandtl değeri adını alır.

$$Pr = \frac{\text{Momentumun moleküler yayınımları}}{\text{Isının moleküler yayınımları}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.3)$$

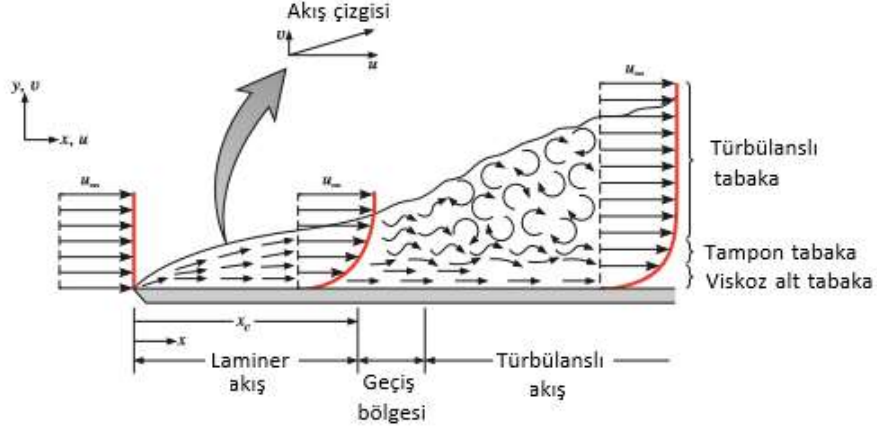
Prandtl değeri akışkanlar için değişkendir. Sıvı metallerde 0.01 değerinin altında iken, ağır yağlarda bu değer 100.000 'in üstünde değişik değerler alır (Çengel, 2011).

2.1.5. Laminer – Türbülanslı Akış

Sınır tabakaların incelenmesinde akışın laminer mi yoksa türbülanslı mı olduğunu belirlemek gereklidir. Çünkü laminer ve türbülans, doğrudan yüzey sürtünmesine ve taşınımına yani sırasıyla hız ve ısı sınır tabakalarına etki eden faktörlerdir.

Akışkan parçacıklarının düzenli ve çizgisel hareket ettiği akış şekline laminer akış adı verilir. Bunun aksine parçacıkların düzensiz hareket ettiği ve çalkantı olarak adlandırabileceğimiz, hızdaki ani değişimlerin yaşandığı akış hareketine de türbülanslı akış adı verilir. Bu düzensizlik hali, enerji geçişinin daha fazla olmasına sebep olur ve sınır tabaka değerlerinde artış gözlenir. Bu da türbülanslı akışın laminer akışa göre daha üstün özellikli olduğunu gösterir. Bu özellik pratikte daha fazla kullanılmasına da iyi bir örnek teşkil eder.

Sınır tabakanın gelişimine en iyi örnek sigara dumanıdır. Önce laminer düzgün bir akış çizgisi görülür, sonrasında akış türbülanslı düzensiz bir hal alır. Laminerden türbülansa geçiş aniden olmaz. Geçiş bölgesi denilen alanda önce küçük değişimler belirir. Sonra tamamen türbülanslı akış başlar. Bu evreden sonra sınır tabaka değerlerinde artışlar gözlemlenebilir (Incropera ve Dewitt, 2006).



Şekil 2.3: Laminer ve Türbülanslı Akışlar (Incropera ve Dewitt, 2006).

2.1.6. Reynolds Sayısı

Reynolds sayısı, laminar ve türbülanslı modellerin incelenmesinde kullanılan boyutsuz bir değerdir. Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranıdır.

$$Re = \frac{\text{Atalet kuvvetleri}}{\text{Viskoz kuvvetler}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad (2.4)$$

Düşük Reynolds değerli laminar akışlarda, hız düşük olduğundan, viskoz kuvvetler, atalet kuvvetlerinden daha baskın olur ve akmaya karşı bir direnç oluşur. Akışın laminardan türbülansa geçtiği kritik Reynolds değerine ulaşıldığında ise türbülanslı akış özellikleri görülmeye başlar. Hız arttığından dolayı, atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlere üstünlük kurar ve bu da akış rejimini iyileştirici bir etkidir (Çengel, 2011).

2.2. DIŞ AKIŞ

Katı parçacıkların üzerinden akışın geçtiği durum dış akış olarak adlandırılır. Dış akış gündelik hayatımızda sıklıkla karşılaştığımız çeşitli örneklere sahiptir. Bina dış cephelerine esen rüzgar örneğinde olduğu gibi, duran cisim üzerine dış akışın etkisi vardır. Bunun yanı sıra, otomobil ve uçak gibi seyir halindeki taşıtların üzerine kuvvet uygulayan rüzgar da dış akışa örnektir. Her iki durumda da esas olan, katı parçacıkla akışkan arasında bir bağıl hareket olmasıdır.

Rüzgar tünelleri adı verilen deney laboratuvarları kullanılarak, dış akış değerleri ölçülebilir. Böylece cisimlerin tasarımı aşamasında iyileştirici çalışmalar yapılabilir. Bu da daha kullanışlı ve ekonomik ürünlerin elde edilmesi anlamına gelir (Çengel ve Cimbala, 2015).

2.2.1. Direnç ve Taşıma Kuvvetleri

Katı bir cisim, akışkan içerisinde hareket ettirilmeye çalışıldığında, akış yönünde bir dirençle karşılaşır. Buna örnek olarak suyun içerisinde yürümenin zorluğu verilebilir. Hareketi zorlaştırdığı için, kullanılan uygulamalarda sürekli azaltılmak istenen bir değerdir. Rüzgar direncini yenmeye çalışan otomobiller için, yakıt tasarrufu sağlanması açısından, düşük direnç değerinin önemi anlaşılabilir. Bununla birlikte fren sisteminde ise tam tersi olarak direnç değerinin yüksek olması hayat kurtarır.

Cisimlere sürtünme etkisi sayesinde uygulanan bu direnç, yüzey sürtünme direnci olarak da adlandırılır. Sürtünme direnci viskozite ile doğru orantılıdır. Reynolds sayısı ise viskozite ile ters orantılıdır. Bu da yüksek Reynolds sayılarında, sürtünme direncinin çok küçük değerlerde olup ihmal edilebileceğini gösterir. Sürtünme direnci yüzey alanı ile de doğru orantılıdır.

Cisim akışa paralel olduğunda sürtünme direnci maksimum değer alır. Çünkü bu durumda, yüzeydeki kayma kuvvetleri toplamına eşit olur. Burada da τ kayma gerilmesine bağlı olduğu söylenebilir. Cismin akışa dik yönde olduğu durumda ise sürtünme direnci olmaz, direnç değeri sadece, bir diğer bileşeni olan, basınç direnci değeriyle sınırlı olur. Akışkanın hızı çok yüksek değerlerde olduğunda, akışkan yüzeyden ayrılıp, cismin arkasında basıncın düşük olduğu yerde bir bölge oluşturur. İşte bu durumda, cismin önü ile arkası arasında büyük bir basınç farkı meydana gelir. Basınç direncinin meydana gelme sebebi bu farktır.

Sürtünme ve basınç kuvvetlerinin toplamaları, cisme etki eden toplam direnç kuvveti değerini verir.

$$F_D = F_{D, \text{sürtünme}} + F_{D, \text{basınç}} \quad (2.5)$$

Sürtünme ve basınç bileşenlerinden meydana gelen direnç kuvvetinin, farklı durumlardaki kullanımlarının kolaylığı için direnç katsayısı adı verilen boyutsuz değerler kullanılır. Sürtünme ve basınç kuvvetleri için ayrı ayrı bulunan katsayı değerleri, toplam direnç katsayısını verir.

$$C_{D, \text{sürtünme}} = \frac{F_{D, \text{sürtünme}}}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \quad (2.6)$$

$$C_{D, basınç} = \frac{F_{D, basınç}}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (2.7)$$

$$C_D = C_{D, sürtünme} + C_{D, basınç} \quad (2.8)$$

Sürtünme ve basınç kuvvetlerinin, akışa dik yöndeki bileşenlerinin toplamı ise taşıma kuvvetini oluşturur. Taşıma kuvveti cismi dik yönde hareket etmeye zorlar. Bu esasa göre çalışan ve ilk akla gelen örnek uçaklardır. Amaç direnci minimuma indirip, taşıma etkisini ise maksimuma çıkarmaktır. Bunun için de uçak kanatları üzerine özel çalışmalar yapılmaktadır.

Direnç kuvvetlerinin kullanımında kolaylık sağlayan boyutsuzlaştırma çalışması, taşıma kuvveti için de geçerlidir. Burada kullanılan boyutsuz değer ise taşıma katsayısı adını alır (Çengel ve Cimbala, 2015).

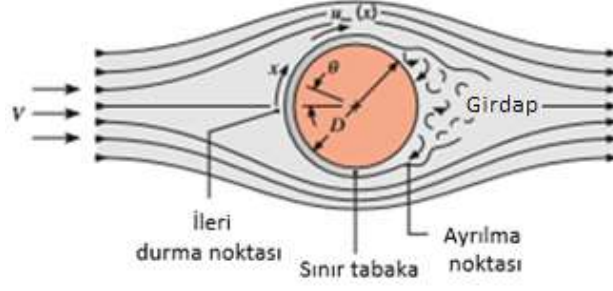
$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (2.9)$$

2.2.2. Silindir Üzerindeki Akış

Silindir eksenine dik yönde V hızıyla yaklaşan akışkan, silindirin orta düzlemine geldiğinde, akış hızı durma noktasına gelir ve basıncı artar. Bu noktaya ön durma noktası adı verilir. Sonrasında akışkan yukarı ve aşağı yönlü yollar izleyerek hareketine devam eder ve sınır tabaka oluşur. Silindir etrafında x yönünde ilerleyen akışkan, $u = 0$ dan u_∞ hızına ulaşır. Bu artış, basınç ile ters bir orantı oluşturur.

Düşük Reynolds değerlerinde, aşağı ve yukarı yönlü akışlar silindirin arka kısmında düzgün bir biçimde birleşir. Yüksek Reynolds değerlerinde ise sınır tabaka ayrılması olarak adlandırılan, yüzeyden ayrılma olayı başlar ve silindirin arkasında, art veya ayrılma denilen bir bölge oluşur. Bu bölgedeki basınç, ön durma noktasındaki yüksek basınç değerinden çok daha düşüktür.

Silindir önündeki ve arkasındaki bu basınç farkı, basınç kuvvetini ve dolayısıyla da direnç katsayısını artırır. Yüksek Reynolds değerli akışlarda olan bu artış, düşük Reynolds değerli akışlarda ise sürtünme kuvveti vasıtasıyla olur (Çengel ve Cimbala, 2015).

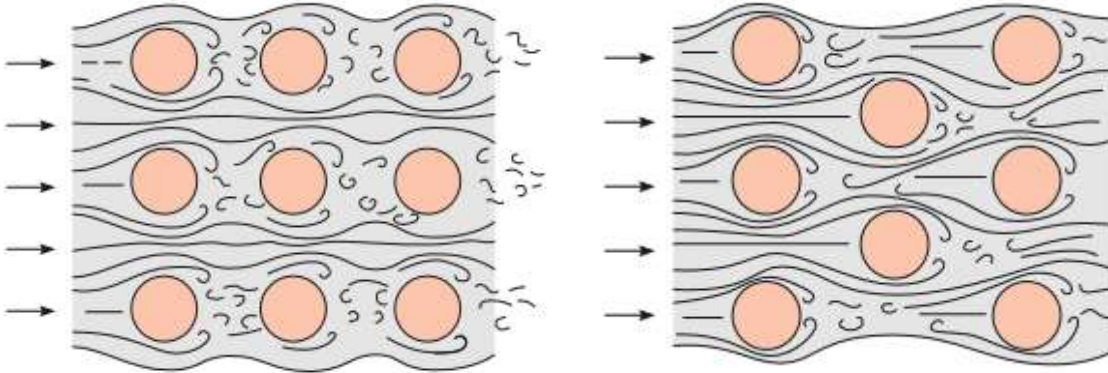


Şekil 2.4: Silindirdeki sınır tabakanın oluşumu (Incropera ve Dewitt, 2006).

2.2.3. Boru Demetleri Üzerindeki Akış

Bu çalışmada boru demetleri üzerinden akan çapraz akış problemi ele alınmıştır. Bu yüzden problem tanımına geçmeden önce bu konu hakkında genel bir bilgi vermenin gerekli olduğu düşünülmüştür.

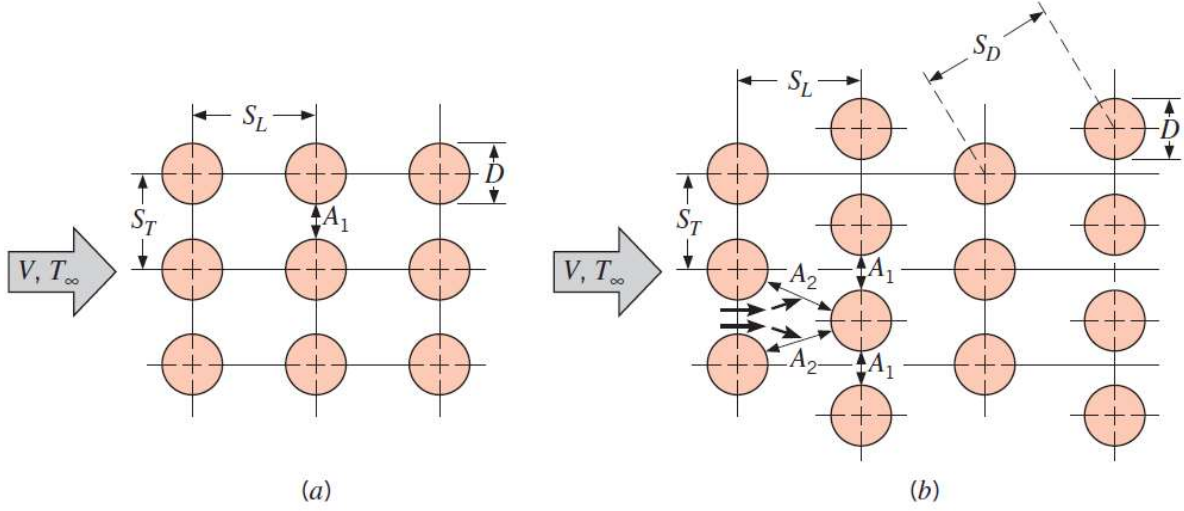
Boru demetli ısı değiştiricilerinde, sistem bir gövde içerisine sıralı veya üçgen şeklinde yerleştirilmiş borulardan oluşmaktadır. Akışkan gövdedeki boruların arasından geçiş yapar.



Şekil 2.5: Akış şartları (a) Sıralı (b) Üçgen (Incropera ve Dewitt, 2006).

Boru içi akışlarda her bir borudaki akış aynı karakteristik özelliğe sahip olduğundan, tek bir tanesinde hesap yapıp diğerlerine uygulanabilir. Ancak bu kolaylık, boru üzerine gelen dış akışlarda mevcut değildir. Çünkü her bir boru, diğerinin üzerine olan türbülans değerini etkiler. Böylece ısı transferi de etkilenir. Bu da her bir borunun ayrı ayrı dikkatle incelenmesi gerekliliğini gösterir.

Boruların merkezlerinin yatayda birbirlerine olan mesafelerine enine adım, düşeyde olan mesafelerine ise boyuna adım denir ve sırasıyla S_L ve S_T ile gösterilir. Ayrıca üçgen dizilişlerde boruların köşegen uzunlukları da vardır. Bu değer de S_D ile gösterilir.



Şekil 2.6: Boruların diziliş şekilleri (a) Sıralı (b) Üçgen (Incropera ve Dewitt, 2006).

Akışkan, boru demetine V hızıyla girer ve gövde içerisinde ilerledikçe hız artar. Özellikle üçgen dizilişlerde borular birbirlerine yaklaştıkça hız daha da artar. Bu sebeplerden dolayı Reynolds hesaplaması yapılırken V_{\max} hızı dikkate alınır. Ayrıca karakteristik uzunluğun da bu sistemler için boru çapı olduğu bilinmelidir.

Gövdenin ilk sırasında bulunan boru, akışkan ile karşılaştığında sanki tek bir boru üzerine akış geliyormuşçasına bir özellik gösterir. Yani tek bir boru gibi düşünülebilir. Ancak bu durum ikinci ve sonrasında gelen borular için farklıdır. İlk borunun arkasında oluşan ard bölgesi ve meydana gelen türbülans nedeniyle ısı transfer katsayısı artar. Daha sonra bu artış sabit bir değer alır. Sistem için ortalama bir ısı transfer katsayısı değerine ihtiyaç duyulur. Bu hesap yapılırken de boruların büyüklük, sıra sayıları ve düzenlerinin yanı sıra sisteme giriş ve çıkış sıcaklıkları da önem arz eder.

Tüm bu bilgiler ışığında boru demetleri üzerine olan dış akışlarda ısı transfer katsayısını şu şekilde bulmak mümkündür:

$$Q = \dot{m}c_p(T_g - T_\zeta) = hA_s \left(T_w - \frac{T_g - T_\zeta}{2} \right) \quad (2.10)$$

Boru demetlerindeki temel amaç ısı transferini artırmaktır. Ancak bu amaç hedeflenirken de işletme maliyeti ihmal edilmemelidir. Bu maliyet, akışkanı boru demeti içerisinden geçirmek için gereken güce harcanan masraftan ileri gelir. Bu güç, akışkanı pompalama gücü olup, doğrudan akışkanın borularda karşılaştığı dirence karşılık bir ihtiyaçtır. Direnç, basınç direncidir ve boru demetinin girişi ile çıkışı arasında açığa çıkan basınç düşüm değeri olarak adlandırılır (Çengel, 2011).

$$\Delta P = f \frac{1}{2} \rho V_{\max}^2 \quad (2.11)$$

2.3. SONLU HACİMLER METODU

Sonlu hacimler metodu, korunum yasalarını farklı hacimler üzerinden temsil eden kısmi diferansiyel denklemleri, farklı cebirsel denklemlere dönüştüren, sayısal bir tekniktir. Sonlu fark veya sonlu eleman metotlarına benzer bir şekilde, çözüm sürecindeki ilk adım, sonlu hacimler metodunda örtüşmeyen elemanların veya sonlu hacimler olarak ayrılan geometrik alanın ayrıklaştırılmasıdır. Kısmi diferansiyel denklemler daha sonra her bir ayrık elemanın üzerine ilave edilerek cebirsel denklemlere ayrılır veya dönüştürülür. Daha sonra cebirsel denklemler sistemi, her bir eleman için bağımlı değişkenin değerlerini hesaplamak için çözülür.

Sonlu hacimler yönteminde, korunum denklemindeki bazı terimler, yüzey akısı değerine dönüştürülür ve sonlu hacim yüzeylerinde değerlendirilir. Belirli bir hacme giren akı, bitişik hacmi terk edenle aynı olduğundan, sonlu hacimler metodu kesinlikle korunum özelliğindedir. Sonlu hacimler metodunun bu korunum özelliği, hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde tercih edilen bir yöntemdir. Sonlu hacimler metodunun bir başka özelliği, yapılandırılmamış poligonal kafeslerde fiziksel alanda formüle edilebilmesidir. Son olarak sonlu hacimler metodunda, bilinmeyen değişkenler sınır dışı koşullarda değil de hacim öğelerinin merkezlerinde değerlendirildiği için, çeşitli sınır koşullarını, bozucu etkileri olmayan bir şekilde uygulamak oldukça kolaydır.

Bu özellikler, sonlu hacimler metodunu, sıvı, ısı ve kütle aktarımını içeren çeşitli uygulamaların sayısal simülasyonu için oldukça uygun hale getirmiş ve yöntemdeki gelişmeler hesaplamalı akışkanlar dinamiğindeki ilerlemeler ile yakından ilişkili olmuştur. Başlangıçta basit fizik ve geometriyi, yapılandırılmış ağ üzerinden çözme potansiyeli sınırlı olan sonlu hacimler metodu, günümüzde her türlü karmaşık fiziği ve uygulamayı ele alabilmektedir (Moukalled ve diğ. 2016).

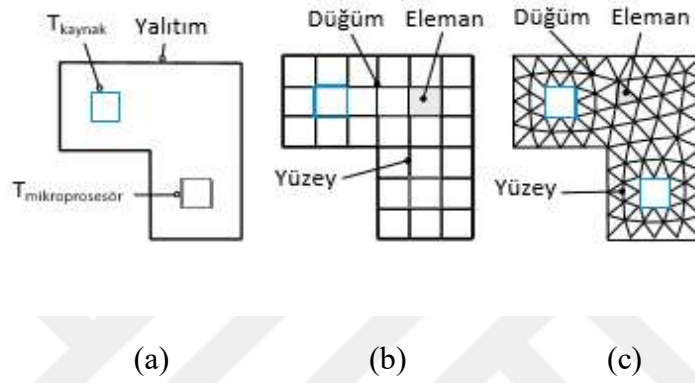
2.3.1. Sonlu Hacimlerde Ağ Yapılanması

Sonlu hacimler metodunun uygulanmasında önemli bir bileşen, ele alınan problem için geometrik sürecin doğru tanımlanmasıdır. Bu süreç sayısal ağ oluşturma ile başlar, bu sayısal ağ bitişik, bitişik olmayan ve fiziksel sınırları belli edilmiş çalışma alanındaki bütün ağları temsil eder. Sayısal ağın çeşitli bileşenleri için, ilgili geometrik bilginin hesaplanmasıyla devam eder ve bu bileşenlerin topolojisini, yani birbirleriyle nasıl bağlantılı olduklarını ve bir

diğerine göre nasıl konumlandığını yakalayarak tamamlanır. Dolayısıyla, alanın ayrıklaştırılma aşamasının sonucu sadece örtüşmeyen elemanlar ve diğer ilgili geometrik varlıklar kümesi ile bunların geometrik özellikleri hakkında üretilen bilgiler değil, aynı zamanda bunların düzenleri ve ilişkileri hakkındaki topolojik bilgilerdir (Moukalled ve diğ. 2016).

2.3.2. Alan Ayrıklaştırılması

Fiziksel alanın veya ağ üretiminin ayrıklaştırılması, yönetim denklemlerinin daha sonra çözüldüğü bir hesaplama ağı üretir.



Şekil 2.7: (a) İlgi alan (b) Tekdüzen bir ağ sistemi kullanılarak ayrılmış alan (c) Üçgen elemanları ile yapılandırılmamış bir ağ sistemi kullanılarak ayrılmış alan (Moukalled ve diğ. 2016).

Alanın ayrıklaştırılması için kullanılan yöntemler ve teknikler son yıllarda büyük ölçüde değişmiştir ve günümüzde çoğunlukla otomatik hale gelmiştir. Bir hesaplama ağında yaygın olarak kullanılan elemanların türlerini gözden geçirmeden önce, ilk olarak ağ sisteminin sonlu hacim yöntemi bağlamında kullanılmak üzere sahip olması gereken özellikler ve nitelikler tanımlanmıştır.

Genel olarak, bir geometrik alan, yapısal veya yapısal olmayan bir ağ sistemi kullanılarak ayrılabilir. Yapısal bir ağda üç boyutlu elemanlar yerel indeksleri ile tanımlanır (i, j, k). Yapılandırılmış bir ağ sistemi birçok kodlama ve performans avantajına sahiptir. Ancak bunun aksine, geometrik esnekliği sınırlıdır.

Mesh üretimini daha esnek hale getirmenin diğer bir yolu, yapısal ağların örtülü topolojik bilgileri ile kullanılmasını önlemek ve bağlantı tablolarına ve geometrik yapı numaralandırılmasına dayanan açık topolojik bilgi ile yapısal olmayan bir ağın benimsenmesidir.

Yapısal ağlar, uzun bir süre boyunca sayısal benzeşim temelini oluşturdu ve sadece son yirmi yılda, yapılandırılmamış ağlar daha popüler hale geldi. İlk yöntemler, hesaplama alanına elle

yerleştirilen ve daha sonra ikinci adımda, ağı oluşturmak için bir bilgisayar kullanan bir operatör ile yarı otomatiktir. Günümüzde tüm süreç otomatik olarak oluşturulan her iki nokta ve elemanlarla tamamen otomatik hale getirilmiştir.

Çoğu modern hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodları, çeşitli hibrit çoklu blok ağlarına ek olarak yapılandırılmamış ağları kullanma yeteneğine sahiptir (Moukalled ve diğ. 2016).

2.4. TÜRBÜLANS MODELLERİ

Akış problemlerinin çözümünde genelde Reynolds sayısının düşük olduğu durumlarda laminer akış modeli ele alınarak inceleme yapılabilir. Bununla birlikte pratikte kullanılan materyallerin pürüzlülüğü, akışın kendi içinde oluşan kararsızlıklar ve incelenen problemin geometrik değişkenlerine bağlı olarak neredeyse çoğu durumda türbülanslı akış oluşmaktadır (Bardina ve diğ. 1997).

Türbülanslı akışlar, dalgalı hız alanları ile karakterize edilirler. Bu dalgalanmalar, momentum, enerji ve çeşitli türlerin konsantrasyonu gibi taşınan miktarları karıştırır ve taşınan miktarların da dalgalanmasına neden olur. Dalgalanmalar küçük ölçekli ve yüksek frekanslı olabileceğinden, pratik mühendislik hesaplamalarında doğrudan simüle etmek için oldukça pahalıdır. Bunun yerine, anlık (kesin) yönetim denklemleri zaman-ortalaması alınabilir, grup ortalaması alınabilir ya da küçük ölçeklerin çözünürlüğünü ortadan kaldıracak şekilde değiştirilebilir ve sonuç olarak çözülmesi gereken hesaplama açısından daha az pahalı olan bir dizi denklem elde edilir. Bununla birlikte, değiştirilmiş denklemler ek bilinmeyen değişkenler içerir ve bu değişkenleri bilinen miktarlar açısından belirlemek için türbülans modellerine ihtiyaç vardır (Ansys-Fluent, 2012).

Akış çözümlerinde kullanılan türbülans modelleri farklı şekillerde sınıflandırılabilen olup Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes Denklemleri (RANS) tabanlı bazı türbülans modellerinin sınıflandırılması ve bu modeller ile ilgili genel bilgiler aşağıda verilmiştir.

2.4.1. Tek Eşitlik Modeli (Spalart-Allmaras)

Spalart-Allmaras, sıkıştırılmaz ve sıkıştırılabilir türbülanslı akışlar için duvara yakın bölgedeki akışın çözümlemesinde tek eşitlik modeli kullanmıştır (Bardina ve diğ. 1997). Yerel kesme tabakası kalınlığına bağlı bir uzunluk ölçeğinin hesaplanmasının gerekli olmadığı Spalart-Allmaras modeli, kinematik türbülanslı viskozite için modellenmiş bir taşıma denklemini çözen nispeten basit bir denklem modelidir (Ansys-Fluent, 2012).

Bu modelin amacı, karmaşık akışlara yerel bir model sağlamak için cebirsel karışım uzunluğu modelleri ile elde edilen tahminlerin geliştirilmesidir.

Model, formülasyonunda en yakın duvara mesafeyi kullanır ve geçişin başlangıç konumunun verilmesi şartıyla düzgün laminar-türbülanslı geçiş kabiliyeti sağlar. İki denklemlilikli türbülans modeli olarak duvar-sınırlı akışlarda ince bir ağ çözünürlüğü gerektirmez ve daha basit akışlarda iyi yakınsama gösterir (Bardina ve diğ. 1997).

Orijinal formunda, Spalart-Allmaras modeli, sınır tabakasının viskoziteden etkilenen bölgesinin düzgün ve etkili bir şekilde çözülmesini gerektiren, düşük Reynolds sayılı bir modeldir. Ancak, Ansys Fluent programında, mesh çözünürlüğü yeterince iyi olmadığına, Spalart-Allmaras modeli duvar fonksiyonlarını kullanmak için uygulanmıştır. Bu, doğru türbülanslı akış hesaplarının kritik olmadığı basit ağlarda nispeten ilkel simülasyonlar için en iyi seçim olabilir. Ayrıca, modeldeki taşınan değişkenin yakın-duvar gradyanları k -epsilon veya k -omega modellerinde taşınan değişkenlerin gradyanlarından çok daha küçüktür. Bu durum, duvarların yakınına katmanlı olmayan kafesler kullanıldığında, modelin sayısal hatalara karşı daha az hassas olmasını sağlayabilir (Ansys-Fluent, 2012).

Spalart-Allmaras modeli, jet akışlarında iyi tahminler vermez, ancak iki boyutlu karıştırma katmanlarında, dalga akışında ve düz plaka sınır tabakalarında oldukça iyi tahminler verir (Bardina ve diğ. 1997). Özellikle duvarla sınırlı akışları içeren havacılık uygulamaları için tasarlanmıştır ve olumsuz basınç gradyanlarına maruz kalan sınır tabakaları için iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Ayrıca turbo makinelerin uygulamalarında da popülerlik kazanmıştır (Ansys-Fluent, 2012). SST modeli kadar olmasa bile, k epsilon ve k omega modelleri ile karşılaştırıldığında, ters basınç gradyanları ile akış tahmininde iyileşmeler göstermektedir (Bardina ve diğ. 1997).

Bu bilgilere ilaveten, Spalart-Allmaras modelinin hala nispeten yeni olduğu ve karmaşık mühendislik akışlarının her türüne uygunluğu konusunda herhangi bir iddiada bulunulmadığı da belirtilmelidir. Örneğin, homojen, izotropik türbülansın bozulmasını öngörmek için güvenilir değildir. Ayrıca, tek eşitlik modelleri genellikle, akış, ani bir duvardan sınırlı bir serbest kesme akışına değiştiğinde gerekli olabileceği gibi, uzunluk skalasındaki değişiklikleri hızla yerine getirememeleri nedeniyle eleştirilmektedir (Ansys-Fluent, 2012).

2.4.2. İki Eşitlik Modelleri

Sıkıştırılamaz ve sıkıştırılabilir türbülanslı akışlar için, duvara yakın bölgede kullanılan, iki denklemlilik viskozite modelleridir (Bardina ve diğ. 1997).

2.4.2.1. k - ϵ İki Eşitlik Modeli

k - ϵ modeli geniş ölçüde bilinen ve yaygın olarak kullanılan iki denklemlilik girdap viskozite modelidir.

k - ϵ modeli başlangıçta karışım uzunluğu modelini geliştirmek ve karmaşık akışlarda türbülans uzunluk ölçeğinin cebirsel yönergesini önlemek için geliştirilmiştir. Taşıma denklemleri, türbülansın, iki skaler özelliği için çözümlenmiştir. k denklemi, türbülanslı kinetik enerji için bir taşıma denkleminin modelidir; ϵ denklemi ise türbülanslı kinetik enerjinin yayılma oranı için bir modeldir.

Bu model, nispeten küçük basınç gradyanlarına sahip, serbest kesme tabakalı akışlar için oldukça iyi sonuçlar vermiştir. Duvar sınırlı akışlarda, sıfır ve küçük ortalama basınç gradyanları için deney sonuçları ile iyi bir uyum sağlar, ancak büyük ters basınç gradyanları için bu uyum daha düşüktür. Modelin tahminleri türbülansın serbest akış değerlerine karşı duyarsızdır. Model, açık duvar sönümlenme işlevleri ve katı duvarların yakınında ince ağ aralığının kullanılmasını gerektirir (Bardina ve diğ. 1997).

k ve ϵ için taşıma denklemleri ile benzer biçimlere sahip olan, Standart, Renormalizasyon Grup Teorisi (Renormalization Group Theory, RNG) ve Realize edilebilir (Realizable) adlı üç farklı model bulunmektedir. Bu modellerin; türbülanslı viskoziteyi hesaplama yöntemi, k ve ϵ türbülanslı yayılımını yöneten türbülanslı Prandtl sayıları ve epsilon denklemindeki üretim ve yıkım terimleri gibi başlıca farklılıkları vardır.

Taşıma denklemleri, türbülanslı viskozite hesaplama yöntemleri ve model sabitleri her model için ayrı ayrı sunulmuştur. Temel olarak tüm modellerde ortak olan özellikler, kayma kaldırma kuvveti nedeniyle türbülans oluşturma, sıkıştırılabilirlik etkilerinin hesaplanması ve ısı ve kütle aktarımının modellenmesidir (Ansys-Fluent, 2009).

Standart k - ϵ (S k - ϵ)

Türbülansın en basit "tam modelleri", iki ayrı taşıma denkleminin çözümünün, türbülans hız ve uzunluk ölçeklerinin bağımsız olarak belirlenmesine izin verdiği iki denklemlilik modellerdir. Standart k - ϵ modeli, bu model sınıfına girer ve pratik mühendislik akış hesaplarının çalışma

alanı haline gelmiştir. Çok çeşitli türbülanslı akışlar için sağlamlık, ekonomi ve makul doğruluk, endüstriyel akış ve ısı transferi simülasyonlarındaki popülerliğini açıklar. Yarı deneysel bir modeldir ve model denklemlerinin türetilmesi deneyselliğe dayanır.

Standart k- ϵ modelinin güçlü ve zayıf yönleri bilinir hale geldikçe, modelin performansını artırmak için iyileştirmeler yapılmıştır. Bu çeşitlemelerin ikisi RNG k- ϵ modeli ve gerçekleştirilebilir k- ϵ modelidir.

Standart k- ϵ modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve dağılma oranı (ϵ) için model taşıma denklemlerine dayalı yarı deneysel bir modeldir. k için model taşıma denklemi, tam denklemden türetilirken, ϵ için model taşıma denklemi, fiziksel akıl yürütme kullanılarak elde edilir ve matematiksel olarak tam karşılığına çok az benzerlik taşır.

k- ϵ modelinin türetilmesinde, varsayım, akışın tamamen türbülanslı olması ve moleküler viskozitenin etkisinin ihmal edilebilir olmasıdır. Standart k- ϵ modeli bu nedenle sadece tam türbülanslı akışlar için geçerlidir (Ansys-Fluent, 2012).

Renormalizasyon Grup Teorisi k- ϵ (RNG k- ϵ)

RNG k- ϵ modeli, yeniden normalleştirme grubu teorisi olarak adlandırılan, titiz bir istatistiksel teknik kullanılarak türetilmiştir. Standart k- ϵ modeline benzer, ancak aşağıdaki düzeltmeleri içerir:

RNG modelinin ϵ denkleminde ek bir terim vardır ve bu da hızla gerilen akışların doğruluğunu önemli ölçüde artırır.

Türbülanstaki dönme etkisi, RNG modeline dahil olup, dönen akışlar için doğruluğu artırır.

RNG teorisi, türbülanslı Prandtl sayıları için analitik bir formül sağlarken, standart k- ϵ modeli kullanıcı tarafından belirlenen sabit değerleri kullanır.

Standart k- ϵ modeli, yüksek Reynolds sayılı bir model olsa da, RNG teorisi, düşük-Reynolds sayısı etkilerini hesaplayan etkili viskozite için analitik olarak türevli bir diferansiyel formül

sağlar. Bununla birlikte, bu özelliğin etkili kullanımını, yakın duvar bölgesinin uygun şekilde iyileştirilmesine dayanır.

Bu özellikler, RNG k- ϵ modelini standart k- ϵ modeline göre daha geniş bir akış sınıfı için daha doğru ve güvenilir hale getirmektedir.

RNG tabanlı k- ϵ türbülans modeli, yeniden normalleştirme grubu yöntemleri olarak adlandırılan bir matematik tekniği kullanılarak anlık Navier-Stokes denklemlerinden türetilmiştir. Analitik türev, standart k- ϵ modelindeki sabitlerden farklı bir model ve k ve ϵ için taşıma denklemlerindeki ek terimler ve fonksiyonlarla sonuçlanır (Ansys-Fluent, 2009).

Realize Edilebilir k- ϵ (R k- ϵ)

Realize edilebilir k- ϵ modeli nispeten yeni bir gelişmedir ve standart k- ϵ modelinden iki önemli şekilde farklılık göstermektedir:

- 1) Realize edilebilir k- ϵ modeli, türbülanslı viskozite için yeni bir formülasyon içermektedir.
- 2) Dağılım oranı için yeni bir taşıma denklemi olan ϵ , ortalama kare girdap dalgalanmasının taşınması için kesin bir denklemden türetilmiştir.

Realize edilebilir terimi, modelin, türbülanslı akışların fiziği ile tutarlı olan Reynolds gerilmeleri üzerindeki belirli matematiksel kısıtlamaları karşıladığı anlamına gelir. Ne standart k- ϵ modeli ne de RNG k- ϵ modeli bu matematiksel kısıtlamaları karşılamaz.

Realize edilebilir k- ϵ modelinin önemli bir faydası, hem düzlemsel hem de jet akışlarının yayılma oranını daha doğru bir şekilde tahmin etmesidir. Ayrıca rotasyon içeren akışlar, güçlü ters basınç gradyanları altında sınır tabakaları, ayırma ve yeniden dolaşım ile ilgili akışlar için üstün performans sağlaması muhtemeldir (Ansys-Fluent, 2012).

2.4.2.2. k- ω İki Eşitlik Modeli

k- ω modeli, iyi bilinen ve yaygın olarak test edilmiş iki denklemlilik bir girdap viskozite modelidir.

Bu model, k - ϵ modeli ile yaklaşık olarak aynı zamanda üretilmiş olup, ona alternatif olacak şekilde paralel bir gelişim göstermiştir. Taşınım denklemleri, türbülanslı kinetik enerji ve belirli yayılma oranı için çözümler. Bunlar sırasıyla k ve ω ile gösterilirler.

k - ω modelinin, esas olarak duvarın yakınındaki viskoz alt katmandaki k - ϵ modeline göre sayısal kararlılıkta üstün olduğu kanıtlanmıştır. Bu model, duvar bölgesindeki büyük ω değerleri nedeniyle k - ϵ ve diğer iki eşitlik modelleri gibi açık duvar sönümlenme fonksiyonlarına ihtiyaç duymaz. Sayısal duvar sınır koşulları, duvardan, duvardaki ilk noktaya kadar olan uzaklığın belirlenmesini gerektirir. Model, logaritmik bölgede, hafif olumsuz basınç gradyan akışları için yapılan deney sonuçları ile iyi bir uyum sağlar.

Serbest-kayma tabakasında ve ters-basınç-gradyan sınır tabakası akışlarında, k - ω modelinin sonuçları, ω 'nın küçük serbest akış değerlerine duyarlıdır. Karmaşık Navier-Stokes hesaplamalarında, tahmin edilen sonuçlarda küçük serbest akışlı ω ve belirsizlikleri önlemek için yerel serbest akış türbülansı üzerinde yeterli kontrolün yapılması zordur (Bardina ve diğ. 1997).

Standart ve Kayma Gerilmesi Taşınım (SST) olmak üzere iki çeşit k - ω modeli bulunmaktadır. Her iki model de k ve ω için taşıma denklemleri ile benzer biçimlere sahiptir. SST modelinin standart modelden farklı olduğu başlıca yollar şunlardır:

- 1) Sınır tabakasının iç bölgesinde, standart k - ω modelinden, sınır tabakasının dış kısmındaki k - ϵ modelinin yüksek Reynolds sayılı türüne kademeli değişim
- 2) Temel türbülans kesme gerilmesinin taşıma etkilerini hesaba katan düzeltilmiş türbülanslı viskozite formülasyonu

Taşınım denklemleri, türbülanslı viskoziteyi hesaplama yöntemleri ve model sabitleri ile diğer terimleri hesaplama yöntemleri her model için ayrı ayrı sunulmuştur (Ansys-Fluent, 2012).

Standart k - ω (S k - ω)

Bu model, düşük Reynolds sayısı durumları, sıkıştırılabilirlik ve kesme akışının yayılması için kullanılan k - ω modeli çeşitlerinden biridir.

Model, dalgalardan uzak bölgeler, karıştırma tabakaları ile düzlemsel, yuvarlak ve radyal jet akışları için yapılan ölçümlerle uygunluk gösteren serbest kesme akışı yayılma hızlarını öngörmektedir ve bu nedenle duvarla sınırlı akışlar ve serbest kesme akışları için de geçerlidir.

Standart $k-\omega$ modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) için model taşıma denklemlerine ve ε 'un k 'ye oranı olarak düşünülebilen spesifik yayılma hızına (ω) dayanan deneysel bir modeldir.

$k-\omega$ modeli yıllar içinde değişime uğradığından, serbest kesme akışlarını tahmin etmek için modelin doğruluğunu geliştiren k ve ω denklemlerine üretim terimleri eklenmiştir (Ansys-Fluent, 2012).

Kayma Gerilmesi Taşınımı (SST $k-\omega$)

$k-\omega$ modeli, uzak alandaki $k-\omega$ modelinin serbest akış bağımsızlığı ile yakın-duvar bölgesinde $k-\omega$ modelinin sağlam ve doğru formülasyonunu etkili bir şekilde karıştırmak için geliştirilmiştir. Bunu başarmak için $k-\varepsilon$ modeli bir $k-\omega$ formülasyonuna dönüştürülür. SST $k-\omega$ modeli standart $k-\omega$ modeline benzer, ancak aşağıdaki düzeltmeleri içerir:

- 1) Standart $k-\omega$ modeli ve dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ modeli, bir harmanlama fonksiyonu ile çarpılır ve her iki model birlikte eklenir. Harmanlama fonksiyonu, standart $k-\omega$ modelini aktive eden ve dönüştürülmüş $k-\varepsilon$ modelini harekete geçiren yüzeye sıfır olan yakın duvar bölgesinde bir tane olacak şekilde tasarlanmıştır.
- 2) SST modeli, ω denkleminde bir sönümlü çapraz difüzyon türev terimi içerir.
- 3) Türbülanslı viskozitenin tanımı, türbülans kesme gerilmesinin taşınması için düzenlenmiştir.
- 4) Modelleme sabitleri farklıdır.

Bu özellikler, SST $k-\omega$ modelini standart $k-\omega$ modeline göre daha geniş bir akış sınıfı (örneğin, olumsuz basınç gradyan akışları, hava folyoları (kanatları), transonik şok dalgaları) için daha doğru ve güvenilir kılar.

Diğer modifikasyonlar arasında ω denkleminde bir çapraz difüzyon teriminin eklenmesi ve model denklemlerinin hem yakın-duvar hem de uzak alan bölgelerinde uygun şekilde davranmasını sağlamak için bir harmanlama fonksiyonu yer alır (Ansys-Fluent, 2012).

2.4.3. $k-kl-\omega$ Geçiş Modeli (Üç Eşitlik Modeli)

$k-kl-\omega$ modeli, türbülanslı kinetik enerji (k_T), laminer kinetik enerji (k_L) ve ters türbülanslı zaman skalası (ω) için taşıma denklemlerini içeren üç eşitlikli bir girdap-viskozite tipi olarak kabul edilir.

Bu model, sınır tabaka gelişimini tahmin etmek ve geçiş başlangıcını hesaplamak için kullanılır. Ayrıca sınır tabakasının laminerden türbülanslı rejime geçişini etkin bir şekilde ele almak için de kullanılabilir (Ansys-Fluent, 2012).

2.4.5. Geçiş SST Modeli (Dört Eşitlik Modeli)

Geçiş SST modeli, $k-\omega$ SST taşınım denklemlerinin, Reynolds sayısı cinsinden, iki farklı eşitlikle birleştirilmesi sonucunda oluşur. Birleştirilen bu eşitliklerden biri aralıklılık (kesinti) ve diğeri de geçiş başlangıç kriteri için kullanılmaktadır (Ansys-Fluent, 2012).

2.4.6. Reynolds Gerilme Modeli (Beş Eşitlik Modeli)

Reynolds Gerilme Modeli (Reynolds Stress Model, RSM), Reynolds gerilmeleri için taşıma denklemlerini çözerek, Reynolds gerimli Navier-Stokes denklemlerini, dağılma oranı için bir denklemlerle birlikte inceler. Bu ifade, üç boyutlu akışta çözülen yedi ek taşıma denklemine kıyasla, iki boyutlu akışta beş ilave taşıma denkleminin gerekli olduğu anlamına gelir.

RSM, düzlem eğriliği, girdap, dönme ve gerilme hızındaki hızlı değişimlerin tek denklem ve iki eşitlikli modellerden daha titiz bir şekilde etkilendiğinden, karmaşık akışlar için doğru tahminler yapma potansiyeli daha yüksektir. Bununla birlikte, RSM tahminlerinin doğruluğu, Reynolds gerilmeleri için tam taşıma denklemlerinde çeşitli terimleri modellemek için kullanılan kapatma varsayımları ile hala sınırlıdır. Basınç-gerilim ve yayılma oranı terimlerinin modellenmesi özellikle zorlayıcıdır ve çoğu zaman RSM tahminlerinin doğruluğunu tehlikeye attığı düşünülmektedir.

RSM, ilave hesaplama giderlerini garanti etmek için tüm akış sınıflarındaki daha basit modellerden her zaman açıkça üstün sonuçlar vermeyebilir. Bununla birlikte, ilgi konusu akış özellikleri Reynolds gerilmelerinde anizotropinin bir sonucu olduğunda RSM'nin kullanılması zorunludur. Örnekler arasında siklon akışları, yakıcılarda yüksek derecede dönen akışlar, dönen akış geçitleri ve kanallardaki gerilime bağlı ikincil akışlar bulunmaktadır.

Reynolds stress taşıma denklemlerinin kesin şekli, tam momentum denkleminin momentleri alınarak elde edilebilir. Bu, tam momentum denklemlerinin dalgalanan bir özellik ile çarpıldığı bir süreçtir, ürün daha sonra Reynolds değerinin ortalamasıdır. Maalesef, denklemdeki bazı terimler bilinmemektedir ve denklemleri kapatmak için modelleme varsayımları gerekmektedir (Ansys-Fluent, 2012).

3. MALZEME VE YÖNTEM

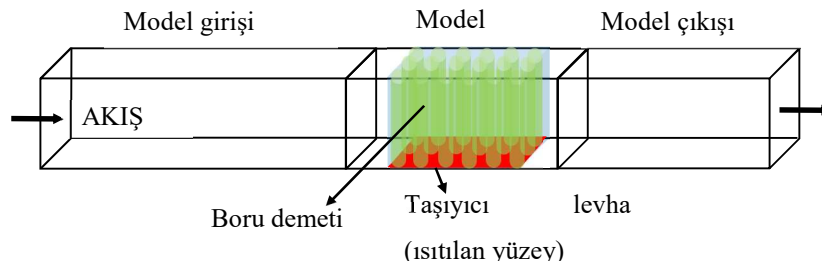
Bu tezde, deneyleri daha önce Çakır (1999) tarafından yapılmış, farklı dizilişteki boru demetlerindeki akış ve ısı transferi değerlerinin sayısal çözümler yapılarak doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Bu doğrulama çalışması ısı taşınım katsayısının ve basınç düşüm değerlerinin bulunması vasıtasıyla gerçekleşecektir.

Deney modelinde borular taşıyıcı levhanın üzerindedir ve bu borular maun ağacından yapılmış olup ısıl iletkenlikleri düşük olduğundan dolayı adyabatik olarak modellenecektir. Taşıyıcı levhaya ısı akısı verilmektedir. Deney düzeneğinde ısı akısı elektrik direnci yöntemiyle uygulanmıştır.

$$q'' = \frac{IV}{A_s} \quad (3.1)$$

Model üç bölümden oluşmaktadır. Akışkan öncelikle model girişinde mesafe alır. Giriş bölümü, akışkanın tam gelişmiş şartlara ulaşması için belirli bir uzunluğun altında olmamalıdır. Bu değer deneylerde hesaplanmış olup, model girişinin uzunluğunun 1410 mm olmasına karar verilmiştir.

Giriş bölümünün ardından model kısmı gelir. Bu bölüm 570 mm'dir ve ısı akısı verilen taşıyıcı plaka modelin tam ortasında bulunur. Boru demetleri de bu plaka üzerine yerleştirilmiştir. Bu çalışmada akışkan olarak kullanılan hava bu boru demetlerinin arasından geçerek 510 mm uzunluklu çıkış bölümünden sistemi ısınmış bir şekilde terk eder.



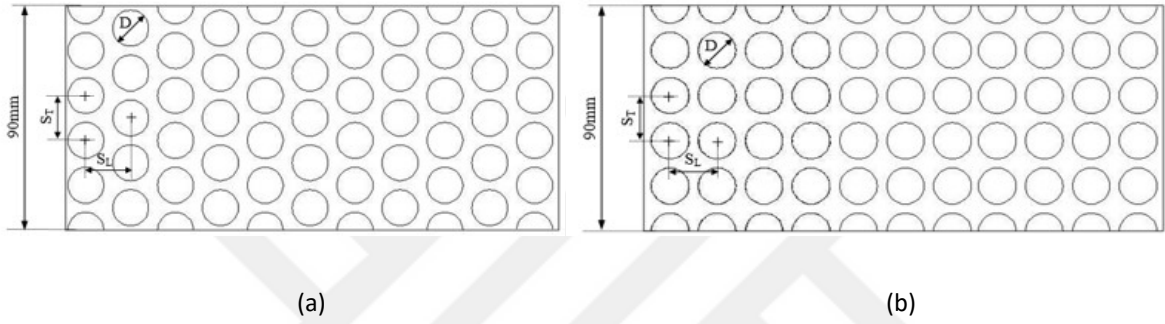
Şekil 3.1: Deneysel model.

Boru demetleri için iki farklı geometrik düzen kullanılmıştır. Bunlar sıralı ve üçgen dizilidir. Her bir borunun çapı D ile gösterilir. Levhanın eni 90 mm'dir ve düşeyde sürekli 5 adet boru kullanılmıştır. Boruların merkezlerinin düşeyde birbirlerine olan uzaklıkları S_T ile gösterilir. Taşıyıcı levhanın yatay kısmında 11 tane boru kullanılmıştır. Boruların merkezlerinin

birbirlerine göre yataydaki mesafeleri ise S_L ile gösterilir. Taşıyıcı levhanın boyu, boyuna taksimat ve daire çapına göre değişir. Boruların düşeyde ve yataydaki birbirlerine olan uzaklıkları, enine ve boyuna taksimat değerlerini verir. Bu değerler sırasıyla X_T ve X_L ile gösterilip şu şekilde hesaplanırlar:

$$X_T = \frac{S_T}{D} \quad (3.2)$$

$$X_L = \frac{S_L}{D} \quad (3.3)$$



Şekil 3.2: Taşıyıcı levha üzerindeki boru demetleri dizilişleri (a) Üçgen (b) Sıralı.

Bu çalışmada boruların merkezlerinin enine uzaklıkları $S_T = 18$ mm olacak şekilde sabit kalmaktadır ve boyuna uzaklıkların farklı değerleri üzerine çalışılmıştır. Her iki geometrik diziliş için $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm (geometri-1) değerlerine göre deneyler (Çakır,1999) ve sayısal çalışmalar yapılmıştır (Aslan, 2016) . Farklı giriş hızları ve hidrolik çaplara göre Reynolds sayıları elde edilmiş ve bu Reynolds sayılarına göre sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışmasının amacını ise deneyleri yapılmış olan $S_T=18$ mm, $S_L=21,6$ mm (geometri-2) olan dizilim oluşturacaktır. Sayısal çalışmalar yapılacak ve sonuç olarak elde edilen değerler, önceki çalışmalar ile karşılaştırılıp, yorumlanacaktır.

Tablo 3.1: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm ve $D=14.4$ mm geometrik düzenlemesi için kullanılan Reynolds sayıları.

	1	2	3	4	5	6	7
Sıralı	989.57	1505.65	2026.14	2751.01	3672.48	4313.22	5139.93
Üçgen	1058.55	1714.99	2299.86	3054.25	4097.23	4830.53	5550.17

Tablo 3.2: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm ve $D=14.4$ mm geometrik düzenlemesi için kullanılan Reynolds sayıları.

	1	2	3	4	5	6	7	8
Sıralı	1058	1828	2550	3323	4115	4933	5541	-
Üçgen	1066	1838	2547	3287	4057	4826	5618	6352

Elde edilen farklı Reynolds sayıları türbülanslı akış oluşturmaktadır. Türbülans modellerine uygun olan zamana bağımlı Reynolds ortalaması alınmış Navier-Stokes denklemleri ailesine ait olan 3 farklı türbülans modeli kullanılmıştır. Bunlar şu şekildedir:

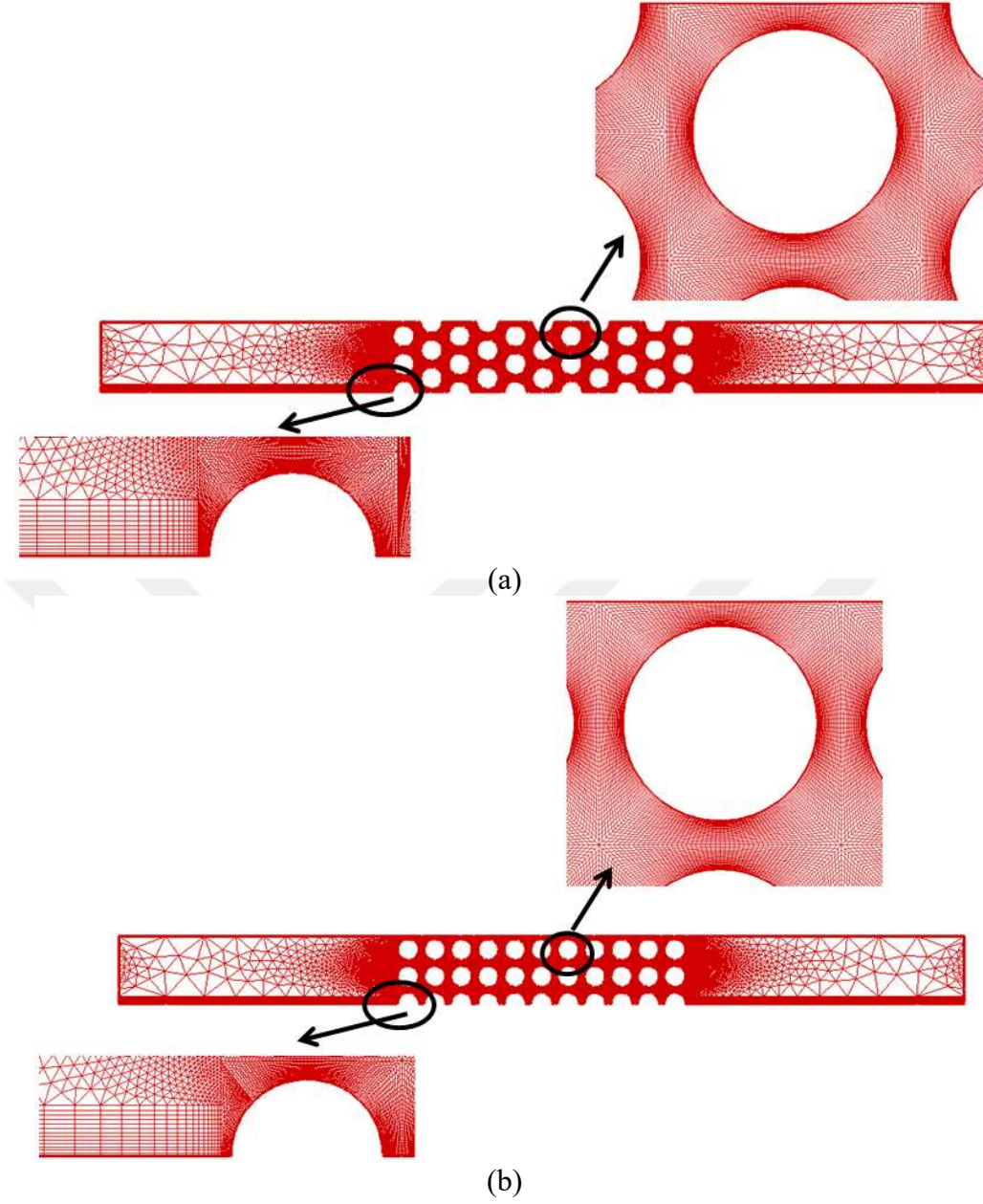
- Standart $k-\omega$ (S $k-\omega$)
- Kayma Gerilmesi Taşınımı $k-\omega$ (SST $k-\omega$)
- Geçiş Kayma Gerilmesi Taşınımı (Geçiş – SST)

3.1. NÜMERİK ÇALIŞMADA KULLANILAN YÖNTEMLER

Analizler sonlu hacimler metodunu kullanan ticari bir kod olan Ansys-Fluent 14.5 (Ansys-Fluent, 2012) programı kullanılarak yapılmış olup, katı model ve sayısal ağ oluşturma işlemlerinde ise Gambit 2.4.6 programından faydalanılmıştır.

Sayısal ağ oluşturulurken, iki temel unsur dikkate alınmıştır. Bunlardan ilki, boru çevresinin ağ yapılandırılmasında dikkat edilecek hususlardır. Bu hususta Benim ve diğ. (2008) çalışması referans alınmıştır. Buna göre boru çevresinde 200 tane ağ kullanılmıştır. Ayrıca üç boyutlu çalışmalarda da derinlik yönlü πD uzunluklu 66 tane ağ kullanılmıştır. Boru demetlerinin arasında kare ağ yapılandırılması kullanılmışken, boru demetlerinin ön ve arka kısımlarında yani modelin giriş ve çıkış bölümlerinde ise üçgen ağlar kullanılmıştır. Bunun sebebi daha az ağ kullanmaktır. Dikkat edilecek ikinci unsur, bu çalışmada ele alınan türbülans modellerinde duvar fonksiyonu kullanılmadığı için, duvar çevresinde y^+ değerinin 1 olabilmesi adına ince ağ yapılarının kullanılmasıdır.

$$y^+ = \frac{u^* \delta}{\nu_t} \cong 1 \quad (3.4)$$



Şekil 3.3: İki boyutlu çoklu silindirli çalışma alanında ana çalışmaya ait ağ yapıları a) üçgen diziliş (b) sıralı diziliş.

Boru demetleri üzerindeki akış analizine geçmeden önce daha önce de bahsedildiği gibi, akışın modele tam gelişmiş şartlarda ulaşması gereklidir. Bunun için de model girişinin katı modellenmesi yapılmış ve analiz sonucunda elde edilen hız değeri modelin analizine geçildiğinde giriş hızı olarak tanımlanılmıştır. Hem üç boyutlu hem de iki boyutlu çalışmalarda boru demetleri öncesinde sabit hız ve sıcaklık verilmiş, sonrasında ise hız ve sıcaklık gradyanları 0 alınmıştır. Ayrıca duvarlarda kaymama sınır koşulu ve adyabatik sınır koşulları verilmiştir.

Sınır şartlarının yanı sıra, yoğunluk, özgül ısı, ısıl iletkenlik katsayısı ve dinamik viskozite gibi malzeme özellik değerleri de deneylerden alınıp, giriş değerleri olarak programa tanıtılmıştır.

Giriş ve sınır şartlarından sonra problem şartlarına bağlı olarak, programda bazı ayrıklaştırma özellikleri seçilmiştir. Bunlar PISO, ikinci dereceden akışa karşı (second-order upwind) ve yakınsattırma faktörleridir.

Kapalı Basınçta Alan Ayrıklaştırması (Pressure Implicit with Splitting of Operators, PISO) iteratif olmayan zamana bağlı problemlerde basınç-hız ikilisinin çözümlerinde kullanılmaktadır ve bu algorithmada zamana bağlı bütün terimler momentum ve süreklilik eşitliklerinin içerisinde yer alır (Versteeg ve Malalasekera, 2007). PISO algoritmasında sırasıyla $t + \Delta t$ zamanında hesaplama yapılır, basınç hız ve kütle debisi için t zamanındaki çözüm ilk tahmin olarak kullanılır. Daha sonra momentum eşitliği tam olarak çözülür ve yeni bir hız alanı elde edilir. Rhie-Chow interpolasyon tekniği kullanılarak güncellenen kütle debisi yardımı ile basınç doğrulama alanı elde edilir. Buna benzer aşamalarla ilerleyen ve gerçek uygulamaların analizinde zamana bağlı çözüm sunduğu için tercih edilen PISO mevcut çalışmada da kullanılmıştır (Moukalled ve diğ. 2016).

Yüksek dereceli Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metotları düşük dereceli metotlara oranla daha yüksek doğrulukları ve daha düşük maliyetleri nedeniyle araştırmacılar tarafından oldukça tercih edilen sayısal analiz bileşenidir. Sayısal metotta eah^k ifadesinde çözümün hatası e , mesh boyutu h ve derecesi k olacak şekilde çözümün doğruluğu matematiksel olarak görülebilir. Bu amaçla Ansys-Fluent'de çözüm metotları içerisinde momentum ve enerji denklemlerinde yer ayrıklaştırma ifadeleri için ikinci dereceden akışa karşı şeması kullanılmıştır (Wang ve diğ. 2013).

Basınç, yoğunluk, momentum ve türbülans kinetik enerjisi gibi değişkenler için Ansys-Fluent programında tanımlı olan farklı yakınsattırma faktörleri kullanılmıştır. Bu faktörlerin doğru kullanımı maliyet efektif simülasyonlar için önemli olmakla birlikte çok yüksek alınması halinde salınımlara ve hatta çözümün ıraksamasına sebep olabilir. Bu nedenle çalışmada, yakınsamanın optimum hızda olmasını sağlayan değerler seçilmiştir.

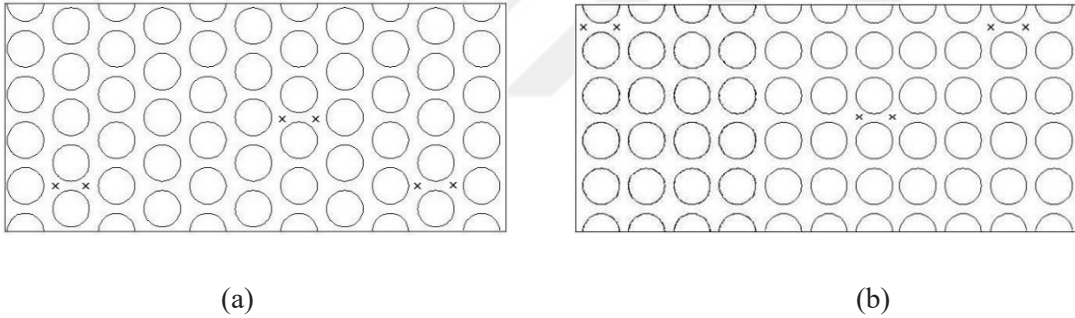
Çalışma zamana bağlıdır. Bu nedenle analizin sonlandırılabilmesi için zaman ortalaması (averajlama) işlemi yapılmalıdır. Boru demetinin giriş ve çıkışında belirli borular seçilmiş ve kritik borular olarak adlandırılacak bu borular üzerindeki direnç ve kaldırma katsayıları, her bir zaman adımı için yazdırılmıştır. Zamana bağlı olarak değişen bu katsayıların

dalgalanmalarının düzenli bir hal alması neticesinde, frekans ve periyod değerleri bulunmuştur. Buna göre averajlama için gereken toplam zaman adımı sayısı belirlenmiştir. Zaman adımı Δt ile gösterilir ve zamana bağlı çözümlerde Courant sayısına göre belirlenir.

$$Co = \frac{u\Delta t}{\delta} \quad (3.5)$$

Zaman adımı Courant sayısını 1 yapan değer olarak seçilmiştir. Bu değer $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm iki boyutlu yarı model için 4×10^{-5} olarak seçilmişken, bu tez çalışmasındaki geometrik düzen olan $S_T=18$ mm, $S_L=21,6$ mm dizilişinde ise Courant sayısını 1 yapan zaman adımı değeri olarak 5×10^{-5} değeri seçilmiştir. Her zaman aralığında çözüm değişeceğinden dolayı önemli olan toplam zaman adımı sayısıdır. Bulunan bu değere göre, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüm değerleri bulunmuştur.

Isı taşınım katsayısının bulunması esnasında, duvar sıcaklıklarının bilinmesine ihtiyaç duyulmuş olup, bu değerlerin bulunması için çeşitli sıcaklık ölçme noktaları belirlenmiştir. Bu noktalar iki boyutlu modellemede şekilde görülen noktalardaki sıcaklıkların ortalamasıdır.



Şekil 3.4: Sıcaklık ölçme noktaları (a) Üçgen (b) Sıralı.

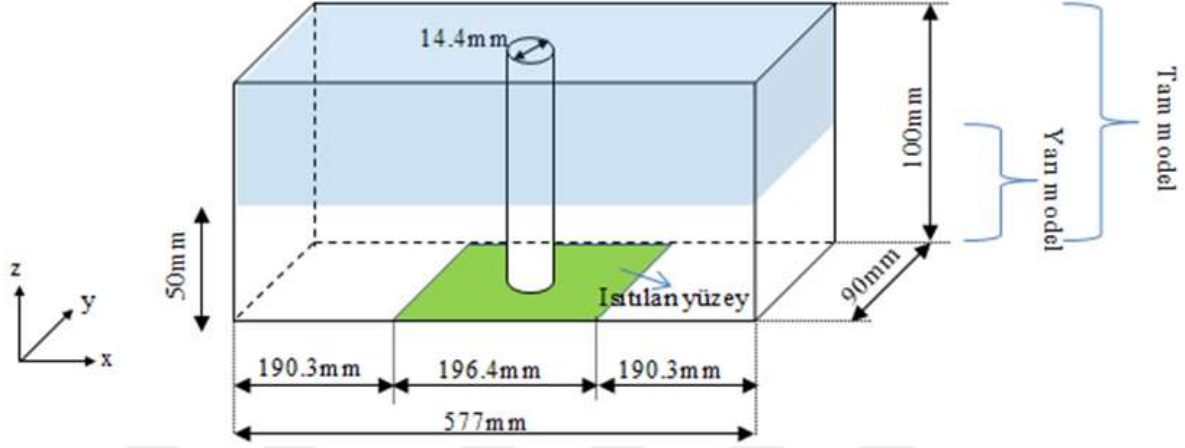
3.2. ÖN DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI

Analize geçmeden önce, üç adet doğrulama çalışması yapılmıştır. Sayısal çalışmaya yol gösterici olmaları bakımından bu ön doğrulama çalışmaları önem arz etmektedir. Bu nedenle de her biri hakkında detaylı açıklamalar yapılmalıdır.

3.2.1. Üç Boyutlu Tek Silindirli Tam ve Yarı Modelleme

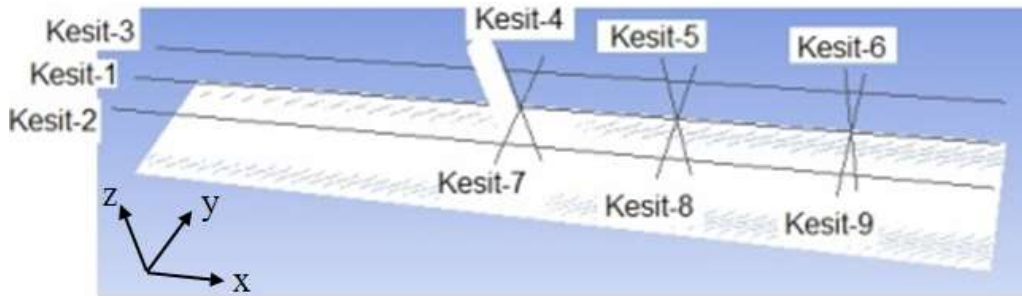
Bu doğrulama çalışmasında, tek bir boru için tam ve yarı modelleme yapıldı. Bunun için en yüksek Reynolds sayısı ve SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanıldı. Yarı modelde şekilde

görüldüğü gibi tam modelin üst kısmı incelemeye dahil edilmedi. Bu da tam modelde üst kısımda duvar sınır şartı verilirken, yarı modelde ise simetrik sınır koşulunun verilmesine sebep olmuştur.



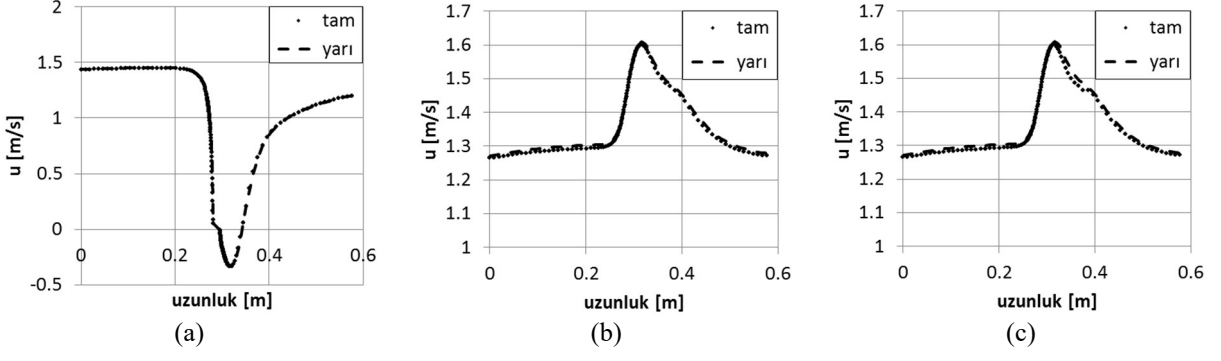
Şekil 3.5: Üç boyutlu çalışmada tam ve yarı modelin şematik gösterimi.

Yapılan sayısal çözüm sonucunda, periyoduna oturmuş akışta, zamana bağlı değişmeyen ortalama x hızının grafikleri belli kesitlerde alınmıştır. Bu kesitler Şekil 3.6'da görüldüğü gibidir.

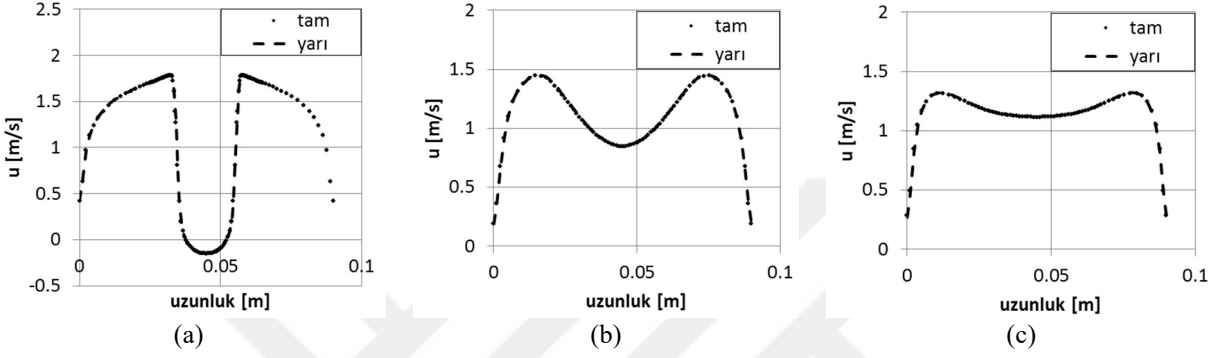


Şekil 3.6: İlk ön doğrulama çalışmasında tam ve yarı modelde ortalama x hızının karşılaştırıldığı kesitler.

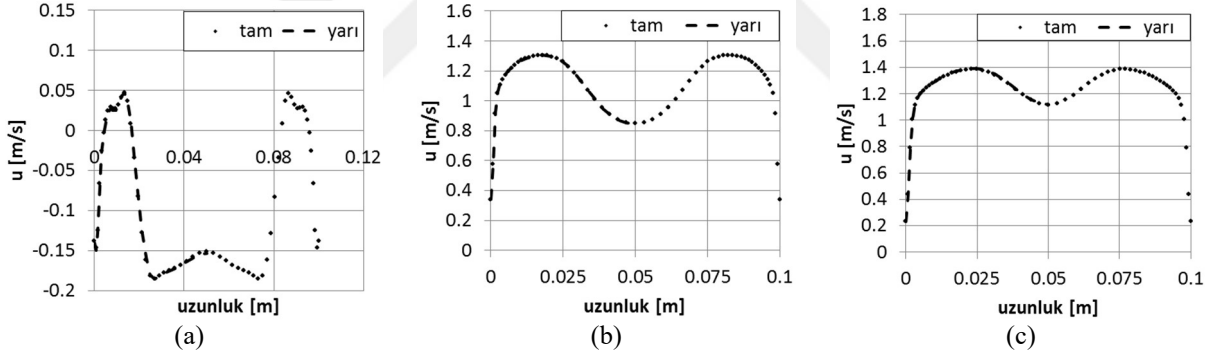
Belirlenen kesitlerde tam ve yarı model için hızların aynı olduğu aşağıdaki şekillerde görülmektedir. Bu da yarı modeldeki ortalama x hızının dağılımlarının simetri eksenine simetrisi alınırsa ve grafiğe eklenirse tam modeldeki ortalama x hızının dağılımlarına ulaşılmış olduğunu gösterir.



Şekil 3.7: Ortalama hız dağılımları (a) Kesit-1, (b) Kesit-2, (c) Kesit-3.



Şekil 3.8: Ortalama hız dağılımları (a) Kesit-4, (b) Kesit-5, (c) Kesit-6.



Şekil 3.9: Ortalama hız dağılımları (a) Kesit-7, (b) Kesit-8, (c) Kesit-9.

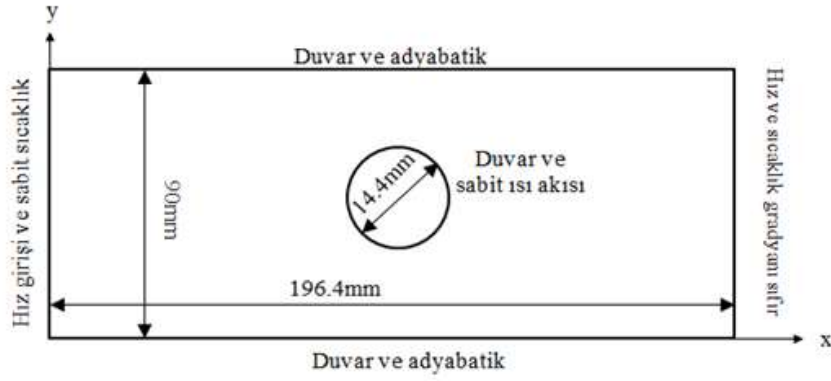
Her iki durum için yapılan çözümler neticesinde bulunan Nusselt sayıları karşılaştırıldı ve arada çok küçük bir fark bulunduğundan dolayı tam model yerine yarı model kullanılabilceği görüldü.

Tablo 3.3: Üç boyutlu tek silindirik çalışma alanında tam ve yarı model ısı taşınım katsayıları tahminleri.

	Tam Model	Yarı Model	% Fark
Isı Taşınım Katsayısı [W/m ² K]	19.0128	18.995	0.9

3.2.2. İki Boyutlu Tek Silindire Farklı Isı Akıları Verilmesi

Sayısal çözümlerde önemli bir mühendislik yaklaşımından faydalanılmıştır. O da dinamik viskozite, ısı iletim katsayısı, özgül ısı ve yoğunluğun sıcaklıkla değişmemesidir. Deney düzeneğinde üç boyutlu problem için sabit ısı akısı verilerek ısıtılan boru demeti ısı taşınım katsayısının sadece sıcaklığın değişimine bağlı olarak değiştiğini göstermektedir. Buna bağlı olarak da Nusselt sayısı sadece çapın değişmesi ile değişecektir. Sonuç olarak ısı taşınım katsayısının sadece akış karakteristiğine bağlı olduğunun gösterilmesi için Şekil 3.10'daki gibi bir ön doğrulama çalışması yapılmıştır. Tam da bu nedenle iki boyutlu çözümde tek bir silindir üzerine farklı ısı akıları gönderilerek ısı taşınım katsayısının değişimi gözlenmiştir.



Şekil 3.10: Tek silindire gönderilen farklı ısı akılarının incelendiği çalışma.

Önce 100 W/m^2 daha sonra 1000 W/m^2 değerinde iki ısı akısı gönderilmiş ve sonuçta ısı taşınım katsayılarının birbirlerine çok yakın çıktığı görülmüştür. Isı akısındaki değişimin Nusselt sayısına dolayısıyla da ısı taşınım katsayısına etkisi olmadığı bu karşılaştırmadan anlaşılabilir.

Tablo 3.4: İki boyutlu tek silindireli çalışma alanında tam ve yarı model ısı taşınım katsayıları tahminleri.

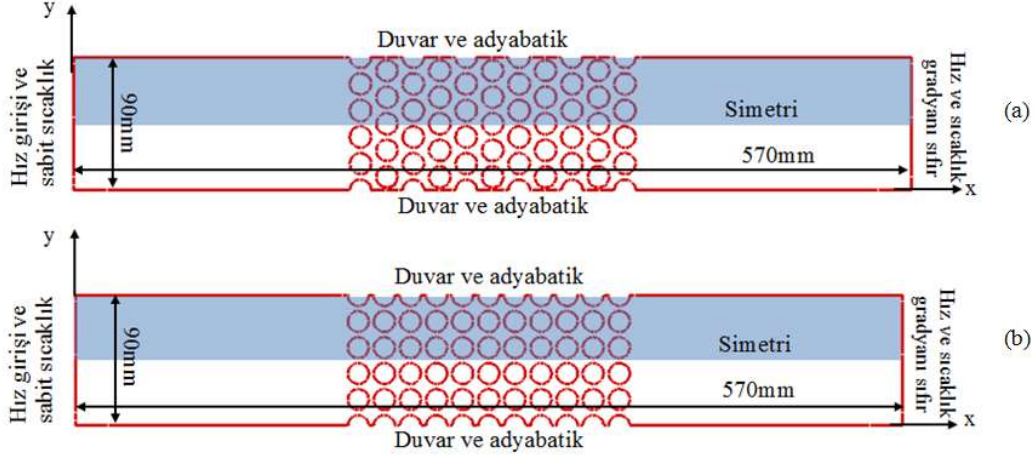
	$q'' = 100 \text{ W/m}^2$	$q'' = 1000 \text{ W/m}^2$	% Fark
Isı Taşınım Katsayısı [$\text{W/m}^2\text{K}$]	34.54	35.17	1.8

3.2.3. İki Boyutlu Çok Silindirli Tam ve Yarı Model

İki boyutlu model ele alınarak tam ve yarı modelleme yapılmış ve her iki durum için Nusselt ve basınç düşüm değerleri hesaplanarak, kıyas yapılmıştır.

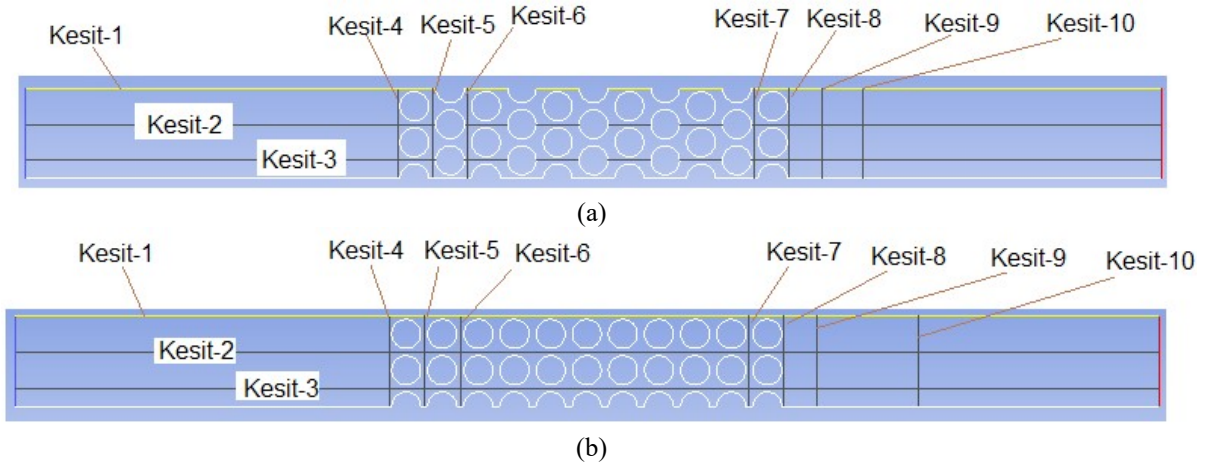
İlk ön doğrulama çalışmasında olduğu gibi, burada da en yüksek Reynolds değerinde SST k- ω türbülans modeli kullanılarak, tam model için üst kısım duvar sınır koşulu, yarı model için ise

simetrik sınır koşulu olarak incelenmiştir. Çalışma her iki boru dizilişi için de yapılmıştır. Buradaki önemli nokta 3 boyutlu çalışmada ısı akısının verilmiş olduğu plaka bulunmamasından dolayı ısı akısının ayrı ayrı her bir boruya tatbik edilmesidir. Üç boyutlu çalışmada ısı akısının verildiği alan, taşıyıcı levhadan boru demetlerinin kapladığı alan çıkarılarak bulunurken, iki boyutlu çalışmada ise bu değer yalnızca silindirlerin toplam alanlarından oluşmaktadır.



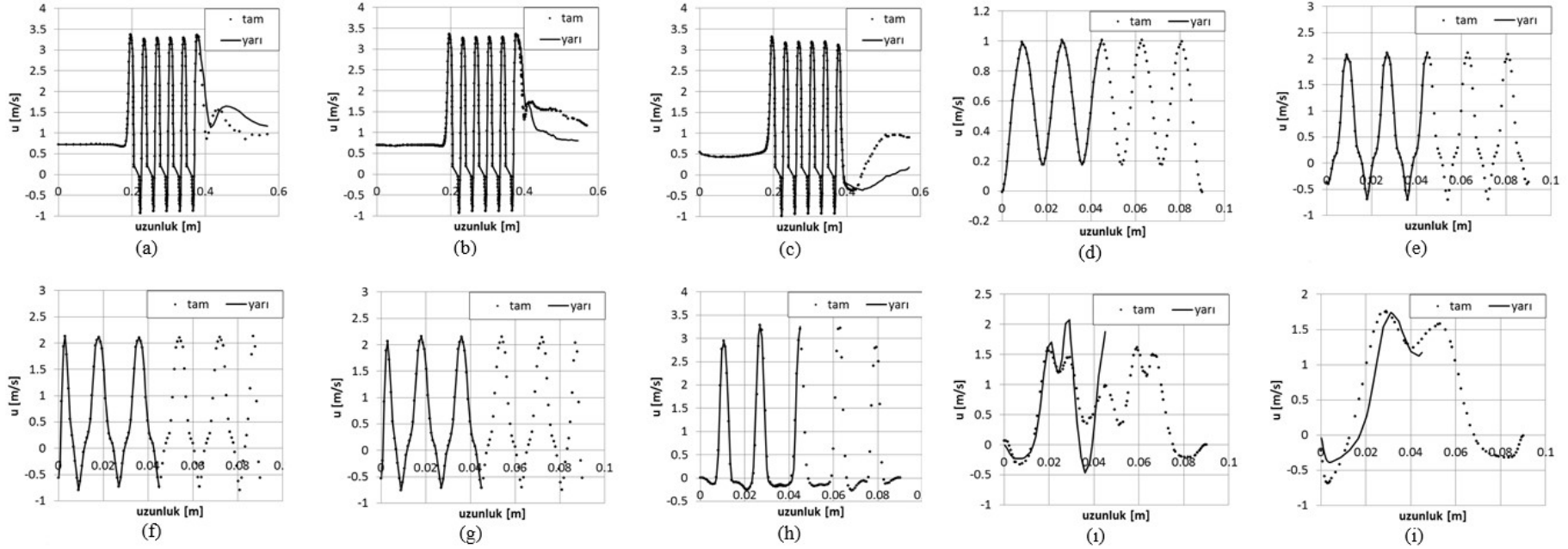
Şekil 3.11: İki Boyutlu Boru Demetlerinin Modelleme Şekilleri (a) Üçgen (b) Sıralı.

Yapılan sayısal çözüm sonucunda, akışın periyoduna oturduğu görüldükten sonra, 10 adet kesit belirlenmiş ve bu kesitlerdeki ortalama x hızının grafikleri alınmıştır. Bu kesitler Şekil 3.12’de görüldüğü gibidir.

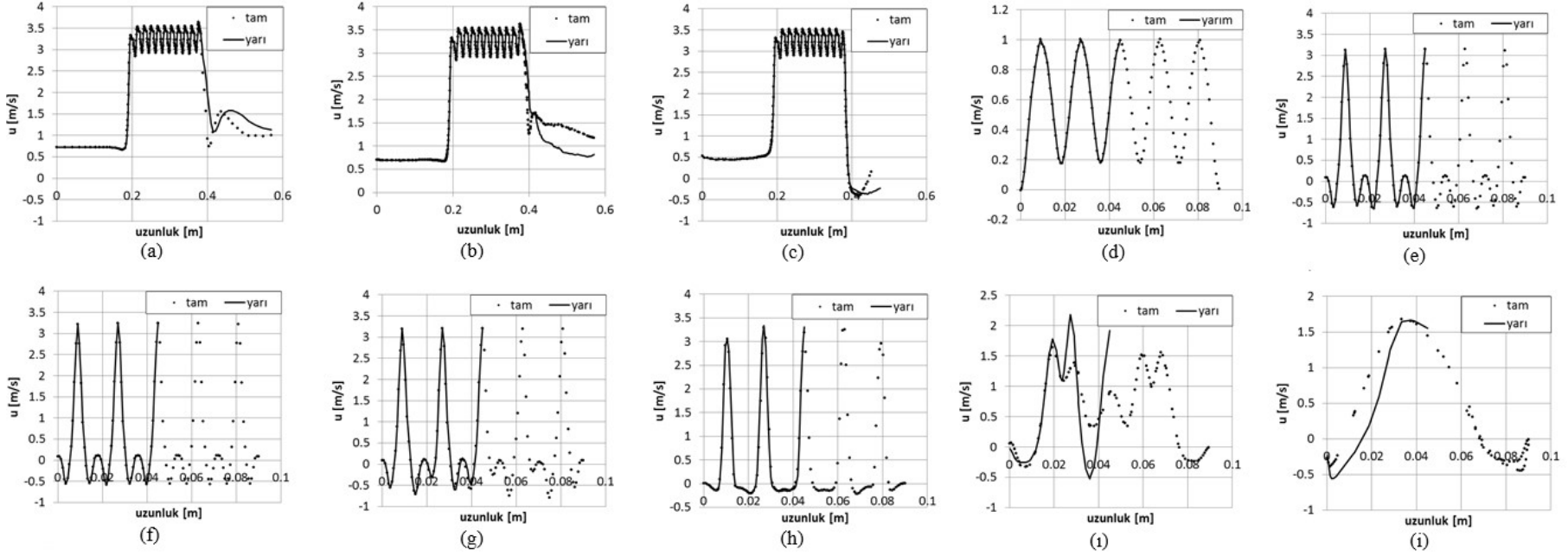


Şekil 3.12: Üçüncü ön doğrulama çalışmasında ortalama x hızının karşılaştırıldığı kesitler (a) üçgen diziliş (b) sıralı diziliş.

Silindirlerin üzerindeki kaldırma ve direnç kuvvetlerine bakılmış ve zaman ortalaması alınarak bu çalışma sonucunda model üzerinde alınan kesitlerdeki x hızları karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.13: Üçgen dizilişte yarı ve tam model için kesitlere ait ortalama x hızının dağılımları (a) Kesit-1, (b) Kesit-2, (c) Kesit-3, (d) Kesit-4, (e) Kesit-5, (f) Kesit-6, (g) Kesit-7, (h) Kesit-8, (i) Kesit-9, (i) Kesit-10.



Şekil 3.14: Sıralı dizilişte yarı ve tam model için kesitlere ait ortalama x hızının dağılımları (a) Kesit-1, (b) Kesit-2, (c) Kesit-3, (d) Kesit-4, (e) Kesit-5, (f) Kesit-6, (g) Kesit-7, (h) Kesit-8, (i) Kesit-9, (i) Kesit-10.

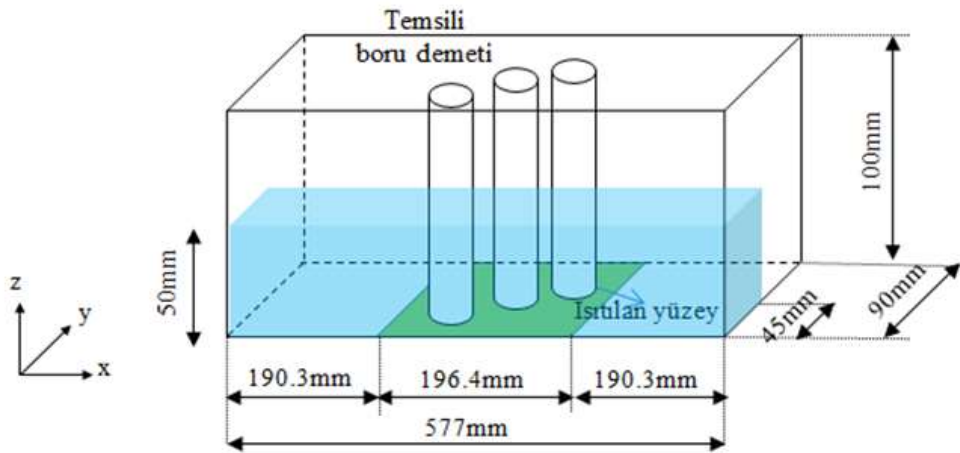
Belirlenen kesitlerde tam ve yarı model için hızlar arasındaki çok küçük farklar dışında hemen hemen aynı olduğu Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’de görülmektedir. Bu da yarı modeli kullanmanın, çalışma için bir engel teşkil etmediğinin ispatıdır. Hem 2 boyutlu hem de yarı modelleme yaparak daha az sayısal ağ kullanılması sağlanmış ve zamandan tasarruf edilmiştir.

3.3. ORAN KATSAYILARININ BULUNMASI VE SAYISAL ÇÖZÜM KARAKTERİSTİKLERİ

Üç adet ön doğrulama çalışması yapıldıktan sonra iki farklı çalışma yapılmış ve bu çalışmalardan elde edilen Nusselt ve basınç düşüm değerlerinin birbirlerine oranlanmalarından elde edilen katsayılar bu tez çalışmasının ilk adımını oluşturmuştur.

3.3.1. Üç Boyutlu Çok Silindirli Çeyrek Modelleme

İlk ön doğrulama çalışmasında üç boyutlu tam modeldeki z yüksekliğinin yarısı modellendiğinde, akış karakteristiğinin değişmediği görülmüştür. Üçüncü ön doğrulama çalışmasında kullanılan iki boyutlu modelde de levhanın yarısı modellendiğinde yine aynı şekilde ısı transferindeki değişimin çok az olduğu görülmüştür. Tam da bu sebeplerden dolayı, bu çalışmada üç boyutlu sistem çeyrek modellenmiştir. Bu sayede daha az sayısal ağ kullanıp, çözüm süresinin kısaltılması hedeflenmiştir.



Şekil 3.15: Her iki diziliş için üç boyutlu çalışma alanının şematik gösterimi.

Üçgen ve sıralı dizilişler için en yüksek Reynolds sayısında ve SST k- ω türbülans modelinde sayısal çözümler yapılmış ve çalışma sonunda Nusselt ve basınç düşüm değerleri bulunup deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Tablo 3.5’de ve Tablo 3.6’da görüldüğü gibi, her iki

geometrideki iki diziliş için de aradaki farkın çok az olduğu görülmüştür. Bu da çeyrek modelin kullanılabileceğini yani bu çalışmadaki amaçlanan hedefe ulaşıldığını gösterir.

Tablo 3.5: Üç boyutlu çoklu silindirik çalışma alanında $S_T=18$ mm, $S_L=18$ geometrik düzeninde her iki diziliş için sayısal çözümlerde üretilen sonuçlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması (Aslan, 2016).

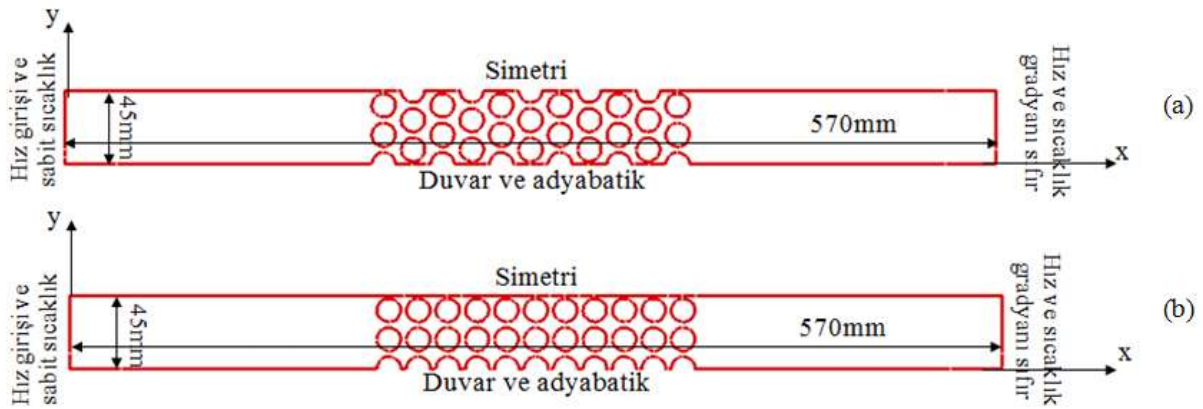
Diziliş		Deney	Sayısal çözüm	%Fark
Üçgen	Nu	55.60	52.92	4.80
	ΔP [Pa]	107.41	103.26	3.86
Sıralı	Nu	49.2	46.86	4.75
	ΔP [Pa]	78.11	75.09	3.86

Tablo 3.6: Üç boyutlu çoklu silindirik çalışma alanında $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ geometrik düzeninde her iki diziliş için sayısal çözümlerde üretilen sonuçlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması.

Diziliş		Deney	Sayısal çözüm	%Fark
Üçgen	Nu	50.34	53.34	5.62
	ΔP [Pa]	127.48	149.86	14.93
Sıralı	Nu	44.37	49.16	9.74
	ΔP [Pa]	98.06	75.76	22.74

3.3.2. İki Boyutlu Çoklu Silindirik Yarı Modelleme

İkinci çalışma olarak yine her iki diziliş için bu sefer de iki boyutlu ve yarı model kullanılmıştır. İki boyutlu çalışmada yarı model kullanılabileceği üçüncü ön doğrulama çalışmasında gösterilmiştir. En yüksek Reynolds değerinde ve SST k- ω türbülans modelinde sayısal çalışmalar yapılmış olup iki boyutlu bu çalışma için Nusselt ve basınç düşüm değerleri bulunmuştur.



Şekil 3.16: İki boyutlu çoklu silindirik çalışma alanında ana çalışmaya ait şematik resim a) üçgen diziliş (b) sıralı diziliş.

En yüksek Reynolds sayılarında ve SST k- ω türbülans modeli kullanarak oluşturulan üç boyutlu ve iki boyutlu modellerden elde edilen Nusselt sayısı ve basınç düşümü değerleri kullanılarak oran katsayıları bulunmuştur. Oran katsayıları;

$$Nu_{sıralı} = \frac{Nu_{sıralı-2B}}{Nu_{sıralı-3B}} \quad (3.6)$$

$$Nu_{üçgen} = \frac{Nu_{üçgen-2B}}{Nu_{üçgen-3B}} \quad (3.7)$$

$$\Delta P_{sıralı} = \frac{\Delta P_{sıralı-2B}}{\Delta P_{sıralı-3B}} \quad (3.8)$$

$$\Delta P_{üçgen} = \frac{\Delta P_{üçgen-2B}}{\Delta P_{üçgen-3B}} \quad (3.9)$$

Her iki geometrik düzen ve diziliş için bulunan üç boyutlu ve iki boyutlu analiz karakteristikleri ve oran katsayıları Tablo3.7’de ve Tablo3.8 ‘de gösterilmiştir.

Tablo 3.7: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm Her iki dizilişte Nusselt sayısı ve basınç düşümü oran katsayıları (Aslan, 2016).

		3B	2B	Oran
Üçgen diziliş	Nu	52.92	61.78	1.16
	ΔP	103.26	94.05	0.91
Sıralı diziliş	Nu	46.86	55.29	1.18
	ΔP	75.09	45.24	0.60

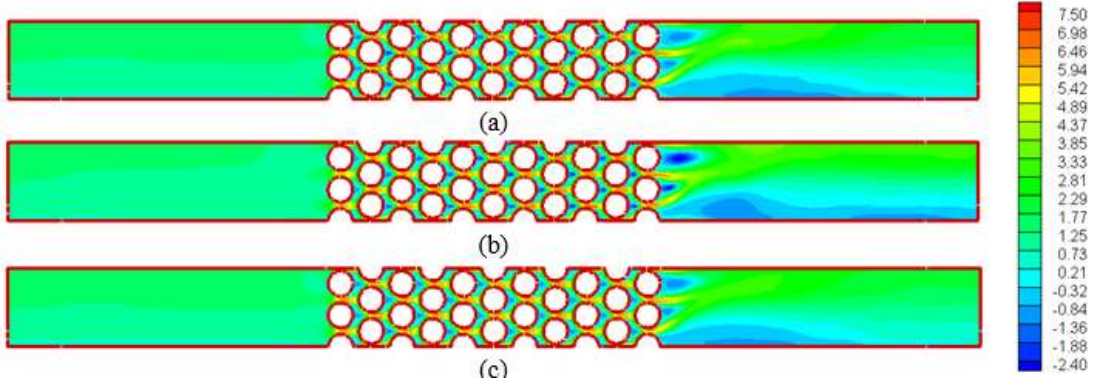
Tablo 3.8: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm Her iki dizilişte Nusselt sayısı ve basınç düşümü oran katsayıları.

		3B	2B	Oran
Üçgen diziliş	Nu	53.34	64.54	1.21
	ΔP	149.86	122.88	0.82
Sıralı diziliş	Nu	49.16	58.50	1.19
	ΔP	75.76	59.85	0.79

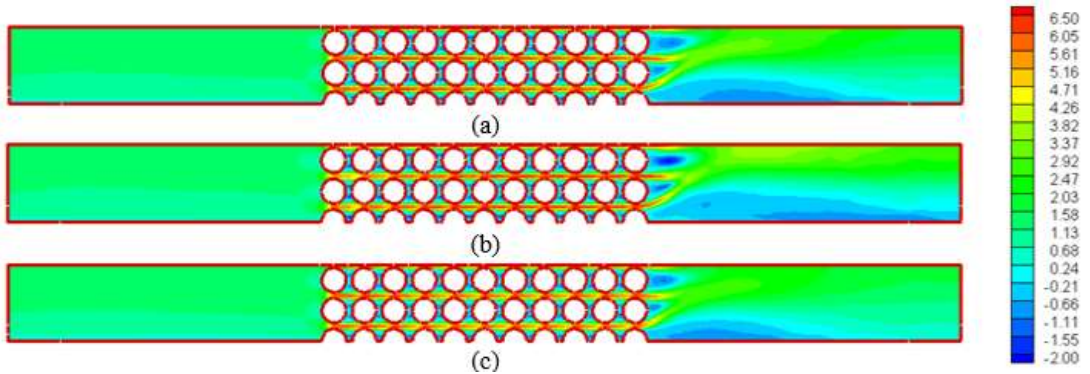
Bulunan oran katsayıları, diğer Reynolds değerleri ve diğer türbülans modellerindeki tüm Reynolds değerleri için, elde edilen iki boyutlu Nusselt ve basınç düşüm değerlerinin, üç boyutlu değerlerini bulmak için kullanılmıştır.

Üç türbülans modelinin en yüksek Reynolds değerlerindeki hız ve sıcaklık dağılımları $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm ve $S_T=18$ mm $S_L=21.6$ mm geometrik düzenleri için ayrı ayrı gösterilmiştir.

Şekil 3.17’de ve Şekil 3.18’de en yüksek Reynolds sayısında çözülen üç türbülans modelinin, $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde, üçgen ve sıralı dizilişler için ortalama hız dağılımları bulunmaktadır. Kanala hız tam gelişmiş şekilde girmektedir, bu nedenle de kanal girişinden boru demetine kadarki kısımda hızlarda gözle görülebilecek bir değişiklik oluşmamıştır. Üçgen dizilişte akışın izleyebileceği iki yol varken, sıralı dizilişte tek bir yol vardır. Bu sebepten dolayı akış üçgen dizilişte daha serbest hareket eder. Sıralı dizilişte akış hızının en yüksek olduğu bölge boru satırlarının arasındadır. Her iki dizilişteki boru demetlerinde de boruların arkasında eksi hızlar oluşmaktadır. Bunun sebebi döngülerdir ve bu döngüler boru demetlerinden çıkışta akış daha serbest olduğu için eksi hız bölgeleri boru demetlerinin içlerine göre daha büyük olur. Üç şekil içerisinde boru demetlerinin sonrasında, döngü bölgelerinin, diğer bir deyişle eksi hız bölgelerinin en büyük çıktığı türbülans modeli S k- ω modelidir.



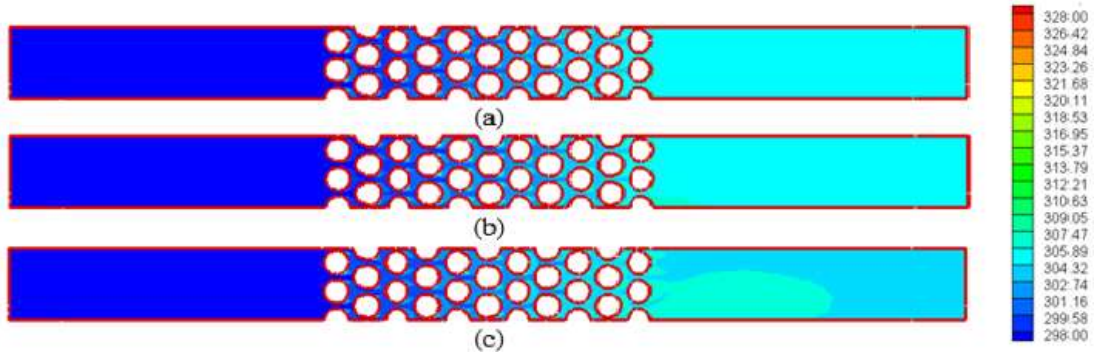
Şekil 3.17: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama hız dağılımları, $Re=5550$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.



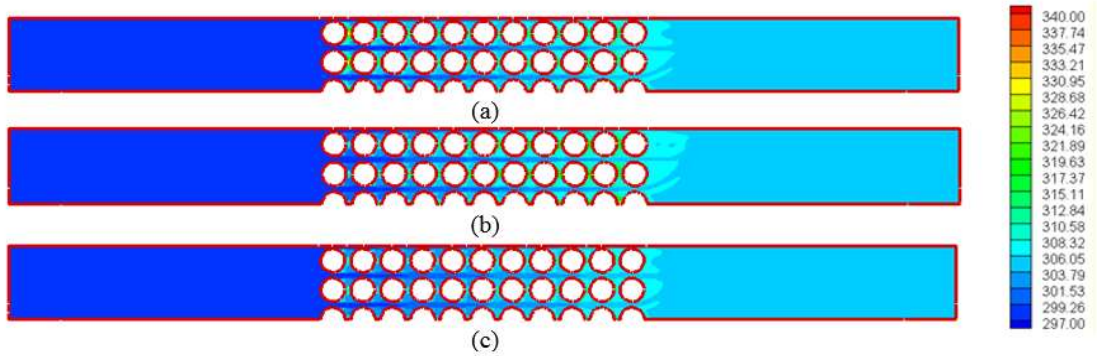
Şekil 3.18: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama hız dağılımları, $Re=5139$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.

Şekil 3.19’da ve Şekil 3.20’de en yüksek Reynolds sayısında çözülen üç türbülans modelinin, $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde, üçgen ve sıralı dizilişler için ortalama sıcaklık dağılımları bulunmaktadır. Kanala soğuk giren akışkanın, her bir boruya uygulanan ısı akısı

neticesinde sıcaklığı artmaktadır. Boru demetleri sayesinde akış dalgalanma göstermiş böylece duvar kenarlarında sıcaklık gradyanı artmıştır. Bu etki de Nusselt sayısının artmasına neden olmuştur.

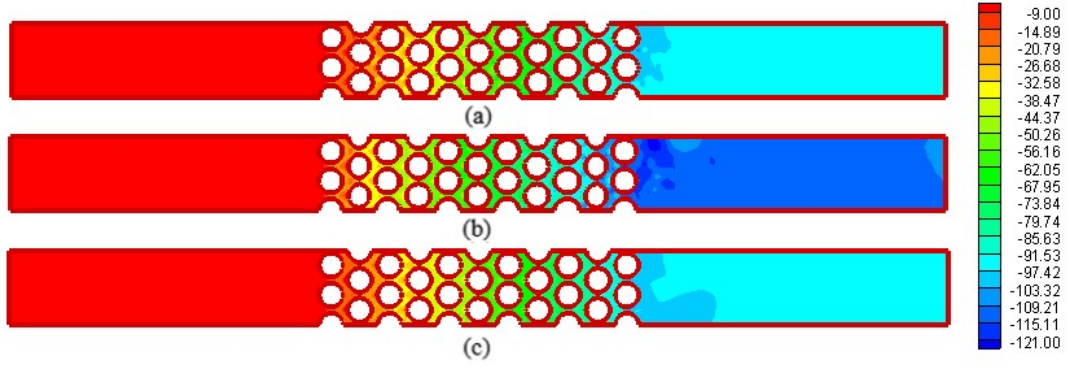


Şekil 3.19: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama sıcaklık dağılımları, $Re=5550$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.

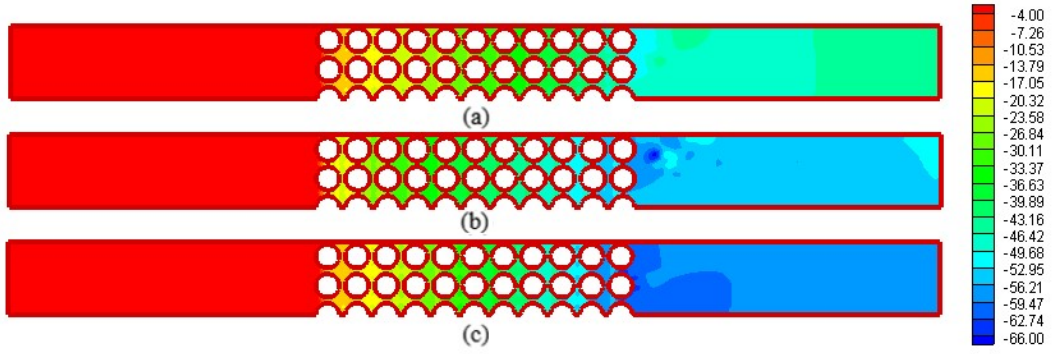


Şekil 3.20: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama sıcaklık dağılımları, $Re=5139$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.

Şekil 3.21’de ve Şekil 3.22’de en yüksek Reynolds sayısında çözülen üç türbülans modelinin, $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde, üçgen ve sıralı dizilişler için ortalama basınç dağılımları bulunmaktadır. Üçgen dizilişteki basınç düşüm değerleri sıralı dizilişe göre daha yüksek değerlere sahip olup, üçgen dizilişteki en yüksek basınç düşümü değerinin S k- ω türbülans modelinde gerçekleştiği görülmektedir.

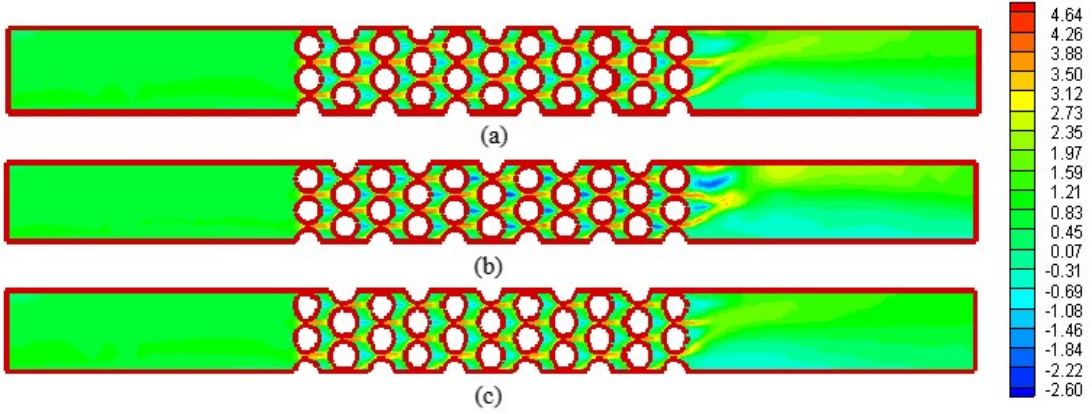


Şekil 3.21: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama basınç dağılımları, $Re=5550$ (a) SST $k-\omega$, (b) S $k-\omega$, (c) Geçiş-SST.

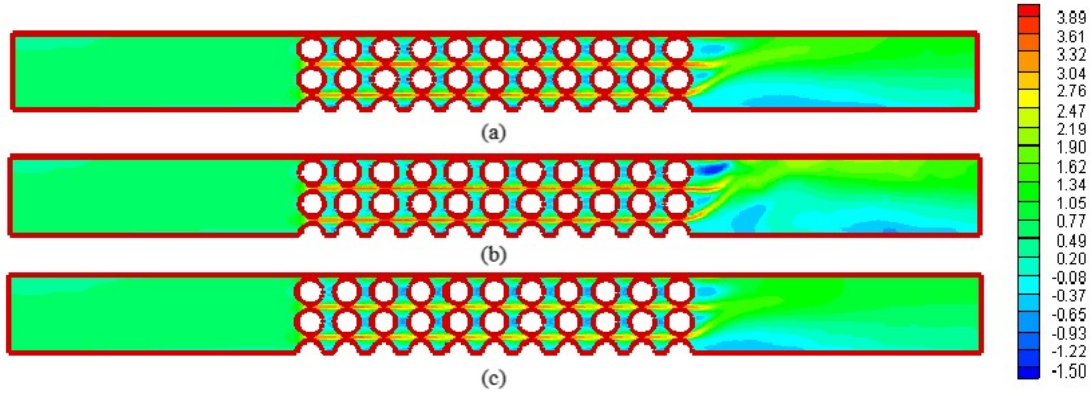


Şekil 3.22: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama basınç dağılımları, $Re=5139$ (a) SST $k-\omega$, (b) S $k-\omega$, (c) Geçiş-SST.

Şekil 3.23’de ve Şekil 3.24’de en yüksek Reynolds sayısında çözülen üç türbülans modelinin, $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde, üçgen ve sıralı dizilişler için ortalama hız dağılımları bulunmaktadır. $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik diziliminde olduğu gibi kanala hız tam gelişmiş şekilde girmektedir, bu nedenle de kanal girişinden boru demetine kadarki kısımda hızlarda gözle görülebilecek bir değişiklik oluşmamıştır. S $k-\omega$ modelinde hem üçgen hem de sıralı diziliş için, boru demeti çıkışında türbülans şiddeti diğer iki modele göre daha yüksektir. Şekil 3.21’de görüldüğü gibi boru demetlerinin sonrasında, döngü bölgelerinin en fazla olduğu türbülans modeli S $k-\omega$ modelidir.

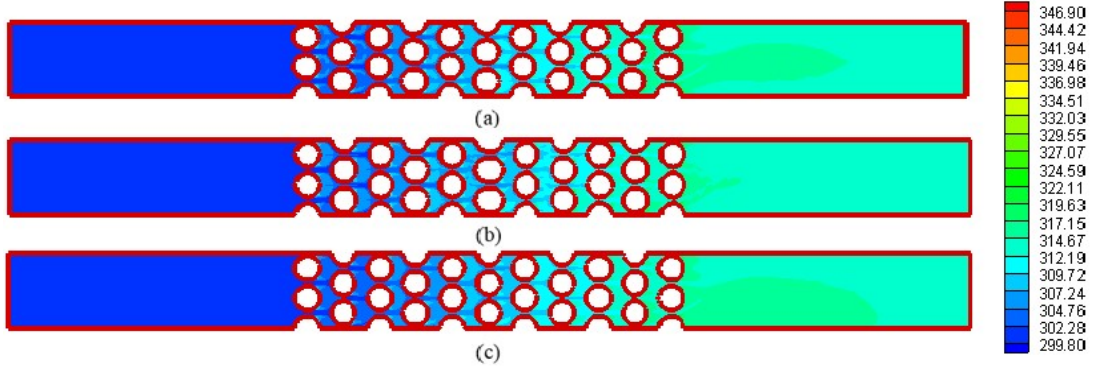


Şekil 3.23: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama hız dağılımları, $Re=6352$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.

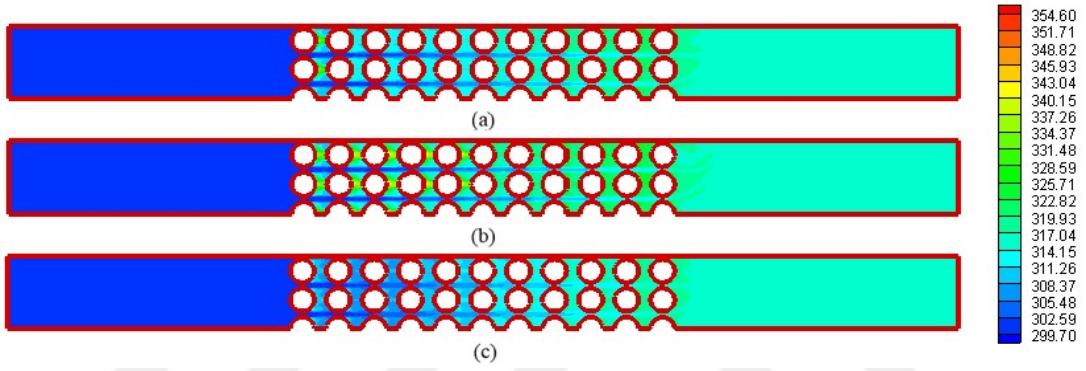


Şekil 3.24: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama hız dağılımları, $Re=5541$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.

Şekil 3.25’de ve Şekil 3.26’da en yüksek Reynolds sayısında çözülen üç türbülans modelinin, $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde, üçgen ve sıralı dizilişler için ortalama sıcaklık dağılımları bulunmaktadır. $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde olduğu gibi kanala soğuk giren akışkanın, her bir boruya uygulanan ısı akısı neticesinde sıcaklığı artmaktadır. Boru demetleri sayesinde akış dalgalanma göstermiş ve bu sayede de duvar kenarlarında sıcaklık gradyanı artmış, bu sebeple de Nusselt sayısı da artış göstermiştir.

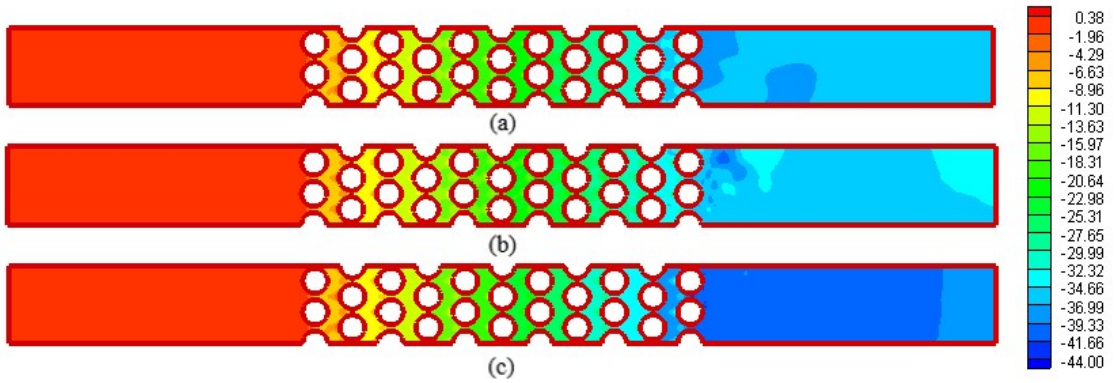


Şekil 3.25: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama sıcaklık dağılımları, $Re=6352$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.

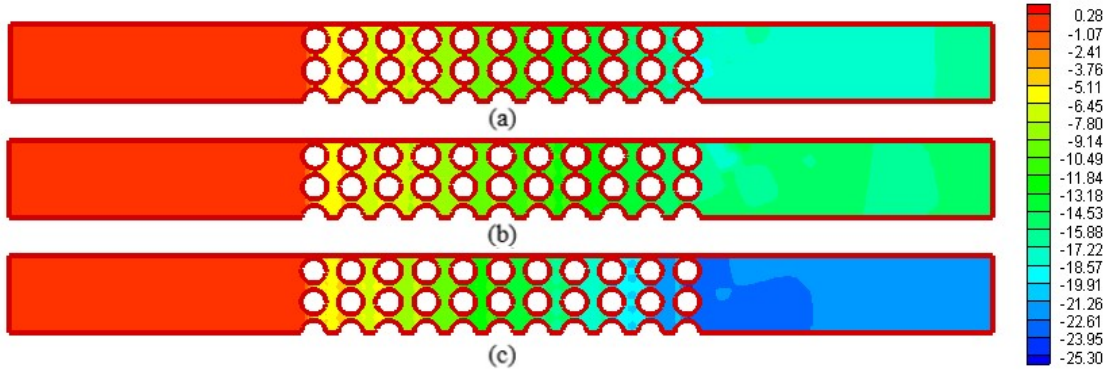


Şekil 3.26: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama sıcaklık dağılımları, $Re=5541$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.

Şekil 3.27’de ve Şekil 3.28’de en yüksek Reynolds sayısında çözülen üç türbülans modelinin, $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde, üçgen ve sıralı dizilişler için ortalama basınç dağılımları bulunmaktadır. Üçgen dizilişlerdeki basınç düşüm değerleri daha yüksektir. Ayrıca her iki dizilişte de en yüksek basınç düşüm değerleri Geçiş-SST modelinde oluşmuştur.



Şekil 3.27: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için üçgen dizilişte ortalama basınç dağılımları, $Re=6352$ (a) SST k- ω , (b) S k- ω , (c) Geçiş-SST.



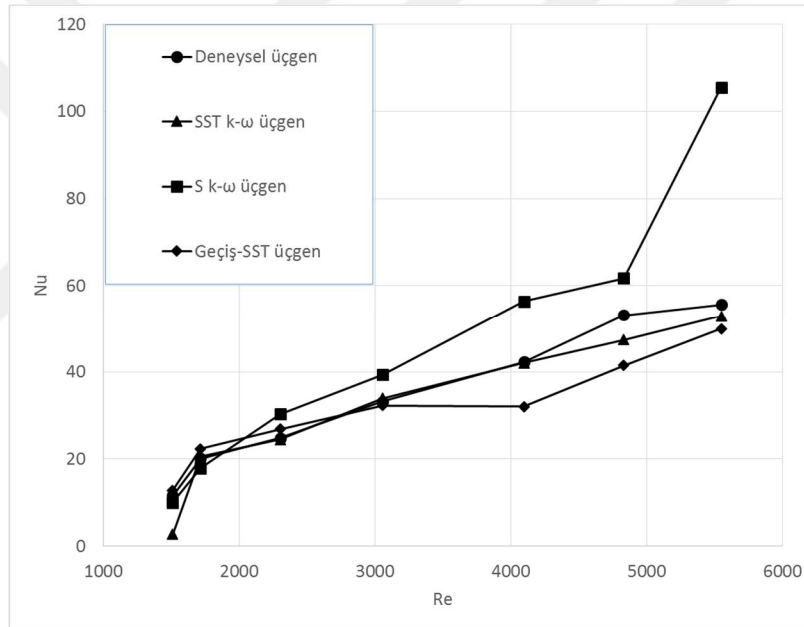
Şekil 3.28: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeni için sıralı dizilişte ortalama basınç dağılımları, $Re=5541$ (a) SST $k-\omega$, (b) S $k-\omega$, (c) Geçiş-SST.



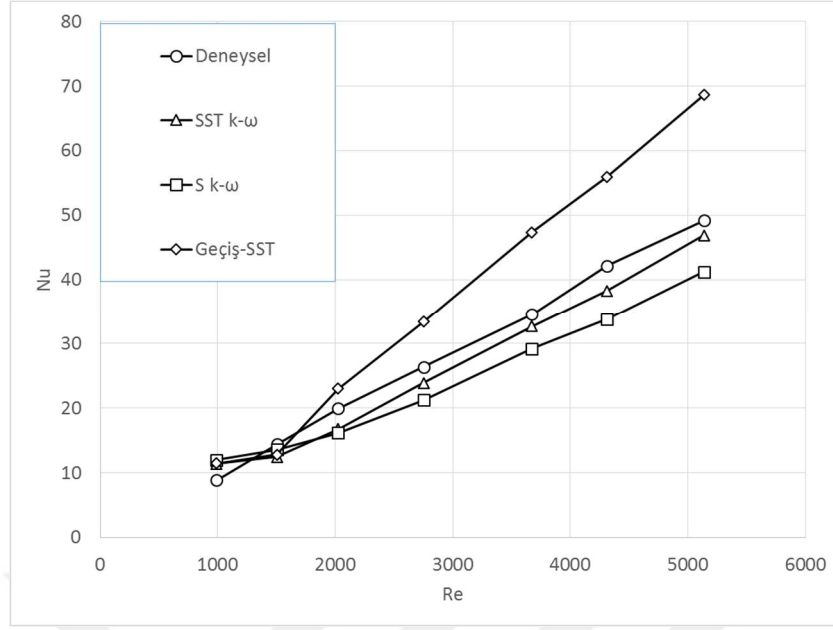
4. BULGULAR

Üç türbülans modeli için her iki dizilişte, tüm Reynolds sayıları için analizler yapılmıştır. $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm ve $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzenlerinde üçgen ve sıralı dizilişler için Reynolds-Nusselt ile Reynolds-basınç düşümü grafikleri sunulmaktadır, deneysel çalışma ile gösterdikleri uygunluklar incelenmiştir.

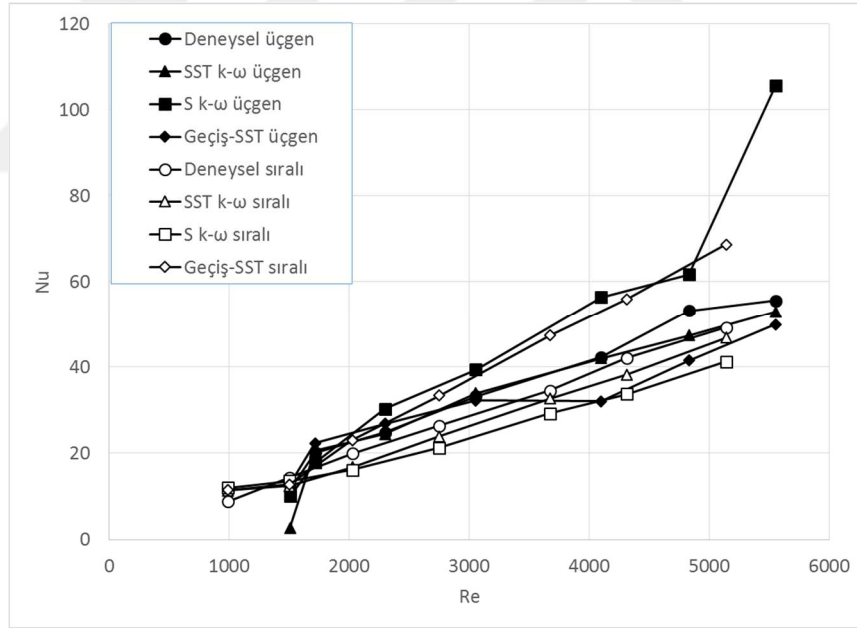
Şekil 4.1 ve Şekil 4.2' de görüldüğü gibi her iki dizilişte de Reynolds değerleri arttıkça Nusselt değerleri de artmaktadır. Deneysel çalışmaya en yakın değerlerin SST k- ω türbülans modelinde elde edilmiş olduğu görülmektedir. Her iki dizilişin deneysel çalışmaları ile türbülans modellerinin sonuç karşılaştırmaları da Şekil 4.3'de topluca verilmiştir.



Şekil 4.1: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde üçgen diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re-Nu karşılaştırmaları.

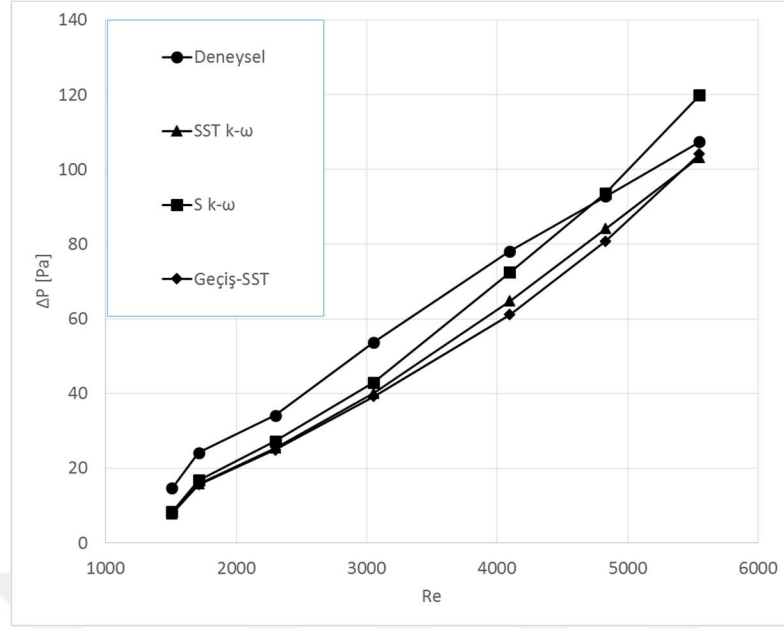


Şekil 4.2: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde sıralı diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re-Nu karşılaştırmaları.

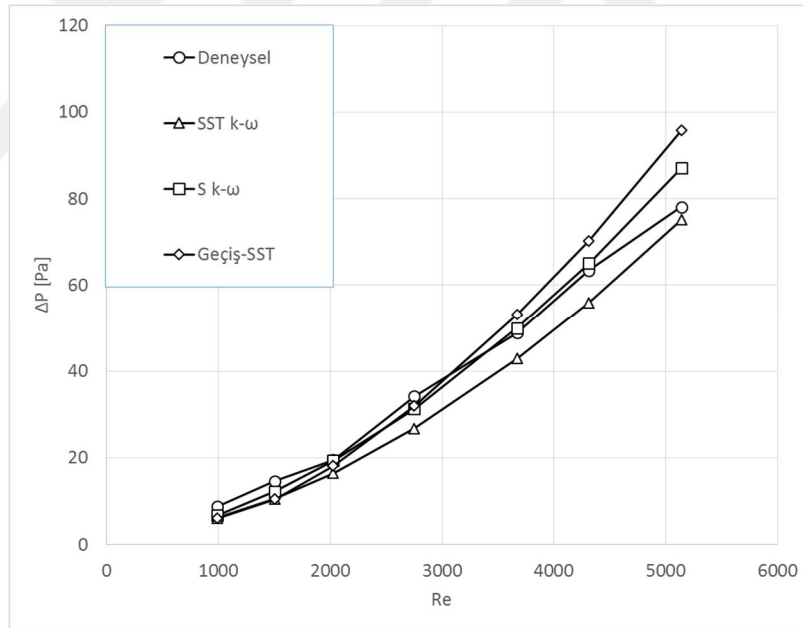


Şekil 4.3: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde her iki diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re-Nu karşılaştırmaları.

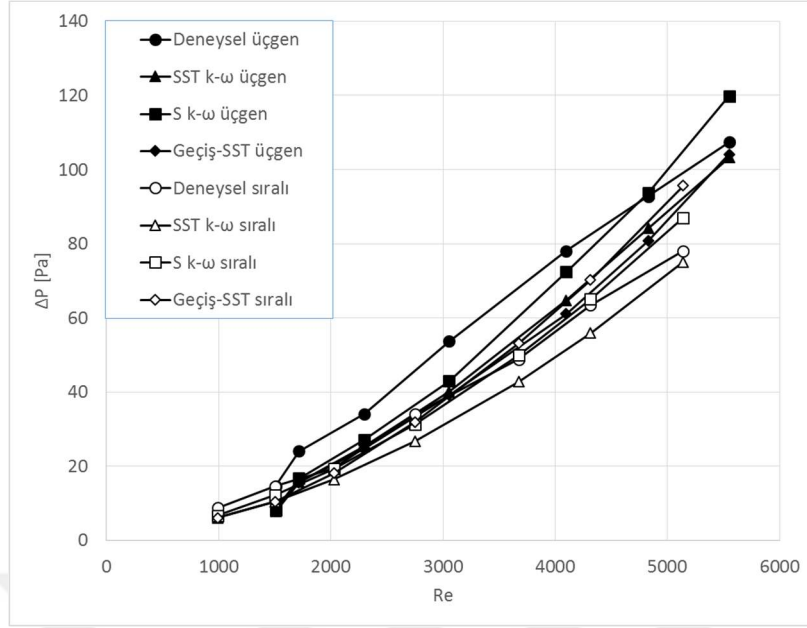
Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'de artan Reynolds değerlerine bağlı olarak basınç düşüm değerlerinin de arttığı görülmektedir. Her iki dizilişte de S k- ω modeli deneysel verilerle daha iyi uygunluk göstermektedir. Şekil 4.6'da her iki diziliş için elde edilen basınç düşüm değerleri topluca verilmektedir.



Şekil 4.4: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde üçgen diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re- ΔP karşılaştırmaları.

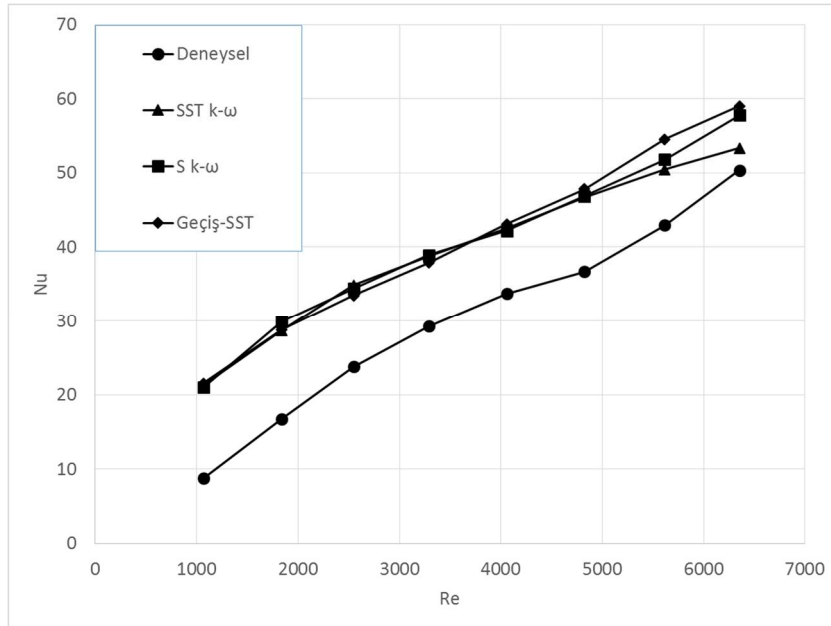


Şekil 4.5: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde sıralı diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re- ΔP karşılaştırmaları.

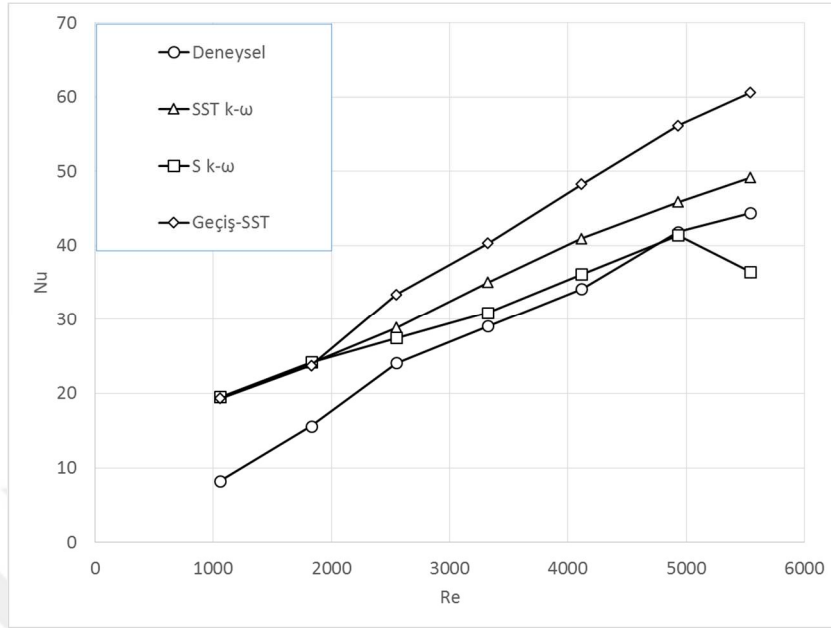


Şekil 4.6: $S_T=18$ mm, $S_L=18$ mm geometrik düzeninde her iki diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-\Delta P$ karşılaştırmaları.

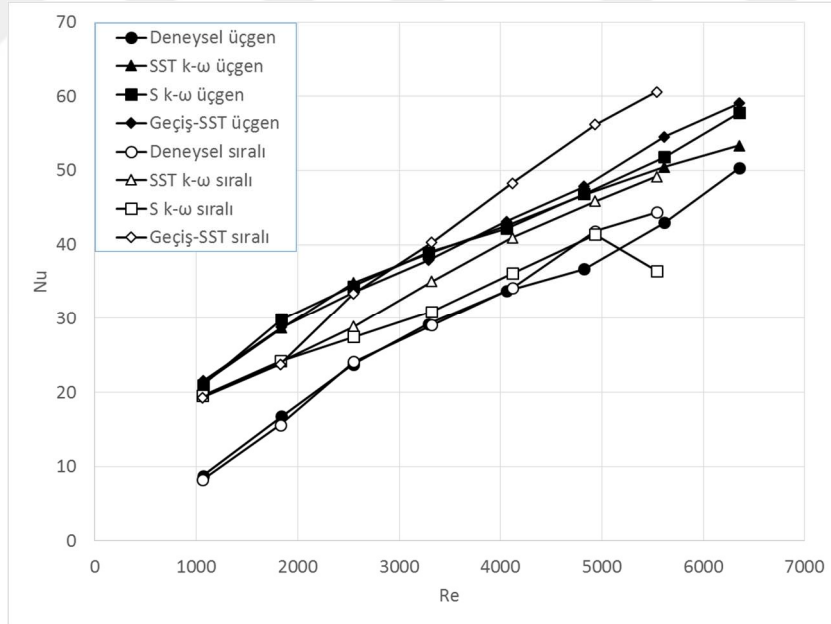
Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de görüldüğü gibi üçgen ve sıralı dizilişlerde Reynolds değerleri arttıkça Nusselt değerleri de artmaktadır. Üçgen dizilişte üç türbülans modeli de deneysel verilerden uzak çıkmış, sıralı dizilişte ise S k- ω modeli deneysel sonuçlar ile uygunluk göstermektedir. Şekil 4.9'da üçgen ve sıralı dizilişlerin deneysel ve analitik sonuçları topluca görülebilmektedir.



Şekil 4.7: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde üçgen diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-Nu$ karşılaştırmaları.



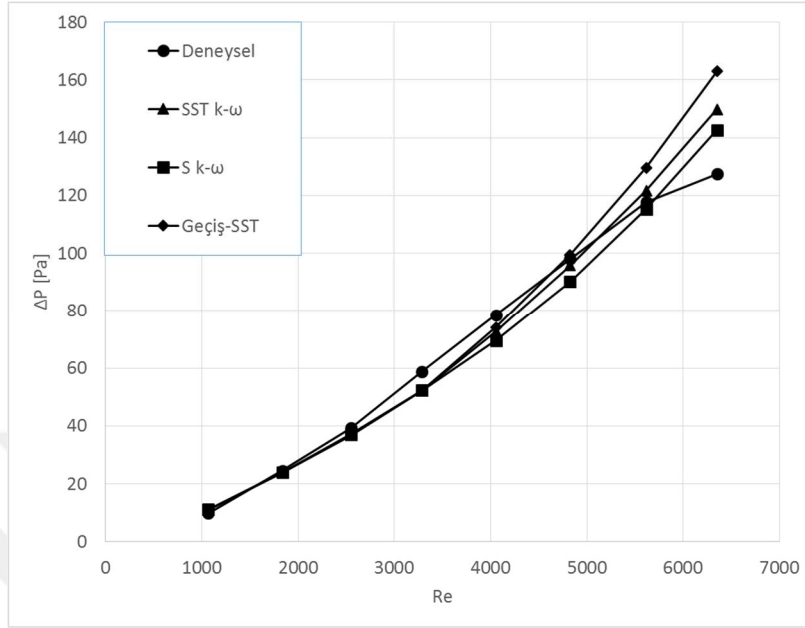
Şekil 4.8: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde sıralı diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re-Nu karşılaştırmaları.



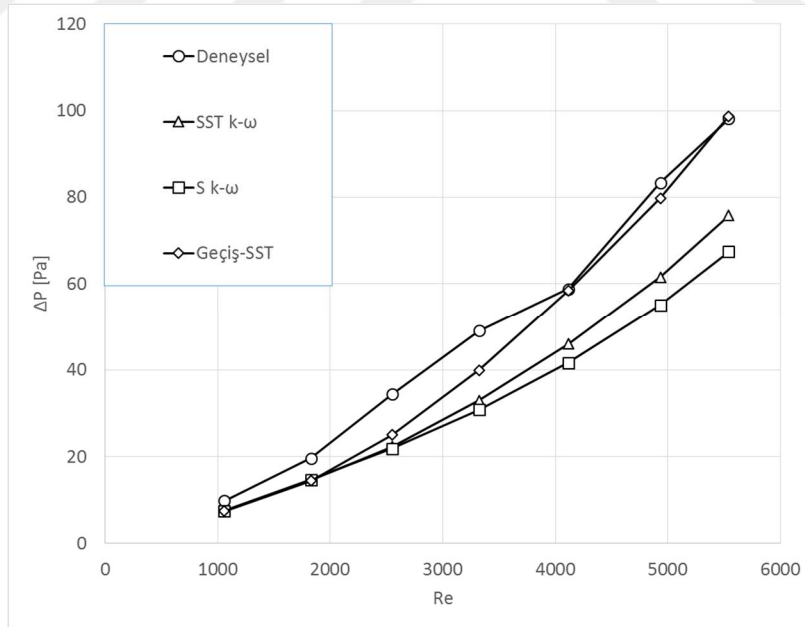
Şekil 4.9: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde her iki diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re-Nu karşılaştırmaları.

Şekil 4.10 ve Şekil 4.11'de Reynolds değerleri arttıkça basınç düşüm değerleri de artmaktadır. Üçgen dizilişte SST k- ω ve S k- ω modelleri uygunluk gösterirken, sıralı dizilişte ise Transition

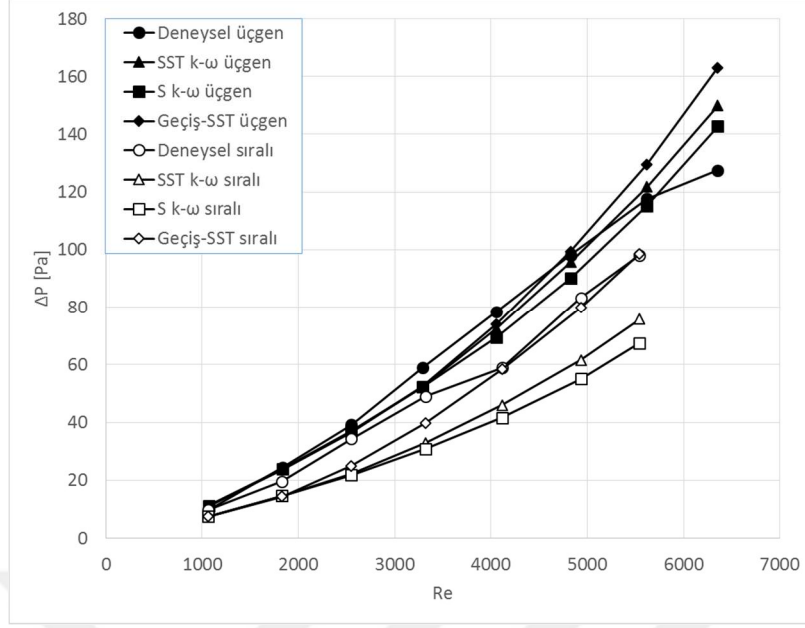
SST modeli ile deneysel verilere en yakın sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.11’de de her iki diziliş için deneysel ve analitik sonuçlar tek bir grafikte görülmektedir.



Şekil 4.10: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde üçgen diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re- ΔP karşılaştırmaları.

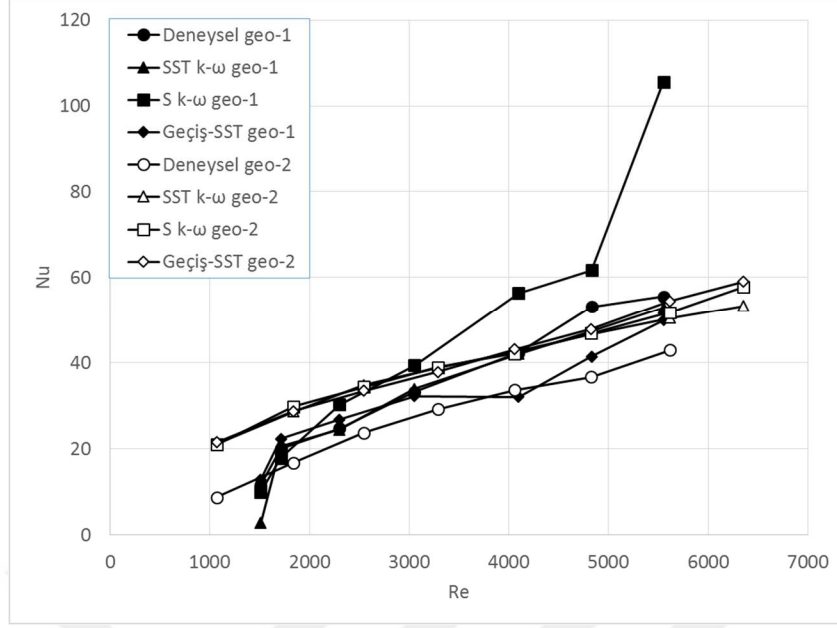


Şekil 4.11: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde sıralı diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re- ΔP karşılaştırmaları.



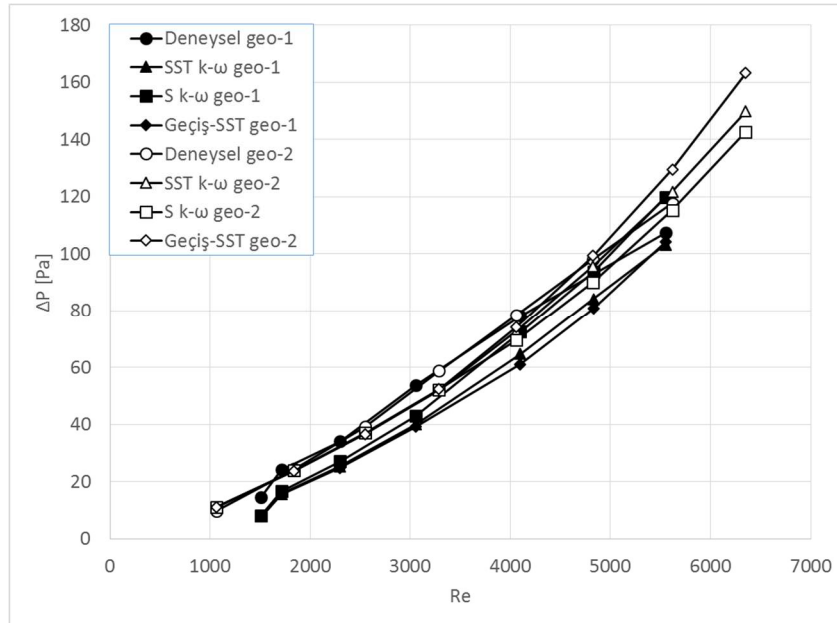
Şekil 4.12: $S_T=18$ mm, $S_L=21.6$ mm geometrik düzeninde her iki diziliş için türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın $Re-\Delta P$ karşılaştırmaları.

Şekil 4.13’de üçgen diziliş için her iki geometrinin ($S_T=18$, $S_L=18$; $S_T=18$, $S_L=21.6$) aldığı değerler görülebilmektedir. Buna göre Reynolds değerleri arttıkça Nusselt değerleri de artmakta ve $S_T=18$, $S_L=18$ geometrik düzeninde deneysel değerlere en uygun sonuçların SST k- ω türbülans modelinde yakalandığı; $S_T=18$, $S_L=21.6$ geometrik düzeninde ise analitik sonuçların deneysel veriler ile uyuşmadığı görülmektedir.



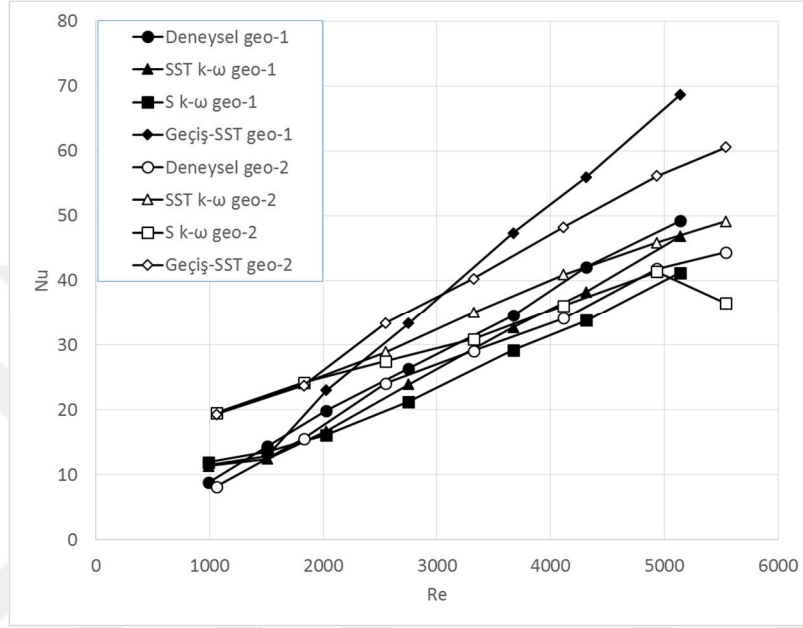
Şekil 4.13: Üçgen diziliş için her iki geometrik düzendeki türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re-Nu karşılaştırmaları.

Şekil 4.14'de üçgen diziliş için her iki geometrinin ($S_T=18, S_L=18$; $S_T=18, S_L=21.6$) Reynolds basınç düşüm değerlerinin karşılaştırmaları bulunmaktadır. Buna göre Reynolds değerleri arttıkça basınç düşüm değerleri de artmakta ve $S_T=18, S_L=18$ geometrik düzeninde deneysel değerlere en uygun sonuçların S k- ω modelinde olduğu, $S_T=18, S_L=21.6$ geometrik düzeninde ise her üç türbülans modelinin de deneysel değerlerle uygun olduğu görülmüştür.



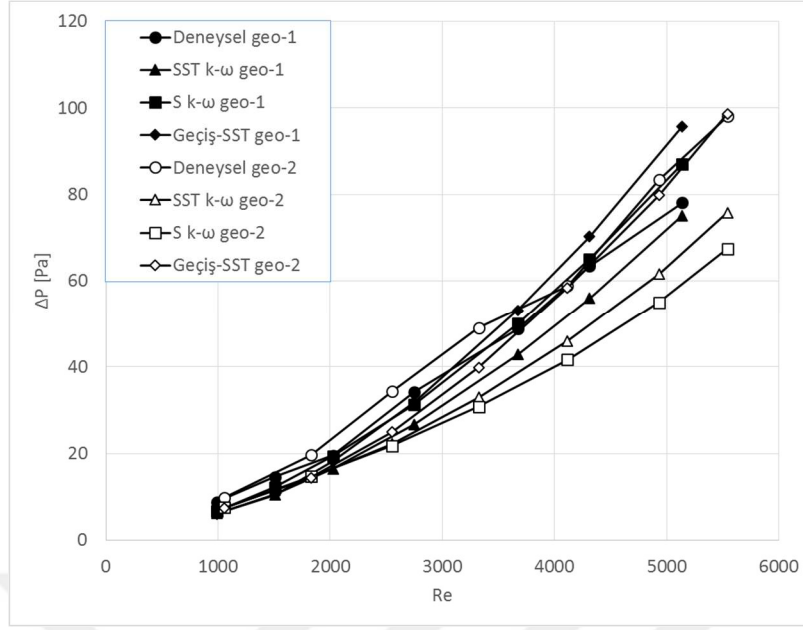
Şekil 4.14: Üçgen diziliş için her iki geometrik düzendeki türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re- ΔP karşılaştırmaları.

Şekil 4.15’de sıralı diziliş için her iki geometrinin ($S_T=18, S_L=18$; $S_T=18, S_L=21.6$) Reynolds Nusselt karşılaştırmaları bulunmaktadır. Buna göre Reynolds değerleri arttıkça Nusselt değerleri de artmakta ve $S_T=18, S_L=18$ geometrik düzeninde deneysel değerlere en uygun sonuçların SST k- ω türbülans modelinde yakalandığı; $S_T=18, S_L=21.6$ geometrik düzeninde ise deneysel verilere en uygun sonuçların S k- ω türbülans modelinde yakalandığı görülmektedir.



Şekil 4.15: Sıralı diziliş için her iki geometrik düzendeki türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re-Nu karşılaştırmaları.

Şekil 4.16’da sıralı diziliş için her iki geometrinin ($S_T=18, S_L=18$; $S_T=18, S_L=21.6$) Reynolds basınç düşüm değerlerinin karşılaştırmaları bulunmaktadır. Buna göre Reynolds değerleri arttıkça basınç düşüm değerleri de artmakta ve $S_T=18, S_L=18$ geometrik düzeninde deneysel değerlere en uygun sonuçların S k- ω modelinde olduğu, $S_T=18, S_L=21.6$ geometrik düzeninde ise Transition SST modelinin deneysel değerlerle uygun olduğu görülmüştür.



Şekil 4.16: Sıralı diziliş için her iki geometrik düzenindeki türbülans modelleri ile deneysel çalışmanın Re- ΔP karşılaştırmaları.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışma sonucunda boru demet taşıyıcı levhalarının üçgen ve sıralı dizilişleri için iki farklı geometrik dizilişte de sayısal çalışmalar yapılmış ve bir takım çıkarımlar yapılmıştır. Sonuçların doğru yorumlanmaları bu tür ısı değiştiricilerinin, endüstriyel uygulamalarındaki tasarım ve kullanım şekilleri üzerine büyük katkıları olacağı düşünülmektedir.

Bu çalışmada yapılanlar ve sonuçlar maddeler halinde yazılırsa;

- Üç boyutlu sayısal çözümlerde, çözüm sürelerinin uzun olması nedeni ile iki boyutlu çözümler yapılmış ve iki çözüm arasında hem Nusselt sayısı hem de basınç düşümü değeri için oran katsayıları çıkartılmıştır. Bu sayede de iki boyutlu çözümlerden üç boyutlu sonuçlar elde edilmiştir.
- Üç adet türbülans modeli sayısal çözümlerde kullanılarak karşılaştırma yapılmıştır. Geçiş SST modeli, sayısal çözümlere daha uzak sonuçlar üretirken, SST k- ω ve S k- ω modellerinin ise deneysel çalışmalar ile daha uyumlu oldukları görülmüştür.
- İki geometrik düzenin her iki boru dizilişinde de Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı ve basınç düşüm değeri artmaktadır.
- Her iki geometrideki üçgen dizilişte de elde edilen Nusselt sayıları sıralı dizilişe göre yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni üçgen dizilişte boru demetleri arasında akışın gideceği iki yol olması ve bu nedenle daha fazla borular etrafında döngüler elde ederek duvar kenarlarında daha fazla sıcaklık gradyanı sağlanmasıdır.
- Tıpkı Nusselt değerlerinde olduğu gibi, basınç düşüm değeri de üçgen dizilişte sıralı dizilişe göre yüksektir.
- Sıralı dizilişte boru demetleri arasında maksimum hızlar iki boru satırının arasında olduğu gözlemlenmiştir. Borular arkası ekşi hızlardan döngüler meydana gelmiştir.
- Her iki geometrik düzenin her iki dizilişinde de akışkan kanala soğuk girmekte ve üç boyutlu çözümler için taşıyıcı levhaya, iki boyutlu çözümler için ise boru demetlerine verilen sabit ısı akısı nedeniyle yavaşça sıcaklığı artmaktadır.
- $S_T=18\text{mm}$, $S_L=18\text{mm}$ geometrik düzenindeki Nusselt değerlerinin dolayısıyla ısı transferinin, üçgen ve sıralı dizilişlerin her ikisinde de $S_T=18\text{mm}$, $S_L=21.6\text{mm}$ geometrik düzeninden daha yüksek çıktığı görülmüştür.

- $S_T=18\text{mm}$, $S_L=18\text{mm}$ geometrik düzeninde, hem üçgen hem de sıralı dizilişte basınç düşüm değerlerinin $S_T=18\text{mm}$, $S_L=21.6\text{ mm}$ geometrik düzeninin her iki dizilişindeki değerlere göre daha yüksek çıktığı görülmüştür.



KAYNAKLAR

Ansys-Fluent., 2012, *Ansys Fluent 14.5 User's Guide*, Canonsburg, PA.

Aslan, E., 2016, Numerical investigation of the heat transfer and pressure drop on tube bundle support plates for inline and staggered arrangements, *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 16(1), 38-47.

Bardina, J.E., Huang, P.G., Coakley, T.J., 1997, NASA Technical Memorandum 110446, *Turbulence Modelling Validation, Testing and Development*, Ames Research Center, Moffett Field, California.

Benim A.C., Pasqualotto, E, Suh, S.H., 2008, Modeling turbulent flow past a circular cylinder by RANS, URANS, LES and DES, *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 8, 299-307.

Çakır, K., 1999, *Boru demeti taşıyıcı levhalarında üçgen ve sıralı dizilişler için ısı taşınım katsayılarının belirlenmesi*, Doktora, İTÜ-Fen Bilimleri Enstitüsü.

Çengel, Y.A., 2011, *Isı ve Kütle Transferi*, Üçüncü Basım, Güven Bilimsel, İzmir, ISBN: 9789756240410.

Çengel, Y.A. ve Cimbala, M.J., 2015, *Akışkanlar Mekaniği*, Üçüncü Basım, Palme Yayıncılık, Ankara, ISBN: 9786053552741

Genceli, O.F., 2017, *Isı Değiştiricileri*, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Grimison, E.D., 1937, Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for crossflow of gases over tube banks, *Transactions of the ASME*, 59, 583-594.

Hilpert, R., 1933, Wärmeabgabe von geheizten Drahten und Rohren im Luffstrom, *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A*, 4(5), 215-224.

Horvat, A., Leskovar, M., Mavko, B., 2006, Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shaped, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 1027-1038.

Incropera, F.P. ve Dewitt, D.P., 2007, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th Edition, Wiley, New York.

Kaçar, N.E. ve Erbay, B.L., 2013, Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış, *Mühendis ve Makine*, 54 (644), 14-43.

Kakac, S., Liu, H. Ve Pramaunjaroenkij, A., 2012, *Heat exchangers selection, rating and thermal design*, 3rd Edition, CRC Press, New York, ISBN: 9781439849903.

- Khan, W.A., Culham, J.R., Yovanovich, M.M., 2006, Convection heat transfer from tube banks in cross flow, Analytical approach, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 4831-4838.
- Lauder, B.E., Massey, T.H., 1978, The numerical prediction of viscous flow and heat transfer in tube banks, *Journal of Heat Transfer*, 100, 565-571.
- Li, X., Wu, X., He, S., 2014, Numerical investigation of turbulent cross flow and heat transfer in a wall bounded tube bundle, *International Journal of Thermal Sciences*, 75, 127-139.
- Mesleki ve Teknik Eğitim Programları ve Öğretim Materyalleri, 2013, Kimya Teknolojileri, *Isı Değiştiriciler*, Ankara.
- Mizushima, J., Suehiro, N., 2005, Instability and transition of flow past two tandem circular cylinders, *Physics of Fluids*, 17, 104107.
- Moukalled, F., Mangani, L., Darwish, M., 2016, *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics*, Springer International Publishing, Switzerland, ISBN: 978-3-319-16874-6.
- Shah, R.K. ve Sekulic, D.P., 2003, *Fundamentals of heat exchangers design*, John Wiley & Sons, Inc, New Jersey, ISBN: 9780470172605.
- Simonin, O., Barcouda, M., 1988, Measurements and prediction of turbulent flow entering a staggered tube bundle, *Proceedings of the 4th International Symposium on Applications of Laser Anemometry to Fluid Mechanics*, Lisbon.
- Takemoto, Y., Kawanishi, K., Mizushima, J., 2010, Heat transfer in the flow through a bundle of tubes and transitions of the flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 5411-5419.
- Thulukkanam, K., 2013, *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd Edition, CRC Press, New York, ISBN: 978-1-4398-4213-3.
- Versteeg, H.K. ve Malalasekera, W., 2007, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, 2nd Edition, Pearson Education Limited, London, ISBN: 978-0-13-127498-3.
- Wang, Z.J., Fidkowski, K., Abgrall, R., Bassi, F., Caraeni, D., Cary, A., Deconinck, H., Hartmann, R., Hillewaert, K., Huynh, H.T., Kroll, N., May, G., Persson, P., Leer, B. Ve Visbal, M., 2013, High-order CFD methods: current status and perspective, *International journal for numerical methods in fluids*, 72, 811-845.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı	Mardiros Engin
Doğum Yeri	Beyoğlu
Doğum Tarihi	15.02.1990
Uyruğu	<input checked="" type="checkbox"/> T.C. <input type="checkbox"/> Diğer:
Telefon	+90 544 200 80 85
E-Posta Adresi	mardirosengin@hotmail.com
Web Adresi	



Eğitim Bilgileri	
Lisans	
Üniversite	İstanbul Üniversitesi
Fakülte	Mühendislik Fakültesi
Bölümü	Makine Mühendisliği Bölümü
Mezuniyet Yılı	22.01.2015

Yüksek Lisans	
Üniversite	İstanbul Üniversitesi
Enstitü Adı	Fen Bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı	Makine Mühendisliği
Programı	Makine Mühendisliği

Makale ve Bildiriler	
Aslan, E., Taymaz, I., Islamoğlu, Y., Engin, M., Ozcelik, G., Colpan, I., Karabas, G., 2018, Computational Investigation of the Velocity and Temperature Fields in Corrugated Exchanger Channels using RANS based Turbulence Models with Experimental Validation, <i>Progress in Computational Fluid Dynamics</i> , 18(1), 33-45.	
Aslan, E., Engin, M., Ozcelik, G., Colpan, I., Karabas, G. Taymaz, I., Islamoglu, Y., 2015, CFD Simulation for Convection Heat Transfer in Corrugated Channel, <i>8th International conference on Computational Heat and Mass Transfer (ICCHMT 8)</i> , İstanbul, Turkey, 121, 1-8.	
Aslan, E., Taymaz, I., Islamoglu, Y., Engin, M., Ozcelik, G., Colpan, I., Karabas, G., 2017, Dalgalı Yüzeyle Isı Değiştiricisi Kanallarında Hız ve Sıcaklık Alanlarının “RANS” Tabanlı Türbülans Modelleri ile Sayısal İncelenmesi ve Deneysel Doğrulanması, <i>13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir</i> .	