

**T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GÖVDE - BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAD UYGULAMASI İLE
AKIŞ VE ISIL ANALİZ**

Tuğçe KARATAŞ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

HAZİRAN 2019

**T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GÖVDE - BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAD UYGULAMASI İLE
AKIŞ VE ISIL ANALİZ**

Tuğçe KARATAŞ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

HAZİRAN 2019

Tezin Başlığı: Gövde - Boru Tipi Isı Değiştiricilerinde HAD Uygulaması ile Akış ve Isıl Analiz

Tezi Hazırlayan: Tuğçe KARATAş

Sınav Tarihi: 10.06.2019

Yukarıda adı geçen tez jürimizce değerlendirilerek Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jüri yeleri

Tez Danışmanı : Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY

İnönü Üniversitesi

Prof. Dr. Rasim BEHÇET

İnönü Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Aydın ÇITLAK

Fırat Üniversitesi

İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

Prof. Dr. Halil İbrahim ADIGÜZEL

Enstitü Müdürü

ONUR SÖZÜ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Gövde - Boru Tipi Isı Değiştiricilerinde HAD Uygulaması ile Akış ve Isıl Analiz” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığını ve yararlandığım bütün kaynakların hem metin içinde hem de kaynakçada yönetmeliğe uygun biçimde oluşturulduğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Tuğçe KARATAş



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GÖVDE - BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE HAD UYGULAMASI İLE AKIŞ VE ISIL ANALİZ

Tuğçe KARATAŞ

İnönü Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

100+xv sayfa

2019

Danışman: Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY

Gövde – boru tipi ısı değiştirici tasarımları KERN, BELL-DELAWARE yöntemleriyle gerçekleştirilmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımlarının gelişmesi ile birlikte ısı değiştiricileri HAD yardımıyla da tasarlanabilmektedir. Bu tezde küçük boyutlardaki gövde – boru tipli bir ısı değiştirici tasarlanmıştır. Tek gövde – boru geçişi kullanılmıştır. Sızıntı etkileri ihmal edilmiştir. Bu tezde sadece gövde tarafı üzerine yoğunlaşmıştır. Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ve akış özellikleri incelenmiştir. Farklı akış hızları, türbülans modelleri, şaşırtma levha modelleri ve şaşırtma levha kesme oranları kullanılarak gövde tarafı basınç düşümleri ve ısı taşınım katsayıları için HAD analizleri yapılmış ve tek parçalı şaşırtma levhaları için elde edilen sayısal sonuçlar KERN analitik yönteminden elde edilen sonuçlarda karşılaştırılmıştır.

ANAHTAR KELİMELER: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), gövde-boru tipi ısı değiştiriciler

ABSTRACT

Master Thesis

CFD ANALYSIS OF SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER

Tuğçe KARATAŞ

İnönü University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

100+xv pages

2019

Supervisor: Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY

Shell - tube heat exchanger designs are performed by KERN, BELL-DELAWARE methods. With the development of computational fluid dynamics (CFD) software, heat exchangers can be also designed with the help of CFD. In this thesis, a small size shell - tube type heat exchanger was designed. Single shell - tube passage is used. Leakage effects have been neglected. This thesis focuses on the shell side only. Shell side heat transfer coefficient and flow properties were investigated. CFD analysis were performed to determine the pressure drop and heat transfer coefficient by using different flow velocity values, turbulence models, baffle types, baffle cuts and numerical results obtained for single baffle were compared with KERN analytical method results.

KEYWORDS: Computational Fluid Dynamics (CFD), shell-and-tube heat exchanger

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın her aşamasında yardım öneri ve desteğini esirgmeden beni yönlendiren danışman hocam Sayın Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY'a;

Tez için gerekli olan teknik resim, solidworks programlarının kullanılmasında yardımlarını esirgemeyen Makine Mühendisi olan hocam Hakkı DEMİR'e;

Tezin analiz kısmında HAD (CFD) programının kullanımında bana yardımlarını esirgemeyen İnönü Üniversitesi Makine Mühendisliği Araştırma Görevlisi hocalarımdan Ahmet ERDOĞAN ve Ekrem TAÇGÜN'e;

Tez yazım aşaması dahi tüm hayatım boyunca desteklerini esirgemeyen ve her türlü imkânı bana sağlayan annem Ayfer KARATAŞ'a, babam emekli Kurmay Yarbay Hasan Yalçın KARATAŞ'a ve abim Alper KARATAŞ'a

Teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Amaç.....	2
1.2. Kapsam.....	3
1.3. Literatür Taraması.....	4
2. KURAMSAL TEMELLER.....	8
2.1. Isı Değiştiriciler.....	8
2.2. Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması.....	8
2.2.1.1. Rejeneratif Isı Değiştiricileri.....	9
2.2.1.2. Reküperatif Isı Değiştiricileri.....	10
2.2.2. Isı Geçiş Şekline Göre Isı Değiştiriciler.....	10
2.2.2.1. Doğrudan (Direkt) Temaslı Isı Değiştiricileri.....	10
2.2.2.2. Dolaylı Temaslı Isı Değiştiricileri.....	11
2.2.3. Konstürksiyon Geometrisine Göre Isı Değiştiricileri.....	11
2.2.3.1. Borulu Isı Değiştiricileri.....	11
2.2.3.1.1. Çift Borulu Isı Değiştiricileri.....	12
2.2.3.1.2. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri.....	12
2.2.3.1.3. Spiral Borulu Isı Değiştiricileri.....	13
2.2.3.2. Levhalı Isı Değiştiricileri.....	14
2.2.3.3. Genişletilmiş (Kanatlı) Yüzeyle Isı Değiştiricileri.....	15
2.2.4. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Isı Değiştiricileri.....	15
2.2.5. Akış Düzenine Göre Isı Değiştiricileri.....	15
2.2.5.1. Paralel Akışlı Isı Değiştiricileri.....	15
2.2.5.2. Zıt (Karşıt) Akışlı Isı Değiştiricileri.....	16
2.2.5.3. Çapraz Akışlı Isı Değiştiricileri.....	16
2.3. Isı Değiştiricilerinde Kirlenme.....	17
2.3.1. Kirlenme Eğilimleri.....	17
2.3.2. Muayene, Temizleme, Tamir ve İlave.....	18

2.4.	Isı Değiştiricisi Seçimi.....	19
2.4.1.	Isı Değiştiricisinin Boyutu.....	19
2.4.2.	Bulunabilirlik.....	19
2.4.3.	Ekonomik Faktörler.....	20
2.4.4.	İlk Seçim.....	20
2.4.5.	Son Seçim.....	22
2.5.	Gövde Borulu Isı Değiştiricileri.....	23
2.5.1.	Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Gövde Tipi.....	24
2.5.2.	Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Boru ve Boru Geçişleri.....	25
2.5.3.	Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Boru Düzeni.....	28
2.5.4.	Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Akışkan Konumlandırması....	29
2.5.5.	Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde şaşırtma Levhaları.....	29
2.5.6.	Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Hız ve Basınę Düşümleri.....	33
2.6.	TEMA Standartları.....	34
2.7.	Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Denklemler.....	34
3.	MATERYAL YÖNTEM.....	37
3.1.	Materyal.....	38
3.2.	Yöntem.....	38
3.2.1.	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi (HAD).....	38
3.2.2.	HAD Yönteminin Matematiksel Temeli.....	40
3.2.3.	Türbülans Modeli Seçimi.....	43
3.2.4.	Standart $k - \epsilon$ Modeli.....	44
3.2.5.	Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	44
3.2.6.	Sonlu Hacimler Yöntemi.....	45
4.	SAYISAL ÇALIşMALAR.....	46
4.1.	Model İçin Sayısal Çalışmalar.....	46
4.2.	Katı Modelin Çizilmesi.....	46
4.3.	Modelin Ağ Yapısının Oluşturulması.....	40
4.4.	Modelin FLUENT Programında Akış Analizinin Yapılması.....	52
4.5.	HAD Programı ve Analitik Yöntemlerle Hesaplamalar.....	57
4.5.1.	Örnek Bir Gövde – Boru Tipli Isı Değiştiricisinin Analitik (Kern Yöntemi) Hesabı.....	61
4.5.2.	Örnek Bir Gövde – Boru Tipli Isı Değiştiricisinin HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) ile Hesabı.....	63
5.	BULGULAR VE TARTIşMA.....	66
5.1.	Tek Parçalı (Single) şaşırtma Levhası Kullanılan Gövde – Boru Tipli Isı Değiştiricileri.....	66

5.2.	Farklı Tip Şaşırtma Levhalı Gövde – Boru Tipli Isı Değiştiricileri.	87
5.2.1.	 Parçalı Şaşırtma (Triple) Levhalı Gövde – Boru Tipli Isı Değiştiricileri.....	87
5.2.2.	Disk ve Halka (Disc and Dougnut) Şaşırtma Levhalı Gövde – Boru Tipli Isı Değiştiricileri.....	88
6.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	96
6.1.	Sonuçlar.....	96
6.2.	neriler.....	97
7.	KAYNAKLAR.....	98
	ZGEMİş.....	100



SİMGELER VE KISALTMALAR

HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
CFD	Computational Fluid Dynamics
GIBD	Gövde borulu ısı değiştiricileri
ÇIBD	Çift borulu ısı değiştiricileri
SBID	Spiral borulu ısı değiştiricileri
LID	Lamelli ısı değiştiricileri
PKID	Plakalı kanatlı ısı değiştiricileri
BPID	Borulu kanatlı ısı değiştiricileri
Q	Isı yükü [W]
A_i	Boru iç yüzeylerinin merkez alındığı ısı transfer alanı [m^2]
A_o	Boru dış yüzeylerinin merkez alındığı ısı transfer alanı [m^2]
B	Şaşırtma levhası mesafesi [m]
B_i	İçteki şaşırtma levhası mesafesi [m]
B_o	Dıştaki şaşırtma levhası mesafesi [m]
C	Borular arasındaki açıklık [m]
C_p	Sabit basınçtaki özgül ısı [$J/kg.K$]
D_s	Gövde iç çapı [m]
D_{otl}	Boru demetinin çapı [m]
L_b	Gövde – Boru demeti arası çapsal boşluk [m]
D_{ctl}	İki boru merkezi arası maksimum mesafe [m]
d_o	Boru dış çapı [m]
d_i	Boru iç çapı [m]
N	Boru sayısı
N_b	Şaşırtma levha sayısı
B	Şaşırtma levha aralığı [m]
P_T	Boru aralığı [m]
N_P	Boru geçiş sayısı
D_e	Eş değer çap [m]
L	Boru uzunluğu [m]
C	Boru aralığı [m]
L_{sb}	Gövde iç çapı ve levha çapı arasındaki fark [m]

L_{tb}	Boru dış çapı ve levha deliği arasındaki fark [m]
A_s	Gövde merkezindeki akış kesit alanı [m^2]
S_m	Çapraz akış alanı [m^2]
V_i	Giriş hızı [m/s]
T_{c1}	Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı [K]
T_{c2}	Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı [K]
$T_{c,ort}$	Akışkanın ortalama sıcaklığı [K]
$T_{h1,2}$	Sıcak akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığı, sabit [K]
T_w	Duvar sıcaklığı [K]
ΔT_m	Yığın sıcaklık [K]
\dot{m}	Akışkanın kütleli debisi [kg/s]
G_s	Gövde tarafı kütle hızı [kg/m^2s]
Re	Reynolds sayısı
Nu	Nusselt sayısı
B_c	Şaşırtma levha kesme aralığı [%]
h_0	Isı taşınım katsayısı [W/m^2K]
A_0	Isı transfer yüzey alanı [m^2]
N_{tc}	Merkezdeki boru sayısı
h_{fg}	Buharlaştırma entalpisi [J/kg]
h_i	Boru tarafı ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]
h_{id}	İdeal boru demeti için gövde tarafı ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]
h_o	Eşanjörler için gövde tarafı ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]
L	Boru aynaları arasında ısı değiştiricisinin etkili boru uzunluğu [m]
L_c	Şaşırtma levhasından gövdenin içine şaşırtma levha kesmesi mesafesi [m]
\dot{m}_s	Gövde tarafı kütle debisi [kg/s]
N_b	Isı değiştiricisindeki şaşırtma levhası sayısı
N_c	Bir bölmenin saptırma uçları arasında geçen boru dizi sayısı
N_{cw}	Şaşırtma levhası çaprazındaki boru dizi sayısı
N_t	U boru düzeni için boru aynasında total boru sayısı
P_n	Ara (adım) boyutu [m]

Pr	Prandtl sayısı
P_t	Ara (adım) boyutu [m]
Q	Isı değiştiricisinin ısı yükü [W]
$R_{f,i}$	Boru iç yüzeyine boru tarafı kirlenme direnci [$m^2 \cdot K/W$]
$R_{f,o}$	Boru dış yüzeyine gövde tarafı kirlenme direnci [$m^2 \cdot K/W$]
R_{ft}	Total kirlenme [$m^2 \cdot K/W$]
Re_s	Gövde tarafı Reynolds sayısı
T	Sıcaklık [$^{\circ}C, K$]
T_c	Soğuk akışkan sıcaklığı [$^{\circ}C, K$]
T_h	Sıcak akışkan sıcaklığı [$^{\circ}C, K$]
T_w	Duvar sıcaklığı [$^{\circ}C, K$]
U_c	Boru dış alanı merkezli açık yüzey toplam ısı transfer katsayısı [$W/m^2 \cdot K$]
U_{of}	Boru dış alanı merkezli kirlenmiş yüzey toplam ısı transfer katsayısı [$W/m^2 \cdot K$]
u_m	Boru içindeki ortalama hız [m/s]
$\Delta T_c, \Delta T_h$	Soğuk ve sıcak akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı [$^{\circ}C, K$]
ΔT_{lm}	Logaritmik sıcaklık farkı [$^{\circ}C, K$]
ΔT_m	Etkili veya gerçek sıcaklık farkı [$^{\circ}C, K$]
μ_s	Ortalama sıcaklıktaki gövde akışkanının dinamik viskozitesi [mPa/s]
μ_t	Ortalama sıcaklıktaki boru akışkanının dinamik viskozitesi [mPa/s]
ρ_s, ρ_t	Her akışkanın ortalama sıcaklıktaki yoğunlukları [kg/m^3]
ϕ	Gövde tarafındaki akışkan için viskozite düzeltme faktörü $(\mu_w/\mu_b)^{0.14}$
u, v, w	Hız bileşenleri [m/s]
\vec{V}	Hız vektörü [m/s]
x, y, z	Koordinatlar
ε	Viskoz dağılım oranı [m^2/s^3]
ν	Kinematik viskozite [m^2/s]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
σ_k	k için türbülans Prandtl sayısı

σ_ε

ε için türbülans Prandtl sayısı

τ

Kayma gerilmesi [N/m^2]



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Isı değiştiricilerin sınıflandırılması.....	9
Şekil 2.2.	Rejeneratif ısı değiştiricisi.....	10
Şekil 2.3.	Rekuperatif ısı değiştiricileri.....	10
Şekil 2.4.	Doğrudan temaslı ısı değiştiricisi.....	11
Şekil 2.5.	Dolaylı temaslı ısı değiştiricisi.....	11
Şekil 2.6.	Çift borulu ısı değiştiricisi.....	12
Şekil 2.7.	Gövde borulu ısı değiştiricisi.....	13
Şekil 2.8.	Gövde borulu ısı değiştiricisi.....	13
Şekil 2.9.	Spiral borulu ısı değiştiricisi.....	14
Şekil 2.10.	Levhalı ısı değiştiricisi.....	14
Şekil 2.11.	Borulu kanatlı ısı değiştiricisi.....	15
Şekil 2.12.	Paralel akışlı ısı değiştiricisi.....	16
Şekil 2.13.	Zıt akışlı ısı değiştiricisi.....	16
Şekil 2.14.	İki akışkan, karışmayan.....	16
Şekil 2.15.	Bir akışkan karışan, bir akışkan karışmayan.....	17
Şekil 2.16.	Isı değiştiricisindeki birikintiler.....	17
Şekil 2.17.	Basınçlı su ile temizleme.....	19
Şekil 2.18.	Bir gövde geçişli bir boru geçişli gövde borulu ısı değiştiricisi....	23
Şekil 2.19.	Standart gövde tipleri (Courtesy of the Tubular Exchanger Manufacturers Association).....	25
Şekil 2.20.	Boru düzeni ((a) Üçgen, (b) Döndürölmüş kare, (c) Kare, (d) Döndürölmüş üçgen).....	28
Şekil 2.21.	Şaşırtma levhası kesmesi.....	30
Şekil 2.22.	Gövde borulu ısı değiştiricisinde şaşırtma levhası aralığı.....	30
Şekil 2.23.	Şaşırtma levhası tipleri.....	32
Şekil 3.1.	Gövde tarafı üç parçalı şaşırtma levhalı ısı değiştirici.....	36
Şekil 3.2.	HAD analizi yapılmış tek parçalı şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız dağılımı.....	39
Şekil 3.3.	HAD analizi yapılmış tek parçalı şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıcaklık dağılımı.....	39
Şekil 3.4.	HAD ile akış analizi yapılmış yarış arabası.....	39
Şekil 3.5.	HAD analizi (deniz taşıtı aero ve hidrodinamiği).....	40
Şekil 3.6.	HAD analizi (rüzgar türbini).....	40
Şekil 3.7.	Türbölanslı akımda hız bileşenleri.....	42
Şekil 4.1.	6 Şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici.....	47
Şekil 4.2.	Şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici yarı simetrisi....	47
Şekil 4.3.	4 Şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici.....	48
Şekil 4.4.	8 Şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici.....	48
Şekil 4.5.	3 Parçalı şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici.....	48
Şekil 4.6.	Disk ve halka şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici...	49
Şekil 4.7.	Katı modelin yarı simetrik parçası.....	49
Şekil 4.8.	Katı modelin özellikleri.....	50
Şekil 4.9.	Ağ yapısı detayı.....	50
Şekil 4.10.	Eleman Boyutu.....	50
Şekil 4.11.	Eleman Boyutu.....	51
Şekil 4.12.	Modelin ağ yapısı.....	51
Şekil 4.13.	Boru içlerinin daha sıkı ağ yapılı hali.....	51

Şekil 4.14.	İsimlendirmeler.....	52
Şekil 4.15.	Akış türü zamandan bağımsız.....	53
Şekil 4.16.	Seçilen türbülans modeli.....	53
Şekil 4.17.	Malzeme seçimi.....	54
Şekil 4.18.	Sınır şartları.....	55
Şekil 4.19.	Analiz sonuçları.....	56
Şekil 4.20.	Analiz Sonuçları.....	56
Şekil 4.21.	Sıcaklık Dağılımı.....	56
Şekil 4.22.	Hız akım çizgi dağılımı.....	57
Şekil 4.23.	Boru düzeni.....	59
Şekil 4.23.	Boru düzeni (Devamı).....	60
Şekil 4.24.	Gövde – boru tipli ısı değiştirici ve boru düzeni.....	60
Şekil 4.25.	Boru düzeni verileri.....	61
Şekil 4.26.	HAD programındaki gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin ısı değişimi.....	65
Şekil 4.27.	HAD programındaki gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız akış çizgileri.....	65
Şekil 5.1.	Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	66
Şekil 5.2.	Giriş hızına göre ısı taşınım katsayıları ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	67
Şekil 5.3.	Giriş hızına göre basınç düşümleri ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	67
Şekil 5.4.	Farklı ağ yapılarına göre çıkış sıcaklıkları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	68
Şekil 5.5.	Şekil 5.5. Farklı ağ yapılarına göre ısı taşınım katsayıları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	67
Şekil 5.6.	Farklı ağ yapılarına göre basınç düşümleri ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	69
Şekil 5.7.	Farklı türbülans modellerine göre çıkış sıcaklıkları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	70
Şekil 5.8.	Farklı türbülans modellerine göre ısı taşınım katsayıları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	70
Şekil 5.9.	Farklı türbülans modellerine göre basınç düşümleri ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	70
Şekil 5.10.	Farklı iterasyon sayılarına göre çıkış sıcaklıkları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	71
Şekil 5.11.	Farklı iterasyon sayılarına göre ısı taşınım katsayıları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	72
Şekil 5.12.	Farklı iterasyon sayılarına göre basınç düşümleri ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	72
Şekil 5.13.	Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 6$, $B_c = \% 35$).....	73
Şekil 5.14.	Giriş hızına göre ısı taşınım katsayıları ($N_b = 6$, $B_c = \% 35$).....	73
Şekil 5.15.	Giriş hızına göre basınç düşümü ($N_b = 6$, $B_c = \% 35$).....	74
Şekil 5.16.	Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 4$, $B_c = \% 35$).....	75
Şekil 5.17.	Giriş hızına göre ısı taşınım katsayıları ($N_b = 4$, $B_c = \% 35$).....	75
Şekil 5.18.	Giriş hızına göre basınç düşümü ($N_b = 4$, $B_c = \% 35$).....	75
Şekil 5.19.	Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 4$, $B_c = \% 30$).....	76
Şekil 5.20.	Giriş hızına göre ısı taşınım katsayısı ($N_b = 4$, $B_c = \% 30$).....	77
Şekil 5.21.	Giriş hızına göre basınç düşümü ($N_b = 4$, $B_c = \% 30$).....	77
Şekil 5.22.	Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 8$, $B_c = \% 35$).....	78
Şekil 5.23.	Giriş hızına göre ısı taşınım katsayısı ($N_b = 8$, $B_c = \% 35$).....	78
Şekil 5.24.	Giriş hızına göre basınç düşümü ($N_b = 8$, $B_c = \% 35$).....	79

Şekil 5.25.	Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 8$, $B_c = \% 30$).....	80
Şekil 5.26.	Giriş hızına göre ısı taşınım katsayısı ($N_b = 8$, $B_c = \% 30$).....	80
Şekil 5.27.	Giriş hızına göre basınç düşümü ($N_b = 8$, $B_c = \% 30$).....	80
Şekil 5.28.	Şaşırtma levha sayılarına göre ($B_c = \% 30$) için çıkış sıcaklıkları.	81
Şekil 5.29.	Şaşırtma levha sayılarına göre ($B_c = \% 30$) için ısı taşınım katsayıları.....	82
Şekil 5.30.	Şaşırtma levha sayılarına göre ($B_c = \% 30$) için basınç düşümleri	82
Şekil 5.31.	6 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız akım çizgileri.....	83
Şekil 5.32.	6 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıcaklık dağılımı.....	83
Şekil 5.33.	4 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız akım çizgileri.....	84
Şekil 5.34.	4 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıcaklık dağılımı.....	84
Şekil 5.35.	8 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız akım çizgileri.....	84
Şekil 5.36.	8 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıcaklık dağılımı.....	85
Şekil 5.37.	Şaşırtma levhası kesme oranına bağlı çıkış sıcaklıkları ($N_b=4$ ve $V_i=1$ m/s).....	85
Şekil 5.38.	Şaşırtma levhası kesme oranına bağlı ısı taşınım katsayısı ($N_b=4$ ve $V_i=1$ m/s).....	86
Şekil 5.39.	Şaşırtma levhası kesme oranına bağlı basınç düşümleri ($N_b=4$ ve $V_i=1$ m/s).....	86
Şekil 5.40.	3 parçalı şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre çıkış sıcaklıkları.....	87
Şekil 5.41.	3 parçalı şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre ısı taşınım katsayısı.....	88
Şekil 5.42.	3 parçalı şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre basınç düşümleri.....	88
Şekil 5.43.	Disk ve halka şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre çıkış sıcaklıkları.....	89
Şekil 5.44.	Disk ve halka şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre ısı taşınım katsayısı.....	89
Şekil 5.45.	Disk ve halka şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre basınç düşümleri.....	90
Şekil 5.46.	Disk ve halka şaşırtma levhası için farklı ağ yapılarına göre çıkış sıcaklıkları.....	90
Şekil 5.47.	Disk ve halka şaşırtma levhası için farklı ağ yapılarına göre ısı taşınım katsayısı.....	91
Şekil 5.48.	Disk ve halka şaşırtma levhası için farklı ağ yapılarına göre basınç düşümleri.....	91
Şekil 5.49.	Disk ve halka şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıkı ağ yapılı görüntüsü (0,001 – 0,002).....	91
Şekil 5.50.	Disk ve halka şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin daha az sıkı ağ yapılı görüntüsü (0,002 – 0,005)...	92
Şekil 5.51.	Disk ve halka şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin daha az sıkı ağ yapılı görüntüsü (0,004 – 0,008)...	92
Şekil 5.52.	Şaşırtma levhası tiplerine ve hızlarına göre çıkış sıcaklıkları.....	93

Şekil 5.53.	Şaşırtma levhası tiplerine ve hızlarına göre ısı taşınım katsayısı..	93
Şekil 5.54.	Şaşırtma levhası tiplerine ve hızlarına göre basınç düşümleri.....	94
Şekil 5.55.	Disk ve halka şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız akım çizgileri.....	94
Şekil 5.56.	Disk ve halka şaşırtma gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıcaklık dağılımı.....	94
Şekil 5.57.	Üç parçalı şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız akım çizgileri.....	95
Şekil 5.58.	Üç parçalı şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıcaklık dağılımı.....	95
Şekil 5.59.	Şaşırtma levhasının akışın yönünü değiştirmesi.....	95



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1.	Isı değiştirici seçim kriterleri.....	20
Çizelge 2.2.	Ticari borular için çap değerleri.....	26
Çizelge 2.3.	Gövde borulu ısı değiştiricilerinde önerilen hızlar ve basınç düşümleri.....	33
Çizelge 5.1.	Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 6$, B_c $= \% 30$).....	66
Çizelge 5.2.	Farklı ağ yapılarına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	67
Çizelge 5.3.	Farklı türbülans modellerine göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$).....	69
Çizelge 5.4.	Farklı iterasyon sayılarına göre HAD ve KERN sonuçları (N_b $= 6$, $B_c = \% 30$).....	71
Çizelge 5.5.	Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 6$, B_c $= \% 35$).....	72
Çizelge 5.6.	Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 4$, B_c $= \% 35$).....	74
Çizelge 5.7.	Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 4$, B_c $= \% 30$).....	76
Çizelge 5.8.	Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 8$, B_c $= \% 35$).....	77
Çizelge 5.9.	Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 8$, B_c $= \% 30$).....	79
Çizelge 5.10.	Farklı şaşırtma levha sayısı, kesme oranı ve hız değerlerine göre HAD ve KERN sonuçları.....	81
Çizelge 5.11.	şaşırtma levhası kesme oranlarına göre ($N_b=4$ ve $V_i=1$ m/s)...	85
Çizelge 5.12.	Farklı hız değerlerine göre HAD sonuçları.....	87
Çizelge 5.13.	Farklı hız değerlerine göre HAD sonuçları.....	88
Çizelge 5.14.	Farklı ağ yapıları HAD sonuçları.....	90
Çizelge 5.15.	Farklı tip şaşırtma levhalarına göre HAD sonuçları.....	92

1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri farklı sıcaklıklarda, birbirlerinden katı bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişini sağlayan ısııl cihazlardır. Günümüzde ısı değiştiriciler ısıtma ve havalandırma sistemlerinde, soğutma sistemlerinde, güç üretim sistemlerinde, kimya ve gıda endüstrisinde, atık ısının geri kazanılmasında, elektronik sanayisinde, üretim endüstrisinde, çevre mühendisliğinde, ısı depolama sistemleri gibi birçok endüstri alanında kullanılmaktadır. Isı değiştiricileri konstrüksiyon geometrisine göre sınıflara ayrılır. Borulu ısı değiştirici kategorisinde bulunan gövde borulu ısı değiştiricileri de endüstriyel alanlarda çok sıklıkla kullanılmaktadır. Gövde borulu ısı değiştiricileri; gövde eksenine paralel olarak yerleştirilmiş çok sayıda boru içermektedir. Bir akışkan boru içerisinden, diğeri boruların dışında gövde boyunca akarken ısı geçişi meydana gelir. Termik ve nükleer güç santrallerinde, besleme suyu ısıtıcılarında, alternatif enerji sistemlerinde (termal, jeotermal, güneş), bazı klima ve soğutma sistemlerinde gövde boru tipi ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Gövde boru tipi ısı değiştiricileri oldukça büyük ısı transfer alanına sahip olmaları ve kolaylıkla temizlenebilir olma özellikleri ile tercih edilir. Isı transferini iyileştirmek ve borular arasındaki uniform aralığı korumak ve borulara destek olmak ve gövde tarafındaki akışkanı borulara göre paralel ve çapraz akmaya zorlayacak şekilde gövde içerisine ara perdeler (şaşırtma levhaları) [1] yerleştirilir. şaşırtma levhaları akışkanın hareketini etkileyip türbülans oluşturur. Türbülansın artması ısı transferini artırmaktadır. Gövde çapı, boru çapı, uzunlukları, şaşırtma levhası sayısı, şaşırtma levhası tipi, şaşırtma levhası kesme oranlarının birbiriyle olan kombinasyonlarıyla verimli bir ısı transferi gerçekte olacaktır. Isı değiştiricilerinde akışın gövde tarafındaki ısı geçişi verimini arttırmak için kullanılan şaşırtma levha tiplerinin tasarımı da önemli bir parametredir.

En iyi ısııl performansı sağlayacak şaşırtma levha tipleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile belirlenebilir. Ayrıca, değişen parametrelerin sayısal analizleri HAD yöntemiyle yapılarak sonuçlar alınabilir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle hem deney maliyetlerinden hem de zamandan tasarruf sağlanmaktadır. İşletmeler için deneylerin yapılması hem maliyet hem de zaman açısından istenmeyen durumdur.

1.1. Amaç

Isı değiştiricilerinde şaşırtma levha tipleri ve kesme oranlarını türbülans ve ısı transferi miktarını etkilemektedir. Kesme oranlarının gövde çapının 0.4 – 0.6 katı olduğu yapılan çalışmalarla belirlenmiştir [2]. Kesme oranları % 25 - % 35 arasında ideal olduğu belirlenmiştir [3]. Bu tez çalışmasında Solidworks programında katı modeli oluşturulan gövde borulu ısı değiştiricilerinde farklı tiplerdeki şaşırtma levhaları, farklı şaşırtma levha kesme oranları, farklı şaşırtma levha sayıları, farklı hız değerleri kullanılarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programında sayısal analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda şaşırtma levhası tiplerinin ısı transferine, basınç düşümlerine olan etkileri incelenmiştir. Sayısal analizler ANSYS 14.5 paket programı kullanılarak yapılmıştır.

Tez çalışmasında sırasıyla;

- ANSYS - Fluent paket programında akış analizi yapılacak geometrilerin üç boyutlu katı modellerinin Solidworks programında oluşturulmuş
- Geometri ve akış özelliğine en uygun modelin ANSYS-Fluent programında akış analizi belirlenmiş
- Değişken olarak belirlenen hız değerlerine göre hızın ısı transferine etkisi incelenmiş,
- Farklı tiplerdeki şaşırtma levhalarının ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümlerine etkisi incelenmiş
- Farklı şaşırtma levha kesme oranı ve şaşırtma levha sayılarının ısı transferine etkisi incelenmiş
- HAD programında yapılan analiz sonuçları KERN yöntemiyle karşılaştırılmıştır.

1.2. Kapsam

Tez çalışmasında, gövde borulu ısı değiştiricilerinde farklı tiplerdeki şaşırtma levhaları, şaşırtma levha kesme oranları, şaşırtma levha sayıları, hız değerleri kullanılıp sayısal analizleri yapılacak ve en uygun olan model belirlenecektir.

Yapılan tez aşamasının birinci bölümünde literatür taraması yapılarak konu ile ilgili yapılan çalışmalar incelenmiştir.

İkinci bölümde ise kuramsal temellerden söz edilmiştir.

Üçüncü bölümde tezde kullanılan programlardan bahsedilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği programının esaslarından bahsedilmiştir. Kullanılan denklemler hakkında bilgi verilmiştir.

Dördüncü bölümde ise tezde kullanılan sayısal çalışmalardan söz edilmiştir. Tezde kullanılan modelin sayısal analizleri yapılarak, modele uygun sayısal model ve sınır şartları belirlenmek istenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ve Kern yöntemiyle çözümler yapılmıştır.

Beşinci bölümde sayısal analiz bulguları grafikler ile verilmiştir. şaşırtma levha tipleri, şaşırtma levha kesme oranları, şaşırtma levha sayıları, hız, türbülans modelleri, ağ eleman boyutlarının, çıkış sıcaklığına, ısı taşınım katsayılarına, basınç düşümlerine etkisi belirlenmiştir.

Altıncı bölümde sonuçlar değerlendirilip karşılaştırmalar yapılmış ve gelecek çalışmalar için öneriler verilmiştir.

Yedinci bölümde tez esnasında yararlanılan kaynakların ve bilgi alınan yerlerin listesi verilmiştir.

1.3. Literatür Taraması

Yapılan literatür araştırmasında gövde borulu ısı değiştiricilerinin CFD (HAD) analizi ile ilgili deneysel ve sayısal çalışmalar olduğu saptanmış konuyla ilgili çalışmalar aşağıda sıralanmıştır.

Aydın [4], gövde borulu ısı değiştiricilerin optimizasyonunu yapmak amacıyla, ısı değiştiricisinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanarak ekipman içindeki sıcaklık dağılımı ve akış alanı ortaya çıkarmıştır. Deney düzeneği oluşturulmuş ve HAD sonuçları karşılaştırılmıştır. Analiz sonucunda gövde tarafındaki akış alanında saptırıcıların önemli bir rol oynadığı ortaya çıkmıştır. İki farklı saptırıcı modeli kullanılarak (perde desenli, düz) aynı şartlar altındaki sonuçlara bakılmıştır. Perde desenli saptırıcı kullanımında ısı geçiş miktarı artmış, basınç kayıpları azalmış ve işletme maliyetlerinin düştüğü belirlenmiştir. Perde desenli saptırıcının daha verimli olduğu görülmüştür. HAD sonuçları ile deney sonuçlarıyla uyumlu olduğu görülmüştür.

Ambekar ve ark. [5], ısı değiştiricilerinde farklı konfügurasyonlarda şaşırtma levhalarının ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümlerine etkisini incelemiştir. Belirlenen parametrelerde çizimleri yapılmış farklı tiplerde şaşırtma levhaları kullanılan ısı değiştiricileri HAD programında çözümlenmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Tek parçalı şaşırtma levhası en iyi ısı transfer katsayısını vermiş, büyük basınç kayıpları verilmiş bu yüzden büyük pompa güçleri tüketilmiştir. İki parçalı şaşırtma levhasında basınç düşümü % 25 - 30 azalmıştır. Helisel şekildeki şaşırtma levhası tek parçalı şaşırtma levhası karşılaştırıldığında basınç düşümü % 30 - 35 oranında azalmıştır. Isı taşınım katsayısı % 40 oranında azalmış bunun için daha fazla boru kullanılıp iyileştirmeler yapılabildiği görülmüş fakat bunun ekonomik olmayacağı ifade edilmiştir. Üç parçalı şaşırtma levhasının da verimli olmadığı görülmüştür. Flower tipli şaşırtma levhasının basınç düşümleri % 25 - 30 oranında azalmıştır. Isı taşınım katsayısı % 30 - 35 oranında azalmıştır. Flower B tipi, Flower A tipi şaşırtma levhasına göre daha verimlidir. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda tek parçalı şaşırtma levhasının en verimli olduğu saptanmıştır.

Chalwa ve Kadli [6], gövde borulu ısı değiştiricilerinde farklı tiplerde (tek parçalı, iki parçalı, dikey) şaşırtma levhaları ve farklı şaşırtma levhası kesmeleri kullanarak HAD programı ile sonuçları karşılaştırmıştır. CATIA V5 R20 kullanılarak modellenen gövde borulu ısı değiştiricisi HAD programında ağ yapısı oluşturulmuş

Bell yöntemi merkez alınarak sonuçlar belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre şaşırtma levhası kesme oranı arttıkça ısı transfer oranı % 3 - 25 azaldığı ve basınç düşümlerinin % 3 - 25 arttığı belirlenmiştir. Gövde tarafındaki hızın girişten çıkışa doğru yavaşça arttığı görülmüştür.

Devi [7], gövde borulu ısı değiştiricilerinde farklı malzemeler kullanımının ısı transferine etkisini incelemiştir. CATIA V5 R20 kullanılarak modellenen gövde borulu ısı değiştiricisi ANSYS FLUENT 14.5 aracılığıyla çözümlenmiştir. Fluent programının problem çözümünde çözüm zamanının kısaltılması açısından uygun olduğu belirlenmiştir. Yapılan çalışmalarda bakır boru malzemesinin pirinç boru malzemesine göre daha iyi ısı transfer oranı sağladığı görülmüştür.

Hamaruddin [8], plakalı ısı değiştiricilerinde akışkanların hızı ve sıcaklıklarını değiştirerek HAD programından alınan sonuçlarını karşılaştırmıştır. Belirlenen şartlar altında Fluent'te çözümlenmiştir. Daha düşük hızlarda ve suyun yüksek sıcaklıklarında daha iyi ısı transfer performansı gözlenmiştir.

Jain [9], HAD programının gövde borulu ısı değiştiricilerinde akışkan akışı ve sıcaklık alanlarında faydalı olabileceğini belirtmiş ve ısı transfer parametreleriyle modellemiştir. K-epsilon, Laminer, Eddy viskozite, SST modelleri arasında yapılan karşılaştırmalar sonucunda K-epsilon modelinin tahmin edilen akış parametreleri, ısı taşınım katsayısına en uygun model olduğu belirlenmiştir. Deneysel datalar arasında en makul kabul olduğu görülmüştür.

Kara ve Güraras [10], bilgisayar programlarını kullanarak alternatif sayıdaki ısı değiştiricilerinden optimum ısı değiştiricisini araştırmıştır. Sonuç olarak program 240 ısı değiştiricisi arasından % 25 kesme oranlı, üçgensel dizimli, tek parçalı şaşırtma levhasını seçmiştir. 1 ve 2 geçişli boru, U tipi, E tipli gövdeyi onaylamıştır. Ya da kare dizimli 4 - 6 geçişliyi onaylamıştır.

Kızılkın [11], gövde borulu bir ısı değiştiricisinde şaşırtma levhası kesmesi ve aralığının ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümüne etkisinin araştırılması için yapılan analizlerde, gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü hesaplanırken Kern metodu ile oluşturulan denklemler Matlab programında çözümlenmiştir. Yapılan çözümlerde şaşırtma levhası kesmesi ve aralığının artması ısı taşınım katsayısı ile basınç düşümlerinin azaldığını belirlenmiştir.

Kiran [12], şaşırtma levhası kesme oranını (B_c) % 35 olarak ve tek parçalı şaşırtma levhası kullanarak küçük bir ısı değiştiricisinde şaşırtma levha sayılarını değiştirerek 4, 6, 8, 10 HAD programında nümerik analizler elde etmiştir. Hassas

sonuçlar elde edilen bu program yardımıyla şaşırtma levhası sayılarının artmasıyla türbülansın arttığını ve ısı transfer oranının da arttığını gözlemlemiştir.

Kolsi [13], farklı giriş koşullarında gövde borulu ısı değiştiricilerinin HAD programı kullanılarak matematiksel czmlemesini yapmıştır. Sonuç olarak gövde tarafındaki hava hızının arttığını, ısı taşınım katsayısının arttığını ve basınç düşümünün arttığını ve hava çıkış sıcaklığının ise azaldığını belirlemiştir.

Ma [14], gövde borulu ısı değiştiricilerinin delikli ve deliksiz olması durumunda hangisinin daha verimli olacağı araştırılması amacıyla 3D modelinin HAD programında czmlenmesi yapılmıştır. Reynolds sayısı 1500 - 4000 arasında olan delikli ısı değiştiricisinin, Reynolds sayısı 700 - 6000 arasında olan deliksiz ısı değiştiricisine göre ısı transfer oranının % 25 - 53 arasında arttığı belirlenmiştir.

K. Mohammadi [15], dikey ve yatay şekillerde yerleştirdiği şaşırtma levhalarının ısı transferi ve basınç düşümüne etkisini incelemiştir. Yatay aşırtma levhasının dikey şaşırtma levhasına göre % 20'nin üzerinde daha yüksek basınç düşümü sağladığını gözlemlemiştir. Nusselt sayısının da % 15'den % 52'ye kadar yatay şaşırtma levhasında daha yüksek olduğunu gözlemlemiştir.

Mukherjee [16], verimli bir ısı değiştiricisi için gerekli parametreler (ısı değiştirici bileşenleri, şaşırtma levhası, basınç düşümü, sıcaklık farkları) belirlenmiştir. Hangi tip şaşırtma levhası kullanılacağı (tek parçalı, iki parçalı, vs...), şaşırtma levhası kesmelerinin ne kadar olacağı incelenmiş. Elde edilen sonuçlara göre şaşırtma levhası kesme oranının gövde çapının 0.4 - 0.6 katı olmasının optimum olacağı belirlenmiştir.

Özden [17], gövde borulu ısı değiştiricilerinin dizaynında şaşırtma levhası sayılarının, kesmelerin, gövde çaplarının ısı taşınım katsayısına ve basınç düşümlerine etkisini incelemiştir. Küçük bir ısı değiştiricisinin nümerik olarak ısı transfer etkisi araştırılmıştır. HAD programında farklı sayılardaki şaşırtma levhası ve türbülanslı akış performansı incelenmiştir. HAD programındaki sonuçlar Bell-Delaware ile karşılaştırılarak en iyi türbülans modelinin K-epsilon olduğu seçilmiştir. Kern metodu ile sonuçlar hep tahminlerin altında kalmıştır. Bell Delaware ile HAD daha iyi sonuçlar vermiştir. % 25 Kesme oranı için daha iyi sonuçlar alınmıştır.

Thundil ve ark. [18], farklı ısı transfer parametrelerinde şaşırtma levhalı ısı değiştiricilerinin nümerik analizini HAD programında yapmıştır. 0°, 10°, 20° eğim açılarındaki sonuçları karşılaştırmış. Sıcaklığın yavaşça 300 K'den 340 K'e çıktığını gözlemlemiştir. Basınç düşümü (ΔP) 20° olan şaşırtma levhasında daha az bulunmuş.

Farklı eğim açılarındaki şaşırtma levhaları arasında 20° olan şaşırtma levhası optimum seçilmiştir.

Patil ve ark. [19], gövde borulu ısı değiştiricilerinde şaşırtma levhası ve şaşırtma levhası kesme oranlarının basınç düşümü, ısı taşınım katsayısına etkisini araştırmıştır. Belirlenen modelin HAD programında çözümlenmesi yapılmıştır. Gövde tarafındaki basınç düşümü % 30 kesme oranı için daha az olduğu gözlemlenmiştir. % 25 - 30 kesme oranları için neredeyse aynı sonuçlar gözlemlenmiştir. % 30 da daha fazla debi olduğu için bu kesme oranı kabul edilmiştir.

Roll [20], gövde borulu ısı değiştiricilerinde helisel şaşırtma levhasının ısı transferine etkisini incelemiştir. Belirlenen modelin HAD programında çözümlenmesi yapılarak sonuçlara bakılmıştır. Helisel levhayla daha fazla türbülans elde edilip ısı transferi artırılmıştır. Daha iyi bir ısı transfer modelini modifiye etmek için; gövde çapı arttırılır ya da helisel levha yardımı ile gövdenin etkileşimi iyileştirileceği ifade edilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Isı Değiştirciler

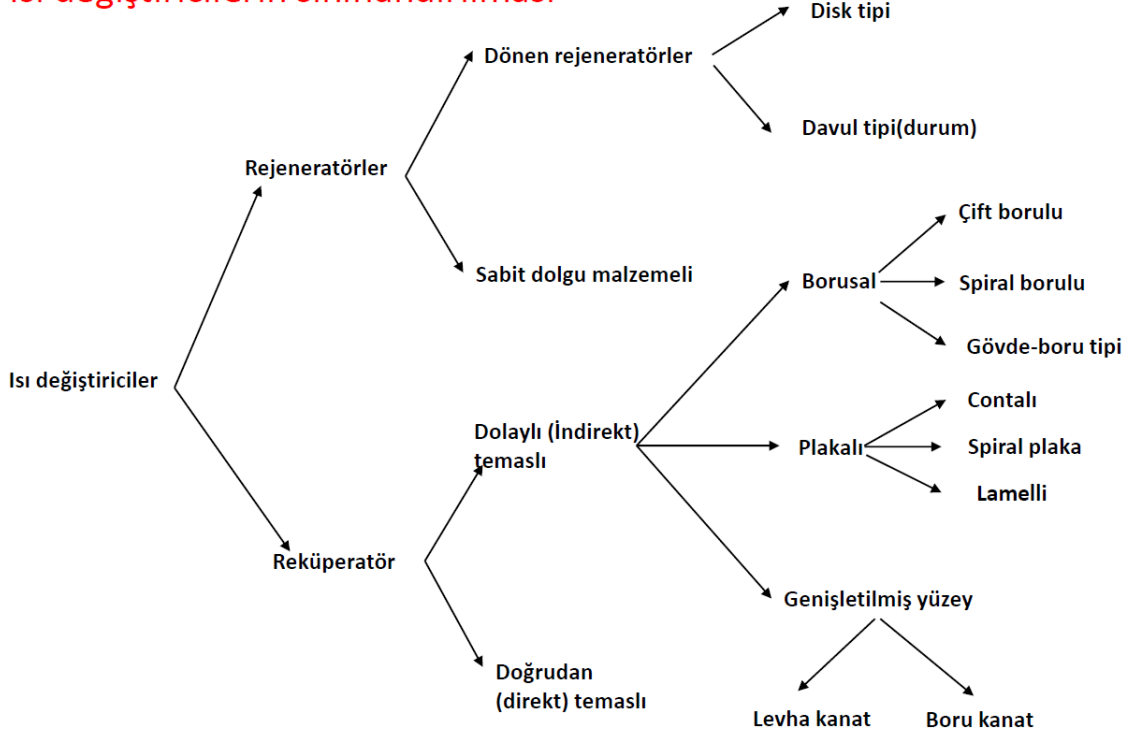
Isı değiştirciler, birbirine karışmayan sıcaklıkları farklı katı bir cidarla birbirinden ayrılmış iki akışkan arasında ısı değişimini sağlayan cihazlardır. Isı değiştirciler birçok endüstriyel alanda kullanılmaktadır bunlar; ısıtma ve havalandırma sistemleri, soğutma sistemleri, güç üretim prosesleri, atık ısının geri kazanılması, kimya ve gıda endüstrisi, uzay uygulamaları, elektronik sanayi, üretim endüstrisi, çevre mühendisliği, ısı depolama sistemleri vb'dir [21].

2.2. Isı Değiştircilerinin Sınıflandırılması

Isı değiştirciler aşağıda verilen kriterlerine göre sınıflandırılırlar.

- 1- Rejeneratif / Reküperatif
2. Isı geçiş şekli: dolaylı ve dolaysız temas
3. Konstrüksiyon geometrisi: borulu, levhalı ve genişletilmiş yüzey
4. Isı geçiş mekanizması: tek-fazlı ve iki fazlı
5. Akış düzeni: paralel, zıt ve çapraz

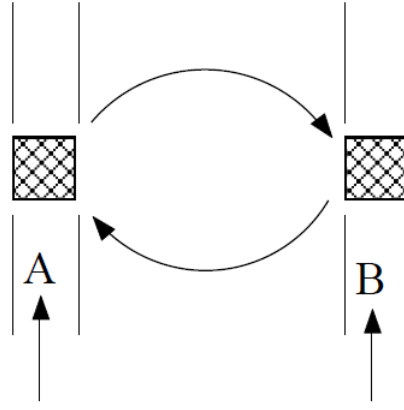
Isı değiştiricilerin sınıflandırılması



Şekil 2.1. Isı değiştiricilerin sınıflandırılması [21]

2.2.1.1. Rejeneratif Isı Değiştiricileri

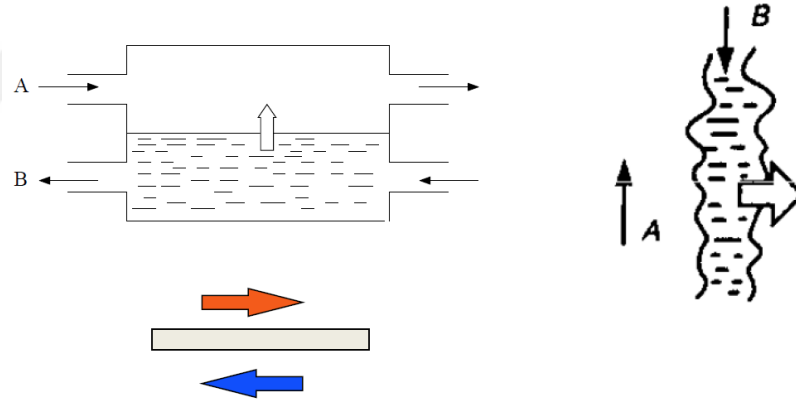
Şekil 2.2’de belirtilen rejeneratif tip ısı değiştiriciler, aynı akış alanında, değişik sıcak ve soğuk akışkan akım geçişleri içerir. Rejeneratif ısı değiştiricilerinde ısının depolanarak bir akışkandan diğerine aktarılması söz konusudur. Sıcak akışkan ilk önce belirli bir zaman süresince bir yüzey üzerinden veya geçirgen bir dolgu malzemesi içerisinden geçirilerek yüzey veya dolgu malzemesi ısıtılır. Daha sonra ısınan bu yüzey üzerinden veya dolgu malzemesi içerisinden soğuk akışkan geçirilerek, soğuk akışkanın ısınması sağlanır. Bu tür ısı değiştiricilerine rejeneratör adı da verilmektedir [21].



Şekil 2.2. Rejeneratif ısı değiştiricisi [21]

2.2.1.2. Reküperatif Isı Değiştiricileri

Şekil 2.3'te belirtilen reküperatif ısı değiştiricilerinde ısı geçişi, farklı sıcaklıklardaki akışkanları birbirinden ayıran katı cidar boyunca veya akışkanlar arasındaki ortak yüzey boyunca meydana gelir.



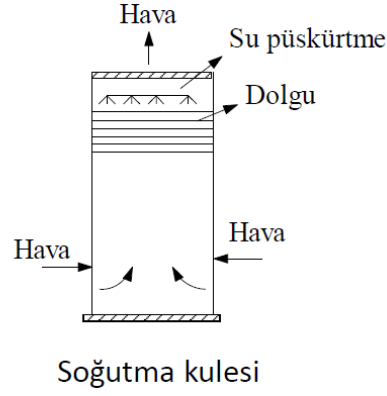
Şekil 2.3. Reküperatif ısı değiştiricileri [21]

2.2.2. Isı Geçiş Şekline Göre Isı Değiştiriciler

Isı değiştiricileri, akışkanlar arasında veya katı cisimler arasında doğrudan bir temasın olduğu, doğrudan temasın olmadığı şekillerde olarak iki grupta incelenir.

2.2.2.1. Doğrudan (Direkt) Temaslı Isı Değiştiricileri

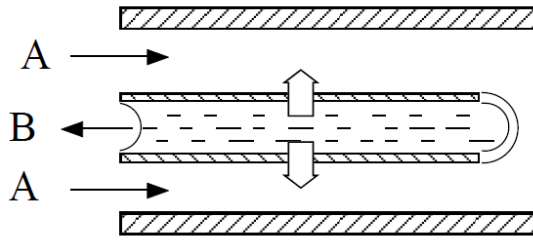
Farklı sıcaklıklardaki akışkanlar veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleri ile doğrudan karıştırılır. Pratikte soğutma kuleleri bu tipli bir ısı değiştiricisidir.



Şekil 2.4. Doğrudan temaslı ısı değıştircisi

2.2.2.2. Dolaylı Temaslı Isı Değıştircileri

Isı, önce sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran bir yüzeye geçer, sonra ısı bu yüzeyden soğuk akışkanlara iletir.



Şekil 2.5. Dolaylı temaslı ısı değıştircisi [21]

2.2.3. Konstrüksiyon Geometrisine Göre Isı Değıştircileri

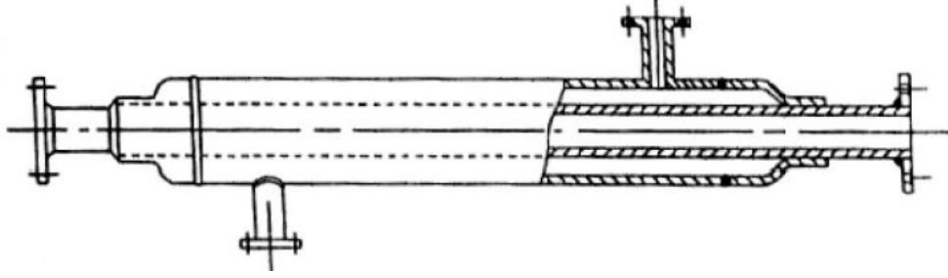
Isı değıştircileri genellikle konstrüksiyon karakterlerine göre sınıflandırılabilir.

2.2.3.1. Borulu Isı Değıştircileri

Bu tip ısı değıştircileri genellikle dairesel kesitli borulardan yapılır. Bir akışkan borular içinden akarken diğeri boruların dışından akar. Boru çapı, boyu, sayısı ve düzenlenmesi kolaylıkla değışebilmesi nedeniyle projelendirmede kolaylık sağlar. Bu dairesel kesitli borular yüksek basınçlara dayanabilmesi nedeniyle yüksek basınçlarda rahatlıkla kullanılabilir.

2.2.3.1.1. Çift Borulu Isı Değiştiricileri

Bir borunun eş merkezli olarak daha büyük çaplı bir başka borunun içerisine yerleştirilmesiyle oluşmaktadır.

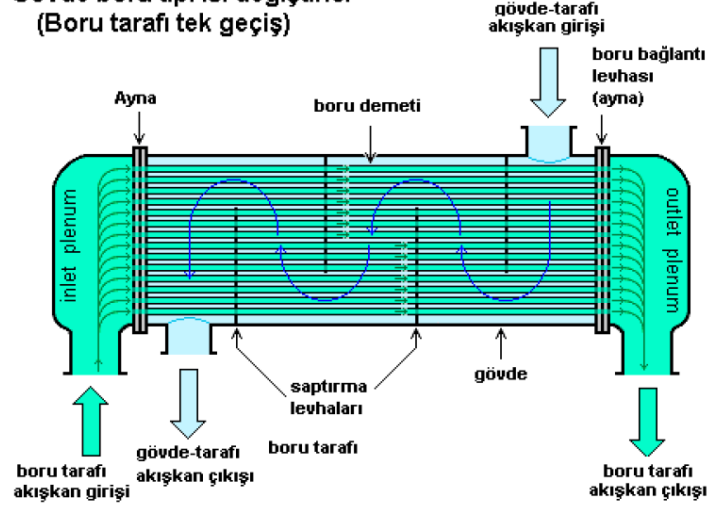


şekil 2.6. Çift borulu ısı değiştiricisi [22]

2.2.3.1.2. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

şekil 2.7’de belirtilen gövde borulu ısı değiştiricileri, silindirik bir gövde eksenine paralel olarak yerleştirilmiş çok sayıda borudan oluşmuştur. Akışkanlardan bir tanesi boruların içinden diğeri ise boruların dışından (gövde boyunca) akarken ısı transferini meydana getirir. Endüstriyel alanlarda en çok kullanılan ısı değiştiricisidir. Nükleer güç, besleme suyu ısıtıcıları, alternatif enerjiler (termal, jeotermal), bazı klima ve soğutma sistemlerinde kullanılır. Gövde borulusu ısı değiştiricileri oldukça büyük ısı transfer alanı sağlar ve kolaylıkla temizlenebilir. Isı değiştiricileri TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) tarafından belirlenen standartlar kapsamında imal edilmektedir [21].

Gövde boru tipi ısı değiştirici (Boru tarafı tek geçiş)



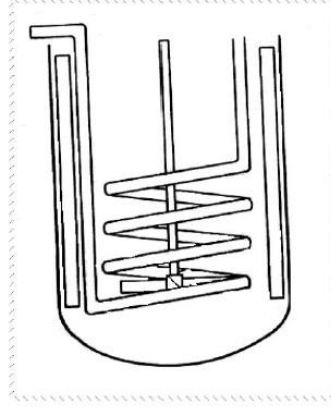
şekil 2.7. Gövde borulu ısı değiştiricisi



şekil 2.8. Gövde borulu ısı değiştiricisi [23]

2.2.3.1.3. Spiral Borulu Isı Değiştiricileri

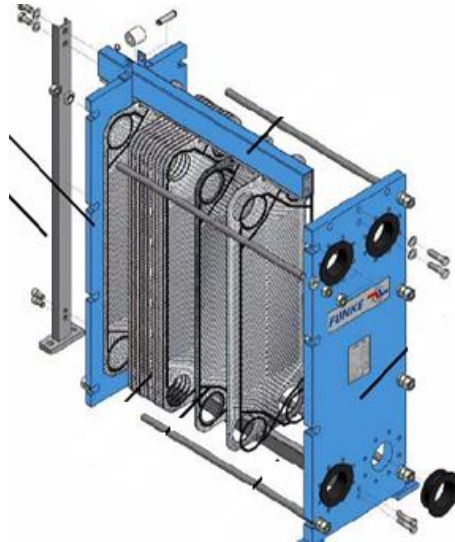
şekil 2.9’da belirtilen spiral borulu ısı değiştiricilerinde spiral olarak düzenlenmiş serpantinler bir gövde içerisine yerleştirilir. Soğutma sistemlerinde kullanılır. Düz borulara göre ısı taşınım katsayısı daha yüksektir. Soğutma sistemlerinde kullanılır. Temizlenme neredeyse imkansız olduğu için temiz akışkanlar için uygundur.



Şekil 2.9. Spiral borulu ısı değiştiricisi [22]

2.2.3.2. Levhalı Isı Değiştiricileri

Şekil 2.10'da belirtilen levhalı ısı değiştiricilerinde, bir dizi oluklu akış kanalından oluşan plakalardır. Sıcak ve soğuk akışkanlar farklı aralıklarda akar böylece soğuk akışkan akımı, iki sıcak akışkan akımı tarafından kuşatılarak etkili bir ısı transferi meydana getirilir. Plakalı ısı değiştiricileri; Contalı, Spiral plakalı, Lamelli olarak 3'e ayrılır.



Şekil 2.10. Levhalı ısı değiştiricisi [23]

2.2.3.3. Genişletilmiş (Kanatlı) Yüzeyle Isı Değişiricileri

Bu tip ısı değiştiricilerinde, ana ısı transfer yüzeyinde kanatların veya diğer çıkıntılıların ısı transfer yüzeyini arttırmak için kullanılır. Kanatçıkların gaz tarafına yerleştirilmesinin sebebi gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısının, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısından çok küçük olmasıdır. Genişletilmiş yüzeyle ısı değiştiricileri; plaka kanatlı ve borulu kanatlı olmak üzere iki kısma ayrılarak sınıflandırılır.[21]



Şekil 2.11. Borulu kanatlı ısı değiştiricisi [21]

2.2.4. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Isı Değiştiricileri

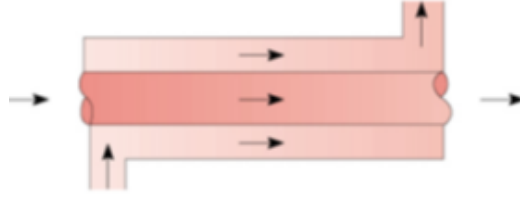
Her iki tarafta da tek fazlı akış, bir tarafta tek fazlı diğer tarafta çift fazlı akış (buharlaştırıcılar, yoğuşturucular), iki tarafta da çift fazlı akış, taşınım ve ışınım ile beraber ısı geçişi (yanma gazları-buhar kazanı) olmak üzere dörde ayrılır.

2.2.5. Akış Düzenine Göre Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricileri, kendi aralarında paralel akışlı, zıt akışlı ve çapraz akışlı olmak üzere üç kısma ayrılarak sınıflandırılabilir.

2.2.5.1. Paralel Akışlı Isı Değiştiricileri

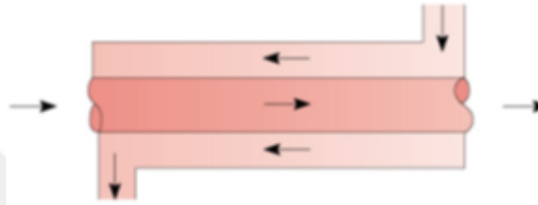
Şekil 2.12’de belirtildiği gibi paralel akışlı ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkanın her ikisi de ısı değiştiricisine aynı taraftan girip aynı yönde hareket eder.



Şekil 2.12. Paralel akışlı ısı değıştircisi [21]

2.2.5.2. Zıt (Karşıt) Akışlı Isı Değıştircileri

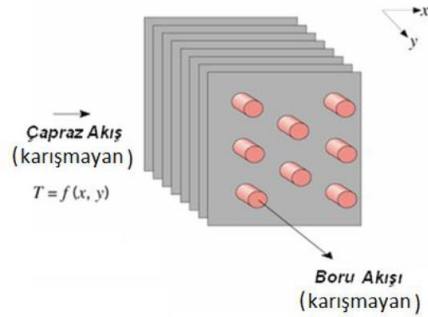
Şekil 2.13’de belirtildiği gibi zıt akışlı ısı değıştircilerinde sıcak ve soğuk akışkanlar ısı değıştircisine zıt yönlerde girerek hareket eder.



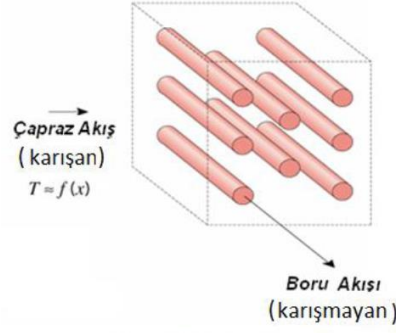
Şekil 2.13. Zıt akışlı ısı değıştircisi [21]

2.2.5.3. Çapraz Akışlı Isı Değıştircileri

Şekil 2.15’de belirtildiği gibi çapraz akışlı ısı değıştircilerinde iki akışkan birbirine dik olarak hareket eder. Akış düzenine göre karışan ve karışmayan çapraz akış olarak iki kısma ayrılırlar.



Şekil 2.14. İki akışkan, karışmayan [21]



Şekil 2.15. Bir akışkan karışan, bir akışkan karışmayan [21]

2.3. Isı Değiştiricilerinde Kirlenme

Kirlenme bir ısı değiştiricisi parçalarının üzerinde tortu ve birikinti oluşması anlamına gelir. Kirlenme, ısı değiştiricisinin veriminin düşmesine neden olur. Bu da basınç ve sıcaklık değişimlerine yol açıp ısı transferi (ısıl performansı) düşürür. Sonuç olarak ısı değiştiricisi kullanım dışı kalır.

Kirliliğe neden olan faktörler: Boru cidarına yapışan parçacıklar, sıvı geçişini kısıtlayan kirlilikler, çökme, ısı değiştiricisi malzemesinin sıvıyla etkileşimi ile oluşan korozyon ürünleri, soğutma suyunda oluşan yosun, koklaşma ve tuz birikintileridir. Bu kirliliklerin hepsi ısı transferini azaltır.

Birikinti, ısı transferi ve akışkan akışına karşı direnci artıran ısı transfer yüzeyindeki istenmeyen tortulardır. Birikinti enerji, arıza, bakım açısından ekstra maliyet oluşturur. Bu muayene ve temizlik maliyetlerinden kaçınılmak için ısı değiştiricisi tasarımı yapılırken birikinti koşullarına dikkat edilmelidir. Altı çeşit kirlilik tipi vardır; çökelme ya da kristalleşme, katı parçacıklar (çözünmezler), kimyasal reaksiyon, korozyon, biyolojik ve donma (katılaşma) sonucu kirliliktir.



Şekil 2.16. Isı değiştiricisindeki birikintiler

2.3.1. Kirlenme Eğilimleri

Kirlenme, ısı değiştircisi seçiminde dikkate alınması gereken önemli bir faktördür. Çünkü sıvı içerisindeki katı cisimler, birikintiler verimliliği azaltıp ısı transferini azaltır. Bir akışkanın belirli yüzey tipine göre kirlenme karakteristiklerine etki eden faktörler şu şekilde sıralanmaktadır;

a- Akışkan hızı: Isı değiştircisi kanal sistemindeki en düşük hız en önemli etkendir.

b- Akışkan hızının kayma kuvveti: Türbülans ve laminer-tabaka kalınlığına etkisi

c- Yüzey civarında kalma süresi

d- Kanallardaki hız veya akım dağılımı: Tüm kanal bölümlerinde iyi bir hız veya akım dağılımı olmalıdır. Eğer birden fazla kanal var ise çeşitli kanallar arasındaki akım dağılımının da iyi olması gerekir

Gövde borulu ısı değiştircilerinin kirlenme faktörü diğer tiplere göre daha fazladır. Kirli bir akışkanda ısı geçişinin en iyi sağlandığı ısı değiştircisi spiral plakalı ısı değiştircileridir. Lamelli ve plakalı ısı değiştircilerinde kanallarda ve kanal aralarında iyi bir akım dağılımı olduğundan ve akımın tümünün türbülanslı olması nedeniyle kirli akışkanlara iyi uyum sağlarlar [24].

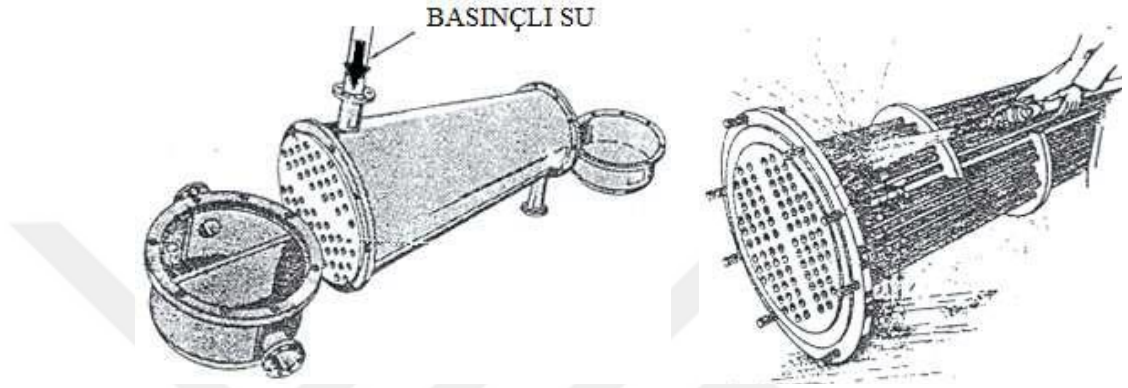
2.3.2. Muayene, Temizleme, Tamir ve İlave

Gövde borulu ısı değiştircisindeki boru demeti, temizleme veya değiştirilme için sökülecek ise yeterli yer hacmi mevcut olmalı, gerekli cihazların ısı değiştircisine girişi ve çıkışı göz önüne alınmalıdır. Proses koşullarının değişimleri olasıysa değişim kolaylığı ayrıca önemli faktör olabilir.

Diğer bir önemli faktörde: Arıza sonucu akışkanların birbirine karışması veya sızmasıdır. Isı değiştircisi seçiminde, arıza anında zehirleyici ve tutuşabilir akışkan özelliklerine dikkat edilmelidir. Spiral ve lamelli ısı değiştircileri birbirine karışma özelliğini minimuma indirir [24] .

Kirlenme problemi bir süre için savsaklanırsa daha sonra kesme, kazıma gibi mekanik temizleme gerekebilir. Mekanik temizleme gerektiğinde ısı değiştiricisi durdurulur. Kısmen veya tamamen parçalarına ayrılarak genellikle basınçlı su ile temizlenir.

Kirliliği temizlemek için suyun yüksek basınç altında borular dışına ve içine püskürtülmesi gerekir. Suyun kuvveti kirlilikleri gevşetir ve sonra sürükleyip götürür [24].



Şekil 2.17. Basınçlı su ile temizleme

2.4. Isı Değiştiricisi Seçimi

2.4.1. Isı Değiştiricisinin Boyutu

Seçilen ısı değiştirici boyutu çok fazla paralel üniteye sahip olmayacak şekilde olmalıdır. Paralel ünite sayısının çok fazla olması akış dağılım problemlerine neden olur ayrıca da pahalı boru hattı kullanılmasını sağlayıp maliyeti artırır. Isı değiştiricisinin kullanıldığı yerde yer problemi varsa ısı değiştiricilerini paralel bağlayarak büyük yer problemi ortadan kaldırılabilir [24] .

2.4.2. Bulunabilirlik

Özel ısı değiştiricisi sağlayabilen firma sayısı az, teslim süresi uzun, tamirleri de uzmanlar tarafından yapılmaktadır. Özel ısı değiştiricisi seçildiğinde yapım süresi dikkate alınmalıdır. Bu durum da genellikle standart dizaynlara sahip ısı değiştirici seçimini zorunlu kılmaktadır [24].

2.4.3. Ekonomik Faktörler

Isı değiştiricisinin toplam maliyeti; yatırım, montaj, işletim maliyetlerinden oluşmaktadır. Sabit basınç dūřümü (pompa gūcü) için esas ekonomik faktör, yatırım maliyeti olacaktır. Fakat dizayn parametrelerinin seçiminde geniş bir aralık olduğu durumlarda, pompa gūcü ile yatırım maliyeti arasında bir ilişki olduğuna dikkat edilmelidir. Montaj maliyetleri de çok önemlidir. Bu nedenle farklı tiplerdeki ısı değiştiricileri araştırmalı optimum olan seçilmelidir [24].

2.4.4. İlk Seçim

Boyut, bulunabilirlik, ekonomik faktörler, sıcaklık, basınç, kirlenme, akışkan-malzeme uyumu gibi kriterler dikkate alındıktan sonra uygun olmayan ısı değiştiricileri elenir. Uygun olan ısı değiştiricileri arasında da avantaj-dezavantaj durumuna göre uygun olan ısı değiştiricisi seçilir. Çizelge 2.1’de ısı değiştiricilerinde seçim kriterleri verilmiştir [24].

Çizelge 2.1. Isı değiştirici seçim kriterleri [24]

Kriter	Isı Değiştirici Tipi							
	HSID	PID	SID	LID	PKID	ÇBID	GID	GBID
Basınç, (bar)	350	30	20	35 10	25	350	6	350
Sıcaklık, (°C)	600	(-40) – (200)	400	220 500	(-260) – (650)	(-200) – (600)	180	(-200) – (600)
Tek bir ünite için tipik yüzey alanı, (m ²)	5 - 350	1 - 1200	0.5 - 350	1 - 1000	1230 m ² / m ³ ‘e kadar	0.25 – 200	(16)	10 - 1000
Kompaktlık	(3) *	****	****	**	*****	*	***	*
Mekanik temizleme	**	*****	****	**	*	***	*	***
Kimyasal temizleme	**	****	****	***	**	***	*****	***
Maliyet/ m ²	**	(6) ****	(8) ***	(12) **	*****	**	*	**
Bakım Kolaylığı	**	*****	****	***	*	***	*	**
Korozyon riski	***	****	****	*****	***	*****	*****	**
Kirlenme riski	**	*****	****	***	**	***	***	*

Kirlenme etkisi	(4) *	****	****	**	*	***	**	*
Sızıntı riski	**	(7) *	(9) *	**	****	(15) ***	*	(18) **
Montajdan sonra görev değişikliği	**	****	*	*	***	*	***	*
Sıcaklık geçişi	*	****	****	***	*****	***	***	**
Viskoz akış	*	****	****	**	*****	**	****	* (19) ***
Isıya duyarlı akışkanlar	**	****	****	**	***	**	***	*
Katı akışı	*	**	****	**	*	***	*	*
Gazlar	****	*	***	***	****	****	***	****
Faz değişimi	****	*	****	***	****	****	**	****
Çok akışkanlı değişim	***	***	*	**	*****	*	***	**

* : çok zayıf, ** : zayıf, *** : uygun, ****: iyi, *****: çok iyi

Notlar:

- (1): Tipik üst sınır fakat daha yüksek basınçlar için dizayn mümkün.
(2): Paket tip demetler. Eğer kullanım yerinde inşa edilirse daha büyük boyutlar mümkün.
(3): Sıkça boru raflarının üzerine veya yakınlara monte edilir.
(4): Dış taraftaki kirlenme hava akısını azaltabilir ve MTD azalabilir.
(5): Sıkıştırılmış asbest fiberli contalar için 260°C
(6): Düşük bağıl maliyet demir dışı malzemelere uygulanır.
(7): Plaka kenarları kaynakla kaplanabilir ancak bu durumda sökölme çok zor olur.
(8): Tüm metaller için
(9): Bakınız (7).
(10): Çap = 300 mm
(11): Çap = 1000 mm
(12): Yalnızca demir dışı metaller için geçerli
(13): Kesit alanına bağlı olarak 80 bara kadar mevcut.
(14): Tipik üst sınır fakat daha yüksek basınçlar için dizayn mümkün.
(15): Eğer tümü kaynaklı ise

(16): Gövde borulu tip: $1.6 - 1650 m^2$

Kübik ve dikdörtgen tip: $0.65 - 153 m^2$

Multiblok tip: $0.22 - 240 m^2$

Kartuş tip: $0.16 - 18.6 m^2$

(17): Tipik st sınır fakat çapa bağlı olarak daha yüksek basınçlar mümkün.

(18): TEMA tiplerine bağlıdır.

(19): Gövde tarafında ısıtılan viskoz akışkanlara uygulanır.

2.4.5. Son Seim

İlk seçimden sonra birden fazla uygun ısı değiştiricisi olabilir. Son seçimde ilk seçimde uygun olan ısı değiştiricileri arasından maliyet açısından en uygunu seçilir.

Son seçimde kullanılan değerlendirme yöntemi;

1- Isıl dengeden Q ısı yükü bulunur.

2- ΔT ortalama sıcaklık farkı belirlenir.

3- Her bir konfgrasyon için $Q/\Delta T$ oranı hesaplanır. Gerekli zel ısı yükü için sıcaklık farkı düzeltme katsayısı F değiştiğinden $Q/\Delta T$ da değişecektir.

4- Her bir ısı değiştirici tipi için verilmiş olan tablolardan, $Q/\Delta T$ kullanılarak, soğuk ve sıcak akışkan tipleri basınçlarına göre “ C ” değerleri okunur. “ C ”, W/K başına ısı değiştiricinin maliyetini göstermektedir birimi “ $\$/ (W/K)$ ” dir. C değerlerinin bulunabilmesi için logaritmik interpolasyon kullanılır. Değerleri çeşitli kaynaklarda verilmektedir [24].

5- Her bir konfgrasyonun maliyeti $Q/\Delta T$ ve “ C ” değerleri çarpılarak bulunur.

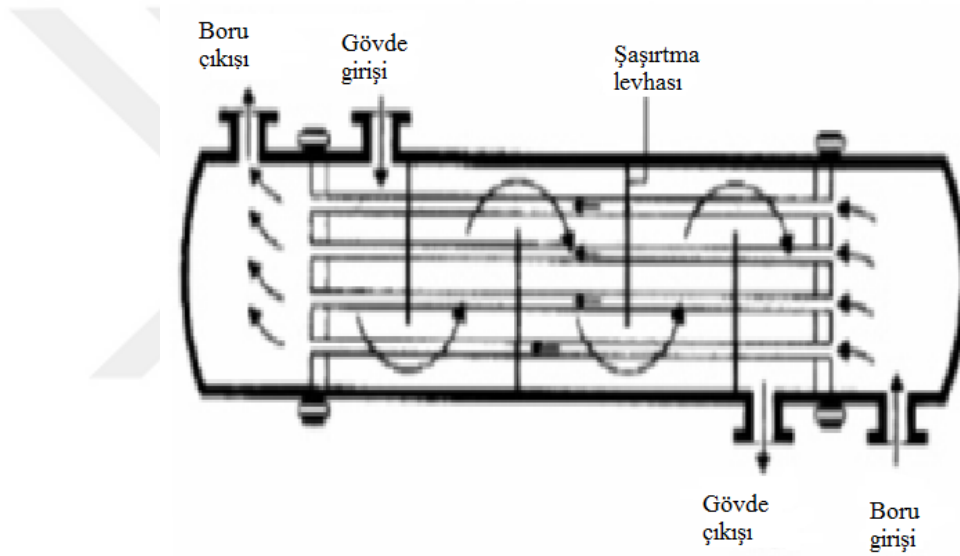
$$\text{Maliyet} = C \times (Q/\Delta T)$$

Montaj ile pompa maliyet farkları da dikkate alınarak maliyetler karşılaştırılır.

6- Eğer bir konfgrasyon diğerlerinden çok iyiye, bu dizayn seçilir ve detaylı hesaplamalar yapılır. Çeşitli dizaynlar yaklaşık olarak aynı maliyetlere sahip iseler, bu durumda, tüm dizaynlar daha ayrıntılı bir şekilde hesaplanmalıdır. Bu ayrıntılı hesaplamalar sonucunda, maliyeti en düşük olan ısı değiştirici tipi seçilir [24].

2.5. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricileri, silindirik bir gövde eksenine paralel olarak yerleştirilmiş çok sayıda borudan oluşmuştur. Akışkanlardan bir tanesi boruların içinden diğeri ise boruların dışından (gövde boyunca) akarken ısı transferini meydana getirir. Endüstriyel alanlarda en çok kullanılan ısı değiştiricisidir. Nükleer güç, besleme suyu ısıtıcıları, alternatif enerjiler (termal, jeotermal), bazı klima ve soğutma sistemlerinde kullanılır. Gövde borululu ısı değiştiricileri oldukça büyük ısı transfer alanı sağlar ve kolaylıkla temizlenebilir. Isı değiştiricileri TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) tarafından belirlenen standartlar kapsamında imal edilmektedir [21].



şekil 2.18. Bir gövde geçişli bir boru geçişli gövde borulu ısı değiştiricisi

Gövde borulu ısı değiştiricilerinin avantajlarını şu şekilde sıralayabiliriz;

- Hemen hemen tüm uygulamalar için kullanılabilir (rneğin ısıtma ve havalandırma sistemlerinde, soğutma sistemlerinde, güç üretim sistemlerinde, kimya ve gıda endüstrisinde, atık ısının geri kazanılmasında, elektronik sanayisinde, üretim endüstrisinde, evre mühendisliğinde, ısı depolama sistemleri vs.) son derece esnek ve sağlam dizayna sahiptir.

- Temizleme için demonte edilebilecek, sökülebilecek şekilde dizayn edilebilir.

- Bakımı ve tamiri kolaydır.

- Piyasadan kolay bir şekilde bulunabilir. Bu ısı değiştircilerini sağlayan firma sayısı oldukça fazladır.

- Çoklu uniteleri yapmak kolaydır.
- Birçok metal ile imal edilebildiği için akışkan sınırlaması çok azdır.

Gövde borulu ısı değiştircilerinin dezavantajlarını şu şekilde sıralayabiliriz;

- Yüksek plan alanı gerektirir. Bunun yanında demeti sökebilmek için ekstra alana gereksinim vardır.

2.5.1. Gövde Borulu Isı Değiştircilerinde Gövde Tipi

Gövde borulu ısı değiştircilerinde gövde tipleri TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) tarafından standartlaştırılmıştır. Gövde tipleri alfabetik harflerle tanımlanır.

E-gövde tipi ısı değiştircisi maliyeti ve basitliğinden dolayı en yaygın olan gövde tipidir. E-gövde tipinde akışkan bir taraftan girer ve diğer bir taraftan çıkar. Buna gövde tarafından tek geçişli denmektedir. Borular tek veya çift geçişli olabilir ve enine uzanan şaşırtma levhaları tarafından desteklenir. Bu gövde ve tek geçişli borularla karşıt akış elde edilir.

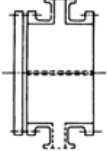
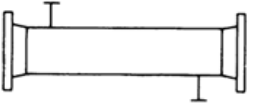
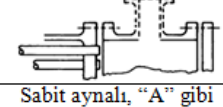
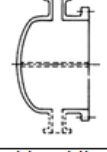
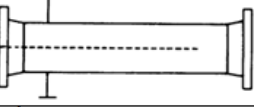
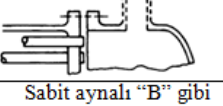
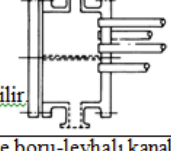
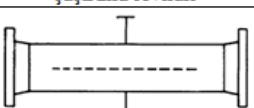
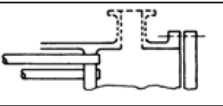
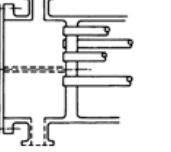

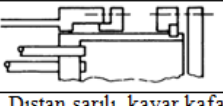
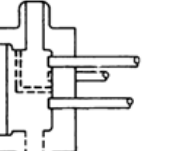
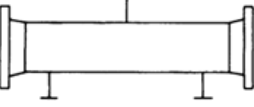
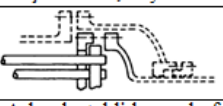
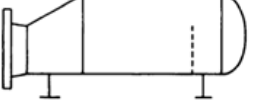
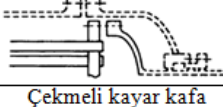
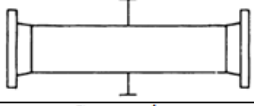
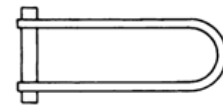

Sıcaklık farklarını arttırmak, verimliliği arttırmak için iki boru geçişli ısı değiştircisi gerekmektedir. Bu da boyuna uzanan şaşırtma levhası ile F-gövde ile elde edilir. E-gövde tipi ile F-gövde tipi karşılaştırıldığında F-gövde tipindeki basınç düşümü çok daha fazladır.

Diğer bir önemli gövde tipi ise J-gövde tipidir. Akışkan gövdeye merkezden girer ve iki parçaya ayrılır. Bir nozzle boruların ortasında diğer ikisi ise boruların sonundadır. Bu gövde kondenser gibi uygulamaların dizaynında düşük basınç düşümleri için kullanılır. Basınç düşümü E-gövde tipi ile karşılaştırıldığında E'nin basınç düşümünün yaklaşık 1/8'i kadardır.

X-gövde tipi ısı değiştircilerinde akışkan merkezden giriş ve çıkışını sağlar. şaşırtma levhası bu tiplerde yoktur. Sonuç olarak basınç düşümleri oldukça düşüktür.

G-gövde ve H-gövde tipi ısı değiştircileri özel uygulamalarda kullanılır. G-gövde bölünmüş akış yatay şaşırtma levhaları yerleştirilmiştir. Gövde nozzle'ları boruların ortasından 180° uzağa gelecek şekilde yerleştirilmiştir. G-gövde tipi E-gövde tipiyle aynı basınç düşüme sahiptir, fakat *F* faktöründen dolayı aynı yüzey

alanı ve debi için ısı değıştircisi verimliliği daha çok yüksektir. H-gövde tipinde G ile benzerdir fakat 2 çıkış nozzle ve 2 yatay şaşırtma levhası vardır [21].

	Ön Kapak	Gövde	Arka Kapak
A	 Kanal tipi ve çıkarılabilir kapak	E  Bir gövde geçişli	L  Sabit aynalı, "A" gibi
B	 Başlık şeklinde (yekpare kapak)	F  İki gövde geçişli – yatay şaşırtma levhalı	M  Sabit aynalı "B" gibi
C	 Sadece boru demeti çıkarılabilir Yekpare boru-levhalı kanal ve çıkarılabilir kapak	G  Tek bölünmüş akış	N  Sabit aynalı "N" gibi
N	 Yekpare boru-levhalı kanal ve çıkarılabilir kapak	H  Çift bölünmüş akış	P  Dıştan sarılı, kayar kafa
D	 Özel yüksek basınç odalı	J  Ayrılmış akış	S  Arka destekli kayar kafa
		K  Kettle Tipi	T  Çekmeli kayar kafa
		X  Çapraz akış	U  U Boru Demetli
			W  Dıştan contalı kayar ayna

Şekil 2.19. Standart gövde tipleri (Courtesy of the Tubular Exchanger Manufacturers Association) [21]

2.5.2. Gövde Borulu Isı Değiştircilerinde Boru ve Boru Geçişleri

Sadece E-gövde tipinde bir boru geçişi ve F-gövde tipinde 2 boru geçişi sonucunda karşıt akış oluşur. Boru malzemeleri seçilirken; düşük maliyet, hafiflik ve yüksek iletkenlik önemli rol oynar. Boru metalleri genellikle düşük karbon çelik, düşük alaşım çelik, paslanmaz çelik, bakır, alüminyum, titanyumdur. Diğer malzemeler genellikle özel uygulamalarda kullanılır. Isı değıştircisi boru duvar kalınlıkları BWG (Birmingham Wire Gage) tarafından standartlandırılmıştır.

Çok sayıda boru geçişi kirliliği azaltmak, ısı taşınım katsayısı ve boru tarafındaki akış hızını arttırmak için kullanılır. Boru geçiş sayısı mevcut basınç düşümlerine bağlıdır. Borudaki yüksek hızlar artan basınç düşümleri pahasına daha yüksek ısı taşınım katsayısı sağlar. Boru geçişleri genellikle 1'den 10'a kadardır. Standart dizaynlarda boru geçiş sayıları 1, 2, 4 olarak seçilir.

Küçük boru çapları (8-15 mm) daha büyük alan/hacim için sunulur. Fakat boruların temizliği açısından 20 mm'ye sınırlandırılır. Daha büyük boru çapları kondenser ve kazanlar için gereklidir. Kirli akışkanların kullanıldığı durumlarda, temizleme kolaylığı açısından büyük çaplı borular kullanılır. Isı değiştiricilerinde kullanılan malzemelere göre boruların çapları ve et kalınlıkları uygun standartlarda alınabilir. Belirli bir ısı kapasite için uzun boruların seçilmesi, gövde çapını küçültür ve özellikle yüksek basınçlarda daha ucuz ısı değiştirici imal edilebilir. Gövde çapının 5-10 katı olarak boru boyu seçimi uygun sonuçlar verebilir.

Boru uzunlukları maliyeti ve ısı değiştiricisi operasyonunu etkiler.

Çizelge 2.2. Ticari borular için çap değerleri [21]

Boru dış çapı (in.)	BWG	Kalınlık (in.)	İç akış alanı (in ² .)	Dış yüzeyin uzunluğa oranı	İç yüzeyin uzunluğa oranı	Birim ağırlık (lb)	Boru iç çapı (in.)	Dış çapın iç çapa oranı
1/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	1.289
1/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	1.214
1/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	1.168
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	1.354
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	1.233
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	1.176
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	1.133
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	1.351
1/2	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	1.244
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	1.163
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	1.126
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	1.536
5/8	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	1.437
5/8	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	1.362
5/8	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	1.299
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.49s	1.263
5/8	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	1.228

5/8	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.303	0.527	1.186
5/8	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	1.155
5/8	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	1.136
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.884	0.482	1.556
3/4	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	1.471
3/4	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.748	0.532	1.410
3/4	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.666	0.560	1.339
3/4	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	1.284
3/4	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.520	0.606	1.238
3/4	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	1.210
3/4	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.428	0.634	1.183
3/4	18	0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	1.150
3/4	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.269	0.680	1.103
7/8	10	0.134	0.2892	0.2291	0.1589	1.061	0.607	1.441
7/8	11	0.120	0.3166	0.2291	0.1662	0.969	0.635	1.378
7/8	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.891	0.657	1.332
7/8	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1793	0.792	0.685	1.277
7/8	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.704	0.709	1.234
7/8	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.561	0.745	1.174
7/8	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.432	0.777	1.126
7/8	20	0.035	0.5090	0.2291	0.2107	0.313	0.805	1.087
1	8	0.165	0.3526	0.2618	0.1754	1.462	0.670	1.493
1	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.237	0.732	1.366
1	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	1.316
1	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.037	0.782	1.279
1	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.918	0.810	1.235
1	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.813	0.834	1.199
1	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.856	1.167
1	16	0.065	0.5945	0.2618	0.2278	0.649	0.870	1.119
1	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.496	0.902	1.109
1	20	0.035	0.6793	0.2618	0.2435	0.360	0.930	1.075
1-1/4	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.057	0.890	1.404
1-1/4	8	0.165	0.6648	0.3272	0.2409	1.921	0.920	1.359
1-1/4	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.598	0.982	1.273
1-1/4	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.448	1.010	1.238
1-1/4	12	0.109	0.8365	0.3272	0.2702	1.329	1.032	1.211
1-1/4	12	0.095	0.8825	0.3272	0.2773	1.173	1.060	1.179
1-1/4	14	0.083	0.9229	0.3272	0.2838	1.033	1.084	1.153

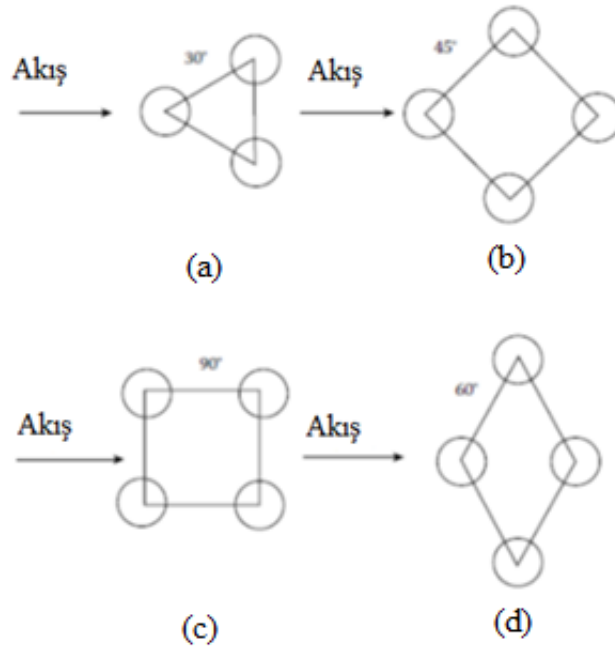
1-1/4	16	0.065	0.9852	0.3272	0.2932	0.823	1.120	1.116
1-1/4	18	0.049	1.042	0.3272	0.3016	0.629	1.152	1.085
1-1/4	20	0.035	1.094	0.3272	0.3089	0.456	1.180	1.059
1-1/2	10	0.134	1.192	0.3927	0.3225	1.955	1.232	1.218
1-1/2	12	0.109	1.291	0.3927	0.3356	1.618	1.282	1.170
1-1/2	14	0.083	1.398	0.3927	0.3492	1.258	1.334	1.124
1-1/2	16	0.065	1.474	0.3927	0.3587	0.996	1.370	1.095
2	11	0.120	2.433	0.5236	0.4608	2.410	1.760	1.136
2	13	0.095	2.573	0.5236	0.4739	1.934	1.810	1.105
2-1/2	9	0.148	3.815	0.6540	0.5770	3.719	2.204	1.134

2.5.3. Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Boru Düzeni

Boru düzeni borular arasındaki açı tarafından karakterize edilir. İki standart boru düzeni vardır bunlar; kare ve eşkenar üçgen.

Üçgensel düzen (30°) en iyi ısı transferini sağlar ve en fazla boru yoğunluğu düzendedir

Kare düzen (90°) en düşük ısı taşınım katsayısı ve en düşük basınç düşümleri sağlar. Kare düzlem (90° ve 45°) mekanik temizlik için gereklidir.



şekil 2.20. Boru düzeni ((a) gen, (b) Dndrlmş kare, (c) Kare, (d) Dndrlmş gen)

2.5.4. Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Akışkan Konumlandırması

a- Boru tarafı şu koşullar altında tercih edilir;

- Akışkan kirliliğe eğilimli ise;
Daha yüksek hızlar birikintiyi azaltır.
Mekanik temizleme borularında gövdeden çok daha pratiktir.
- Koroziyel akışkanlarda genellikle en iyi borulardan geçer.
Boruların egzotik malzemelerden üretilmesi daha ucuzdur.

Bu alayım yapımını gerektiren çok yüksek sıcaklıktaki akışkanlar için de geçerlidir.

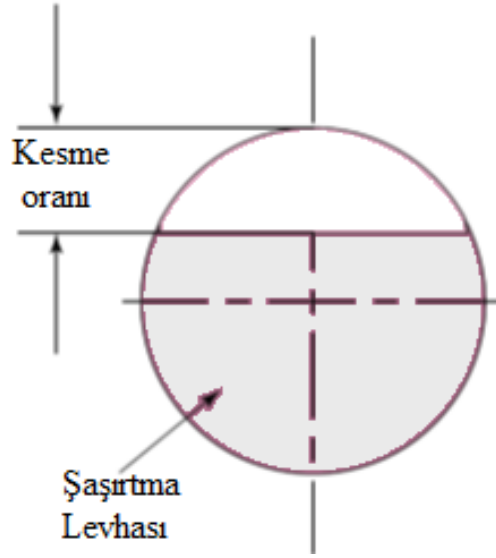
- Artan hızlar ve türbülans elde etmek için düşük akış hızlarına sahip akışlar
- Yüksek basınçlı akışlar, tüpleri daha güçlü inşa etmek için daha az pahalıdır
- İzin verilen düşük basınç düşüşü olan akışlar

b- Viskoz akışkanlar ısı transfer oranını iyileştirmek için genellikle gövde tarafından geçerler.

- Öte yandan akışkanı gövde tarafı yerine boru tarafına koymak genellikle daha düşük basınç düşümüne neden olur [21].

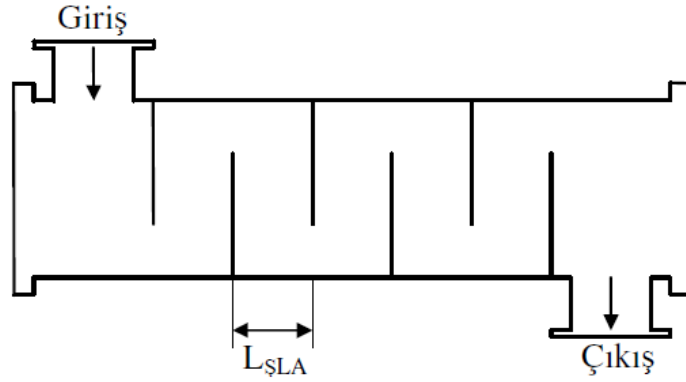
2.5.5. Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Şaşırtma Levhaları

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde boruları destekleyerek yapısal rijitliği korumak, borulardaki titreşimi ve eğilmeyi engellemek için çoğunlukla şaşırtma levhaları kullanılır. Şaşırtma levhalarının diğer bir önemli görevi ise boru demetine dik olarak akışın yönünü değiştirerek ısı taşınım katsayısını arttırmaktır. Şaşırtma levhaları ilk olarak 1951 yılında Tinker [1] tarafından tanımlanmıştır. Bu levhalar sayesinde toplam akış dağılmakta ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısı da artmaktadır [25]. Şaşırtma levhalarının kesme oranı % 25 - % 45 arasında alınabilmekle birlikte levhalarının % 25 ila % 35 oranında kesilmesi tavsiye edilmektedir [3]. Bu oran levhanın kesme yüksekliğinin gövde iç çapına oranıdır.



Şekil 2.21. Şaşırtma levhası kesmesi [2]

Şaşırtma levhaları arasındaki mesafe ısı transferi için çok önemli bir parametredir. Bu mesafe genellikle gövde çapının 0.4 - 0.6 katı olarak belirlenmiştir. Levhalar arasındaki mesafe ne kadar artarsa ısı transfer miktarı ve basınç düşümleri o kadar azalacaktır.



Şekil 2.22. Gövde borulu ısı değiştiricisinde şaşırtma levhası aralığı [2]

Gövde borulu ısı değiştiricilerindeki şaşırtma levhalarının aralığı basınç düşümlerinde önemli bir rol oynamaktadır. Basınç düşümünün artması, pompanın veya fanın gücünü arttıracığından sistemin işletme masrafları ile yatırım masraflarında da artışa sebep olur. Bu da ekonomik açıdan istenmeyen bir durum oluşturacaktır. Bir ısı değiştiricisi tasarımı yapılırken, ısı geçişinin yanı sıra basınç düşümlerinin de analiz edilmesi gerekmektedir.

Tek parçalı ve iki parçalı şaşırtma levhaları en sıklıkla kullanılan şaşırtma levhalarıdır. Şaşırtma levhaları akışı borular arasında en etkili şekilde yönlendirir [21].

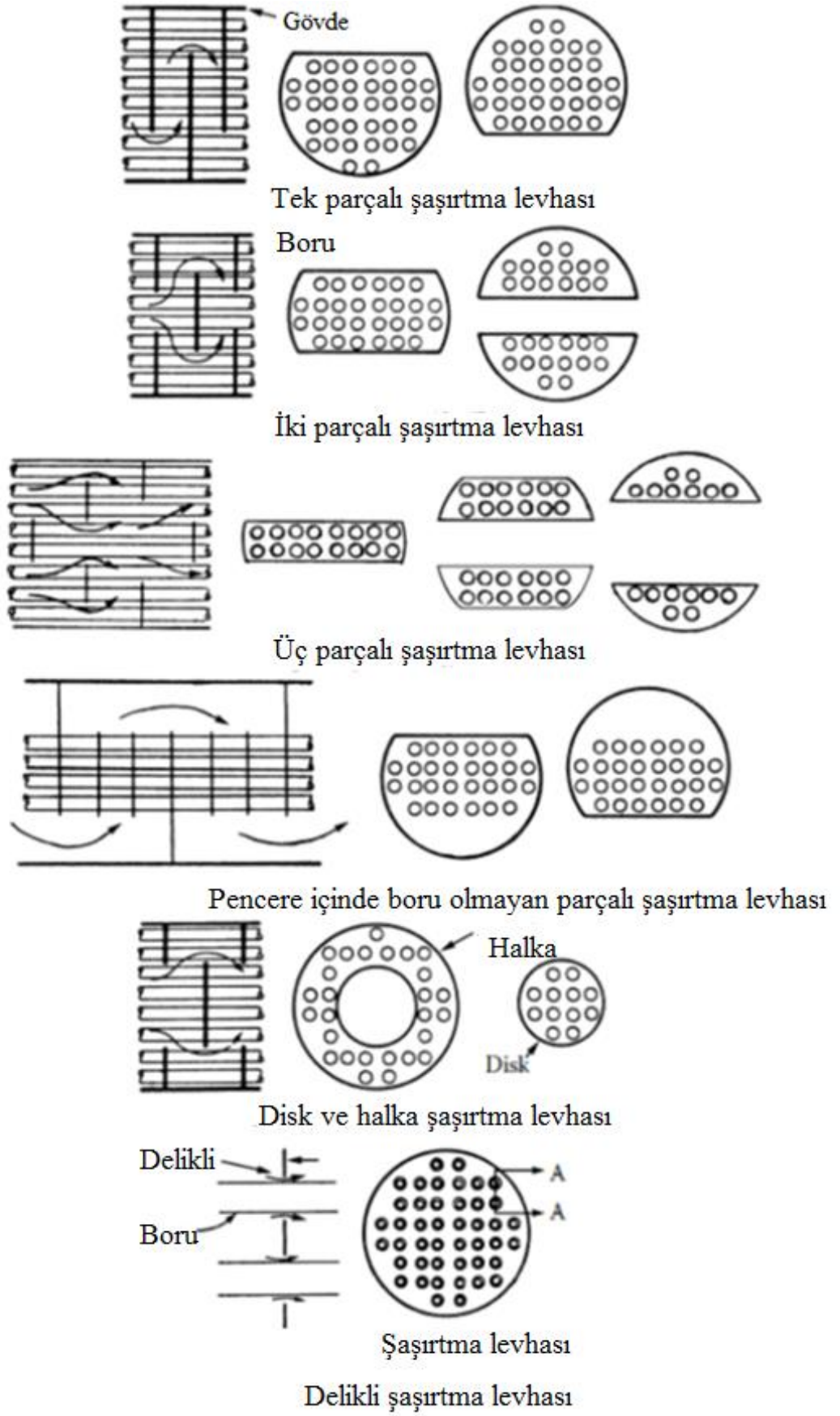
Parça değerinin yaklaşık 0.3 - 0.5 olduğu üç parçalı ve boru içermeyen parçalı şaşırtma levhaları düşük basınç düşüm uygulamalarında kullanılır.

Disk ve halka (doughnut) bölmeler alternatif halkalar halinde oluşurlar. Ve iç diskler, akışları radyal olarak boru alanı boyunca yönlendirir. Şaşırtma levhası tipleri basınç düşümleri ve ısı transfer dönüşümleri için çok etkilidir. Bu şaşırtma levhaları Birleşik Devletlerde nadiren kullanılır fakat Avrupa'da çok popülerdir.

Diğer bir tip ise plakalı şaşırtma levhası orifis (delikli) şaşırtma levhasıdır.

Gövde tarafındaki akışkan boru dış çapı ve şaşırtma levhası delik çapı arasındaki boşluk boyunca akar.

Flower tipli şaşırtma levhası ısı değiştiricisine eşsiz bir destek sağlar. Hem ısı transferinin verimliliğini artırabilir hem de basınç düşüşünü azaltabilir [5].



Şekil 2.23. Şaşırtma levhası tipleri [21]

2.5.6. Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Hız ve Basınç Düşümleri

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde hızın ve buna bağlı olarak debinin belirli değerlerin üzerine çıkması istenmez. Ses problemi nedeniyle hızın çok yüksek olması istenmez. Gövde tarafındaki hız ve buna bağlı olarak debinin türbülans nedeniyle düşük olması istenir. Hızın büyük olması ısı geçiş katsayısını arttırarak, daha kompakt ısı değiştirici konstrüksiyonuna imkan sağlarken, basınç kayıplarının ve bunun sonucu pompa veya vantilatör gücünün büyümesine neden olur. Büyük hızlar cidarlarda kirlenmeyi önler ancak titreşim, kavitasyon, erozyon oluşturabilir.

Çizelge 2.3. Gövde borulu ısı değiştiricilerinde önerilen hızlar ve basınç düşümleri [23]

Boru içinde akışkan hızları	1.5 – 2.5 <i>m/s</i> Bakır borularda max. 2 <i>m/s</i> Çelik borularda max. 3 – 4 <i>m/s</i> Paslanmaz çelik borularda max.4–5 <i>m/s</i>
Gövde içinde sıvı akışkan hızları:	0.3 – 1 <i>m/s</i>
Boru veya gövdede gaz hızları:	Vakum : 50 – 70 <i>m/s</i>
Boru veya gövdede gaz hızları:	Atmosferik basınç : 10 – 30 <i>m/s</i>
Boru veya gövdede gaz hızları:	Yüksek basınç : 5 – 10 <i>m/s</i>
Boru veya gövdede sıvı basınç düşümü:	Viskozitesi az : 35 <i>kPA</i>
Boru veya gövdede sıvı basınç düşümü:	Viskozitesi çok : 50 – 70 <i>kPA</i>
Boru veya gövdede gaz halinde basınç düşümü:	Yüksek vakum : 0.4 – 0.8 <i>kPA</i>
Boru veya gövdede gaz halinde basınç düşümü:	Orta vakum : 0.1×(mutlak basınç)
Boru veya gövdede gaz halinde basınç düşümü:	1 ila 2 <i>bar</i> : 0.5×(sistemin eff. basıncı)
Boru veya gövdede gaz halinde basınç düşümü:	10 <i>bar</i> üstü : 0.1×(sistemin eff. basıncı)

2.6. TEMA Standartları

Isı değiştiricileri belirli standart ölçülerde imal edilmektedir. Bu standartlar T.E.M.A (Tubular Exchanger Manufacturers Association) tarafından belirlenmiş ve T.S.E tarafından da kabul edilmiştir.

2.7. Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinde Denklemler

Isı değiştirici boyutu:

$$A_0 = \frac{Q}{U_0 \Delta T_m} = \frac{Q}{U_0 F \Delta T_{lm,cf}} \quad (2.1)$$

Toplam ısı transfer katsayısı:

$$\frac{1}{U_0} = \frac{A_0}{A_i} \left(\frac{1}{\eta_i h_i} + \frac{R_{fi}}{\eta_i} \right) + A_0 R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_0} \frac{1}{\eta_0 h_0} \quad (2.2)$$

Isıl yük:

$$Q = (\dot{m}c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) = (\dot{m}c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) \quad (2.3)$$

Eğer bir akım faz değişimi olursa:

$$Q = \dot{m}h_{fg} \quad (2.4)$$

Logaritmik sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln \frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}} \quad (2.5)$$

$$A_0 = \pi d_0 N_t L \quad (2.6)$$

$$N_t = (CTP) \frac{\pi D_s^2}{4A_1} \quad (2.7)$$

CTP: Boru sayımı hesaplama sabiti

Boru geçiş sayılarına göre *CTP* değerleri:

1 boru geçişli : *CTP* = 0.93

2 boru geçişli : *CTP* = 0.90

3 boru geçişli : *CTP* = 0.85

$$A_1 = (CL)P_f^2 \quad (2.8)$$

CL = 1.0 90° ve 45° için

CL = 0.87 30° ve 60° için

CL : Boru düzeni sabiti

$$N_t = 0.785 \left(\frac{CTP}{CL} \right) \frac{D_s^2}{(PR)^2} d_0^2 \quad (2.9)$$

$$PR = \frac{P_T}{d_0}$$

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A_0 (PR)^2 d_0}{L} \right]^{1/2}} \quad (2.10)$$

McAdams gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı korelasyonunu şu şekilde ifade etmiştir:

$$Nu = \frac{h_0 D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.11)$$

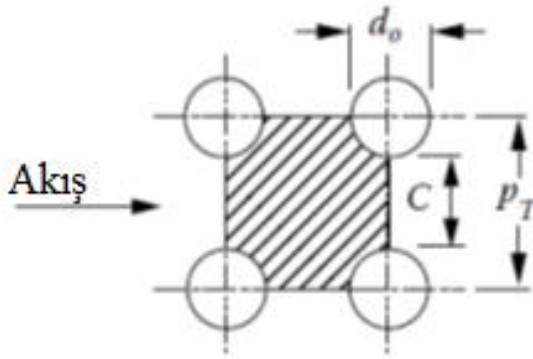
Bu denklemin kullanım aralığı $2 \times 10^3 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} < 1 \times 10^6$ 'dir.

Buradan;

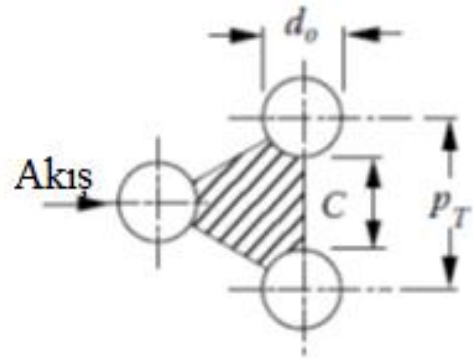
$$Re = \frac{\rho u_s D_e}{\mu} = \frac{G_s D_e}{\mu}$$

$$Pr = \frac{v}{a} = \frac{\mu c_p}{k}$$

$$D_e = \frac{4 \times \text{serbest akış alanı}}{\text{ıslak çevre}} \quad (2.12)$$



Düzgün sıralı (kare)



Üçgen sıralı

Kare düzen için:

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi d_0^2/4)}{\pi d_0} \quad (2.13)$$

Üçgen düzen için:

$$D_e = \frac{4\left(\frac{P_t^2\sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_0^2}{8}\right)}{\pi d_0/2} \quad (2.14)$$

A_s , gövde merkezindeki toplam çapraz akış alanı (maksimum akış alanı) [m^2] :

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T} \quad (2.15)$$

D_s , gövdenin iç çapı

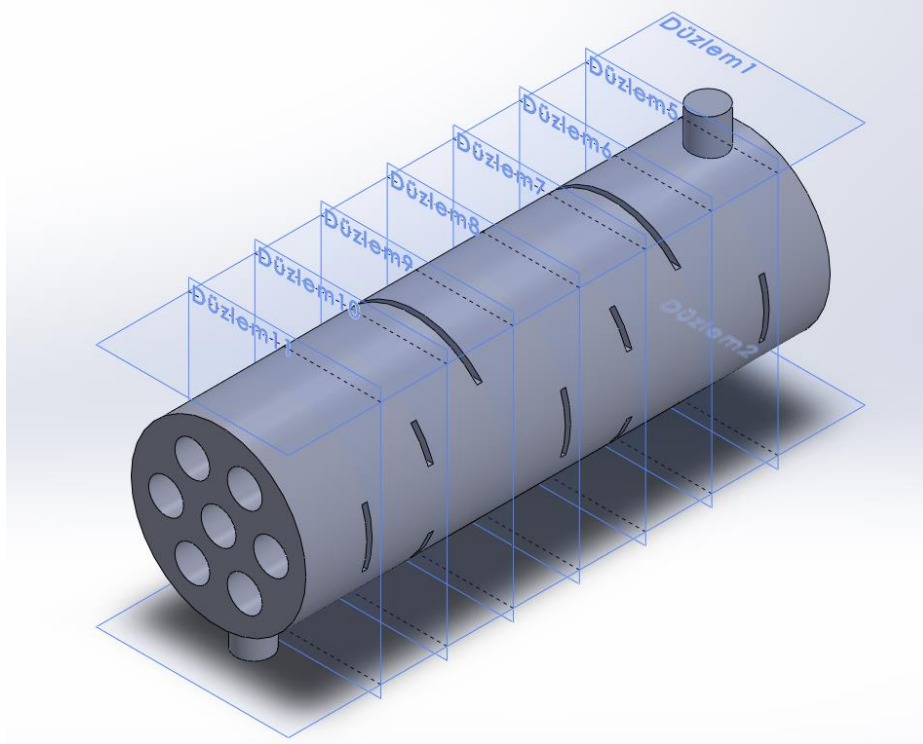
G_s , birim alandan geçen akışkan debisidir [kg/m^2s]

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (2.16)$$

3. MATERYAL YÖNTEM

Tez çalışmasında küçük bir gövde borulu ısı değiştiricisinde gövde tarafındaki akışın farklı tiplerdeki şaşırtma levhaları, farklı şaşırtma levha kesme oranları, farklı şaşırtma levha sayıları, farklı hız değerleri kullanılmasıyla ısı transfer oranlarının, basınç düşümlerinin ve ısı transfer katsayılarının nasıl etkileneceği incelenmiştir. şaşırtma levhaları boruları destekleyerek yapısal rijitliği korumak, borulardaki titreşimi ve eğilmeyi engellemek için kullanılır. şaşırtma levhalarının diğer bir önemli görevi ise boru demetine dik olarak akışın yönünü değiştirerek ısı taşınım katsayısını arttırmaktır. Isı transfer miktarı ve basınç düşümleri şaşırtma levhası tipleri, şaşırtma levhası sayısı, şaşırtma levhası kesme oranlarına bağlı olarak değişmektedir. Tek parçalı, üç parçalı, disk ve halka adı verilen şaşırtma levhalarını kullanarak hangisinin en iyi ısı transfer miktarı verdiği incelenmiş ve optimum olan belirlenmiştir. Farklı tiplerdeki şaşırtma levhalarının kullanıldığı ısı değiştiriciler için katı model oluşturulmuş ve sayısal hesaplamalar yapılmıştır.

Tüm sayısal çalışmaların akış analizleri ANSYS Fluent programında yapılmıştır. Sayısal analizin yapılması için gerekli olan katı model (ısı değiştirici) SOLIDWORKS programında çizilip katı model olan çizim ANSYS programına getirilir.



şekil 3.1. Gövde tarafı üç parçalı şaşırtma levhalı ısı değiştirici

3.1. Materyal

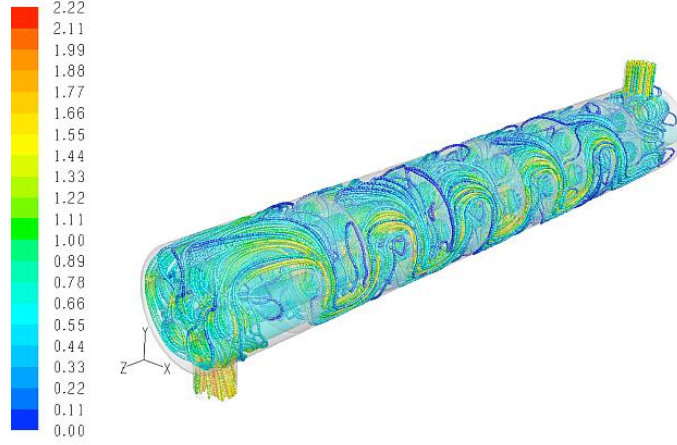
Şekil 3.1’de görülen gövde tarafındaki akışkan su seçilmiştir. Akışkan özellikleri ise termodinamik tablolarından yararlanarak doymuş su özellikleri belirlenmiştir.

3.2. Yöntem

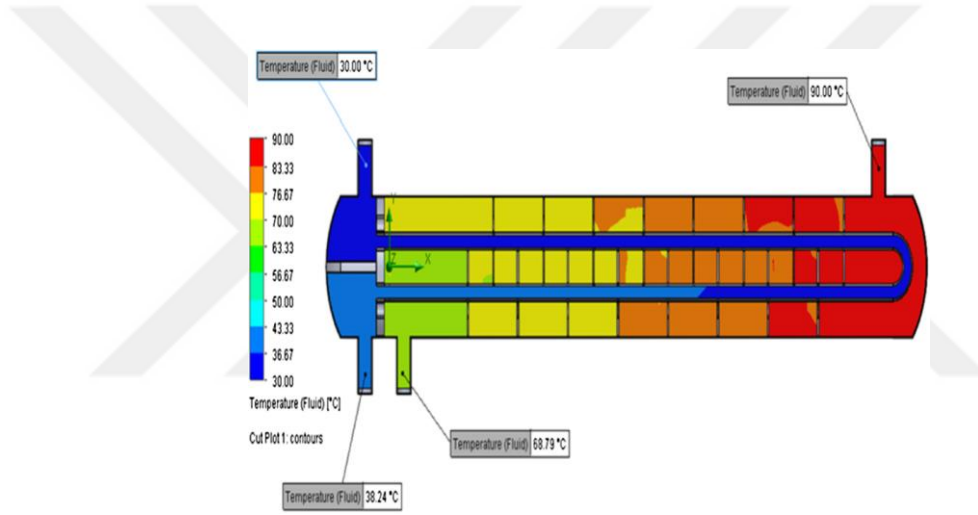
3.2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi (HAD)

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) / Computational Fluid Dynamics (CFD), numerik analiz ve algoritmalar kullanılarak akışkan davranışları ile ilgili problemleri, bilgisayar simülasyonları vasıtası ile analiz edip çözme amaçlı bir mühendislik çalışmasıdır. Fluent, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbo makine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler v.b.) endüstrisi, kimya endüstrisi, yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcıya birbirinden farklı birçok probleme aynı ara yüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar.

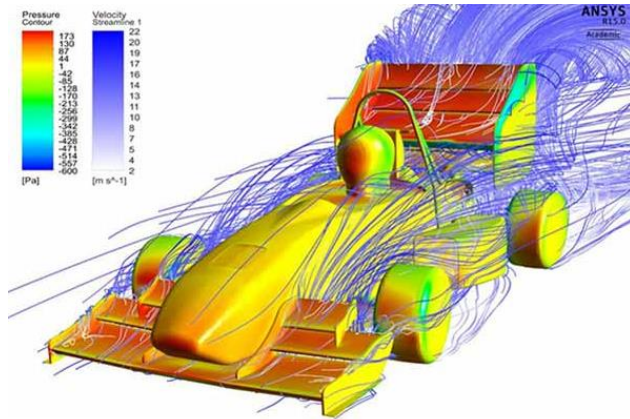
Kolay kullanımı ile Fluent, ürün performansını ürün henüz tasarım aşamasındayken ölçme, performansı düşüren etkenleri detaylı bir şekilde tespit ederek yine bilgisayar ortamında giderme ve piyasaya iyileştirme işlemleri tamamlanmış son ürünün verilmesi sağlayarak kullanıcısının zorlu rekabet şartlarında rakiplerinden bir adım önde olmasına katkıda bulunur. Birçok alanda hesap kolaylığı sağlayan HAD programı aynı zamanda gövde borulu ısı değiştiricilerdeki ısı analizinin yapılmasını sağlamaktadır. Farklı tiplerdeki şaşırtma levhalarının kullanıldığı gövde borulu ısı değiştiricisinin gövde tarafındaki ısı analizleri incelenmiş ve farklı tiplerdeki şaşırtma levhalarından optimum olan belirlenmiştir.



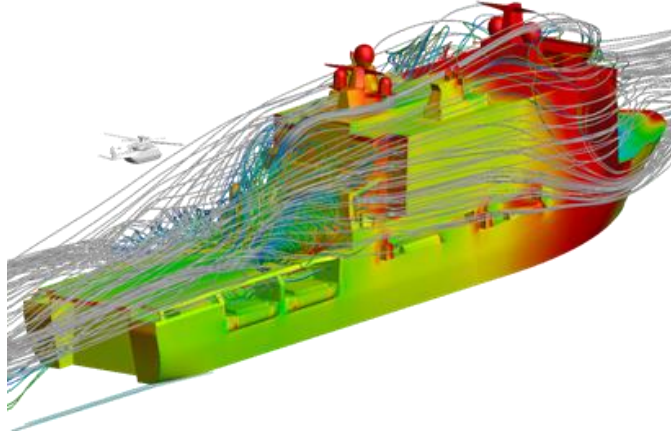
Şekil 3.2. HAD analizi yapılmış tek parçalı şaşırtma levhali gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız dağılımı [17]



Şekil 3.3. HAD analizi yapılmış tek parçalı şaşırtma levhali gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıcaklık dağılımı [5]



Şekil 3.4. HAD ile akış analizi yapılmış yarış arabası [26]



Şekil 3.5. HAD analizi (deniz taşıtı aero ve hidrodinamiği) [27]



Şekil 3.6. HAD analizi (rüzgar türbini) [28]

3.2.2. HAD Yönteminin Matematiksel Temeli

Akışkanlar dinamiği uygulamalarında, iki boyutlu veya üç boyutlu akış örneklerinde Reynolds sayısı belirli bir seviyenin üzerine çıktığında kararsız hale gelir. Reynolds sayısının düşük olduğu durumlarda akış Laminer, yüksek olduğu (kararsız olmaya başladığı) durumlarda ise akış Türbülanslı olmaktadır.

Türbülanslı akışta akışkan partikülleri arasında etkileşim fazla ve akışkan parçaları rastgele hareket eder. Akışkan basıncı ve hızı zamana bağlı olarak değişmektedir.

Kütlenin korunumu:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

Momentumun korunumu:

$$x - \text{momentum} = \vec{\nabla} \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (3.2)$$

$$y - \text{momentum} = \vec{\nabla} \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho g \quad (3.3)$$

$$z - \text{momentum} = \vec{\nabla} \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (3.4)$$

Enerji korunumu:

$$\text{Enerji} = \vec{\nabla} \cdot (\rho e \vec{V}) = -P \vec{\nabla} \cdot \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + q + \Phi \quad (3.5)$$

$$\Phi = \mu = \left[2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] + \lambda (\vec{\nabla} \cdot \vec{V})^2 \quad (3.6)$$

Sıkıştırılmayan akış için süreklilik denklemi:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad \text{veya} \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.7)$$

Navier – Stokes denklemleri ise:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \nabla^2 u + X \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \nabla^2 v + Y \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \nabla^2 w + Z \quad (3.10)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada;

\vec{V} : akışkanın üç boyutlu hız vektörü

P : basınç

ρ : yoğunluk

ν : kinematik viskozite

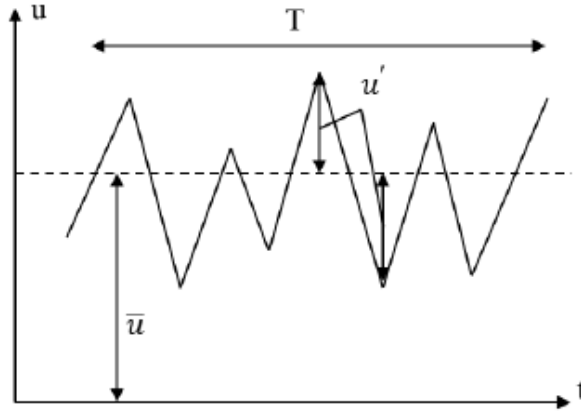
olarak tanımlanabilir, bununla birlikte X, Y, Z ise akışkana dışarıdan etki eden bir dış kuvvet bileşenlerini göstermektedir.

$$\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + z\vec{k} \quad (3.11)$$

$$F_{akış} = X\vec{i} + Y\vec{j} + Z\vec{k} \quad (3.12)$$

$$Reynolds\ sayısı = \frac{Atalet\ kuvvetleri}{Viskoz\ kuvvetler} \quad (3.13)$$

Akışın Kritik Reynolds sayısının (2300) altında olması durumuna Laminer akış denmektedir. Kritik Reynolds sayısının (2300) üzerindeki akışa Türbülanslı akış denmektedir. Türbülanslı akış ile kararsız çalkantılı bir durum gözlenir. Türbülanslı akışın kararsız hareketi, akışkan partiküllerinin hareketinden kaynaklanan hız ve diğer bileşenlerin hesaplanmasını zorlaştırır. Dolayısıyla hız bileşenleri için sadece zamanın fonksiyonu olarak ifade yerine, hızı belirli zaman periyodunda hesaplanan ortalama hız değeri ile zamanın fonksiyonu olarak salınım yapmakta olan türbülans çalkantı hız bileşenlerinin toplamı şeklinde tanımlayabiliriz.



Şekil 3.7. Türbülanslı akımda hız bileşenleri

Şekil 3.7.'de görüldüğü gibi

(\bar{u}): simgesi hızın belirli bir zaman için T periyodundaki ortalama değeri,

(u'): simgesi de zamanın fonsiyonu olarak salınım yapmakta olan türbülans çalkantı hız bileşenini ifade eder.

$$u(t) = \bar{u} + u'(t) \quad (3.14)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_{t=0}^T u(t) dt \quad (3.15)$$

Navier Stokes denklemlerinde, yukarıda hız ifadelerinde gösterildiği gibi diğer akış özellikleri için de zaman ortalaması ile beraber çalkantı bileşenlerinin eklenmesiyle türbülanslı akış için daha karmaşık ifadeler ortaya çıkacaktır. Bu

karmaşık denklemlerin çözümü için farklı türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu türbülans modellerinden bazıları şunlardır:

- 1- Sıfır Denklem Modeli
 - a- Prandtl Karışım Uzunluğu Modeli
 - b- Cebeci-Smith Modeli
 - c- Baldwin-Lomax Modeli
- 2- Tek Denklem Modeli
- 3- İki Denklem Modeli
 - a- Standart $k - \varepsilon$ Modeli
 - b- Nonlinear (anisotropic) $k - \varepsilon$ Modeli
 - c- $k - \varepsilon$ Modeli
- 4- Large Eddy Simulation (LES) (Büyük Girdap Simülasyon Modeli)
- 5- Direct Numerical Simulation (DNS) (Doğrudan Sayısal Simülasyon Modeli)
- 6- Reynolds Averaged (Reynolds Ortalamalı) Navier-Stokes (RANS) Modeli

3.2.3. Türbülans Modeli Seçimi

HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) uygulamalarında türbülans modeli seçimi oldukça önemlidir. Bu tez çalışmasında türbülanslı akış söz konusu olduğu için farklı türbülans modelleri hesaba katılmıştır. Yapılan analizlerde birkaç farklı türbülans modeli kullanılarak en uygun olanı seçilmiştir.

Endüstriyel uygulamalarda türbülans model olarak çoğunlukla Bölüm 3.2.4' de açıklanan *Standart $k - \varepsilon$ modeli* kullanılmaktadır. Farklı tipteki türbülanslı akışlar, farklı türbülans modellerinin uygulanmasını gerektirir. Ancak, türbülans modelleri hakkında yeterli bilgi yoksa ya da üzerinde çalışılan akış yapısı hakkında yeterince bilgi birikimi yoksa doğru türbülans modelini seçebilmek imkansız hale gelebilir. *Standart $k - \varepsilon$ modeli* türbülanslı akış modeli uygulamalarında başlangıç türbülans modeli olarak rahatlıkla seçilebilir. *Standart $k - \varepsilon$ modeli* basit bir türbülans modeli olmakla birlikte geometriye bağıllığı yoktur. İlk adım olarak seçilebilecek bu model güçlü olduğu kadar herhangi bir türbülans modeli kadar da iyi sonuçlar vermektedir. Endüstriyel alanların çoğunda başarılı sonuçlar alınıp standart

olarak uygulanmasına rağmen zayıf olduğu alanlar olup yetersiz kaldığı durumlar için yeni türbülans modelleri geliştirilmiştir.

3.2.4. Standart $k - \varepsilon$ Modeli

Standart $k - \varepsilon$ türbülans modelinde;

k : türbülans kinetik enerjisini

ε : kinetik enerjinin yayılım hızını ifade eder.

Ani kinetik enerjiyi $k(t)$ şeklinde bir fonksiyon olarak tanımlayabiliriz;

K : ortalama kinetik enerji

k : türbülans kinetik enerji

$$k(t) = K + k \quad (3.16)$$

$$K = \frac{1}{2} (\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2) \quad (3.17)$$

$$k = \frac{1}{2} (u'^2 + v'^2 + w'^2) \quad (3.18)$$

Bazı sınırlamaları olmasına rağmen bir çok endüstriyel uygulamada başarılı sonuçlar veren bir türbülans modelidir. Bu türbülans modelinde kinetik enerji ve türbülans kayıpları bulunmaktadır. Bu model uygulamaları için duvar fonksiyonları (Wall function) olması gerekmektedir. Uygulaması kolay, çabuk yakınsama yapması ve tahmin kolaylığı bu modelin avantajları arasındadır. Büyük akış ayrılmaları içeren ve akım çizgisi şeklinde eğri olan karmaşık akış yapılarında zayıf bir türbülans modelidir. Başlangıç iterasyonları için uygundur.

3.2.5. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi mühendislerin karşılaştığı zor ve karmaşık durumları belirli bir yaklaşıklık ile çözebilen bir yöntemdir. Bu yöntem karışık olan problemlerin daha alt bölümlere ayrılarak kendi içlerinde çözülmesini sağlayan bir yöntemdir. Çözüm yönteminde izlenecek yol şöyledir;

- 1- Cismin sonlu elemanlara bölünmesi
- 2- İnterpolasyon fonksiyonlarının seçimi
- 3- Eleman rijitlik matrisinin oluşturulması

- 4- Sistem rijitlik matrisinin oluşturulması
- 5- Sisteme etki eden kuvvetlerin bulunması
- 6- Sınır şartlarının belirlenmesi ve uygulanması
- 7- Sistem denklemlerinin çözümü

3.2.6. Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi de sonlu elemanlar yöntemine benzer olarak çözülecek geometriyi hacimlere bölerek, her bir hacmi kendi içerisinde çözüp daha sonra bu çözümleri birleştirip problemin genel çözümüne ulaşma şeklindedir. Bölünen her kontrol hacimlerine temel korunum yasaları uygulanır. Çözüm yönteminde izlenecek yol şöyledir;

- 1- Çalışılacak bölgenin kontrol hacimlerine bölünmesi
- 2- Momentum, süreklilik, enerji veya türbülans denklemlerinin çözümü
- 3- Sonuçlandırılan denklemlerin iteratif çözücü sayesinde daha doğru değerlere yükseltilmesi
- 4- Yakınsaklığın kontrol edilmesi (Yakınsama kriterleri program içerisinde uygun bir şekilde belirlenebilir.)
- 5- Çözümün elde edilmesi

4. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Sayısal çalışmalar için daha önceki bölümlerde belirtilen sonlu hacimler metodu esasına dayanan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımı olan ANSYS-FLUENT paket programı kullanılmıştır. Bu programda Solidworks programında üç boyutlu katı modeli çizilen bir gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin ağ yapısı oluşturulup sayısal analizi yapılmıştır. Gövde – boru tipli ısı değiştiricilerinde farklı tiplerde şaşırtma levhaları kullanılarak şaşırtma levha tiplerinin akışa olan etkileri incelenmiştir. Aynı zamanda farklı kesme oranları, hız, türbülans, ağ yapısı, iterasyon, şaşırtma levha sayıları kullanılarak da analizler yapılmış ve bu değişken parametrelerin ısı analiz sonuçları incelenmiştir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) temel basamakları;

- 1- Model oluşturulur
- 2- Ağ yapısı belirlenir (mesh)
- 3- Sınır şartları belirlenir
- 4- Çözüm
- 5- CFD-POST ile analiz sonuçları alınır.

4.1. Model İçin Sayısal Çalışmalar

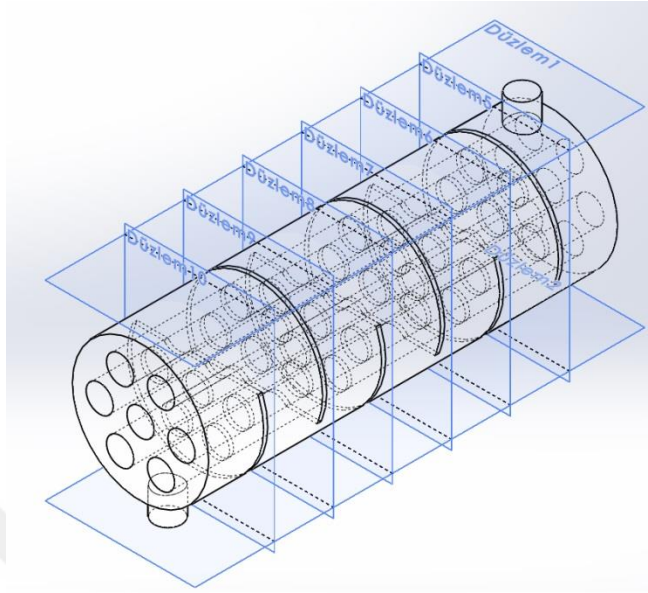
Belirlenen modelin sayısal analizinin yapılabilmesi için üç boyutlu katı modelinin çizilmesi gerekmektedir. Katı model oluştururken sayısal analizde sürtünme basınç düşümlerini etkileyecek ayrıntılardan kaçınılmalıdır. Bu çalışmada örneğin sürtünme kayıplarını önlemek açısından gövde borulu ısı değiştirici kapak boyutlarını azaltmak gerekmektedir.

4.2. Katı Modelin Çizilmesi

Oluşturulacak katı model ANSYS paket programı içerisindeki Design-Modeler’de çizilebileceği gibi başka bir programda çizilip buraya import edilebilir.

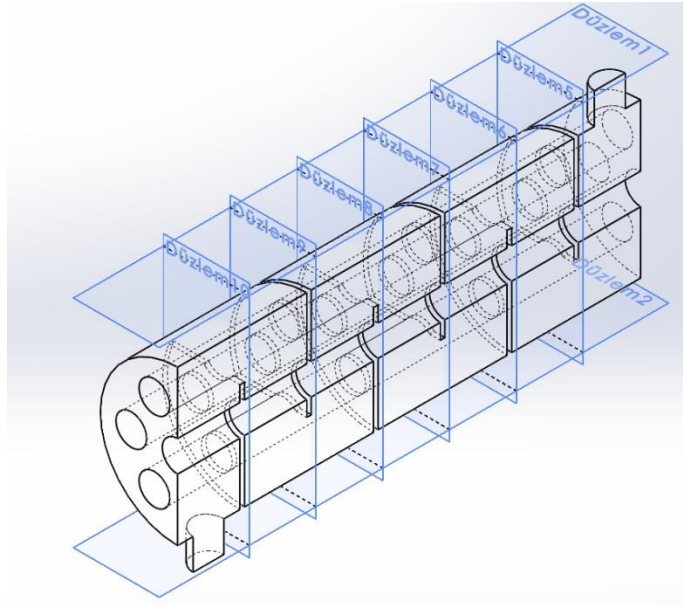
Bu tezde çizimin daha rahat oluşturulabilmesi için daha önceden kullanılan bir programda çizilip ANSYS – Design – Modeler’e IMPORT edilmiştir.

Çizim yapılırken; gövde kısmı, gövde giriş – çıkış kısımları, borular, şaşırtma levhaları kesme oranları ve şaşırtma levhaları arasındaki mesafeler belirlenip model tasarlanmıştır.

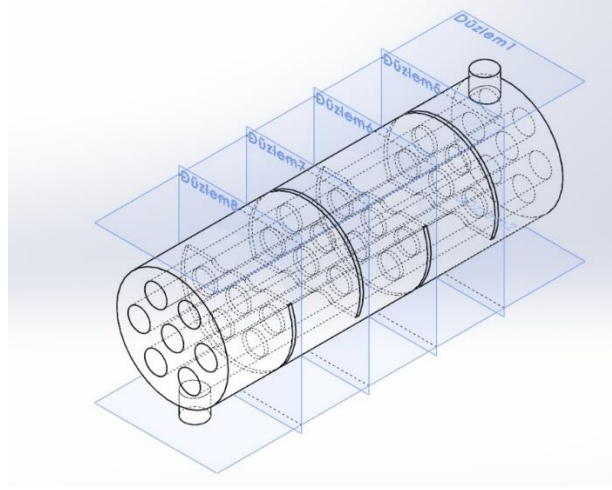


Şekil. 4.1. 6 Şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici

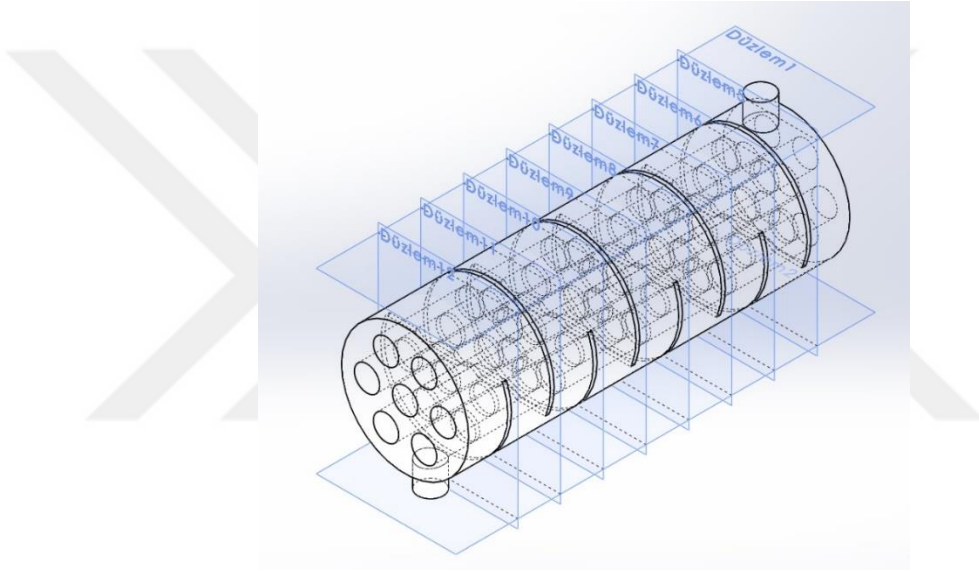
Çizim oluşturulurken bir diğer önemli etken ise modelin simetrik olarak yarısının kesilmesidir. Böylelikle sayısal analiz süresi kısaltılıp zamandan tasarruf sağlanmıştır.



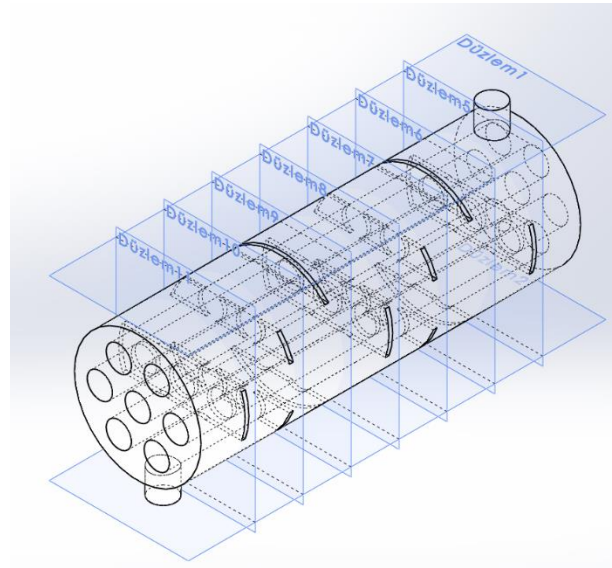
Şekil 4.2. 6 Şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici yarı simetrisi



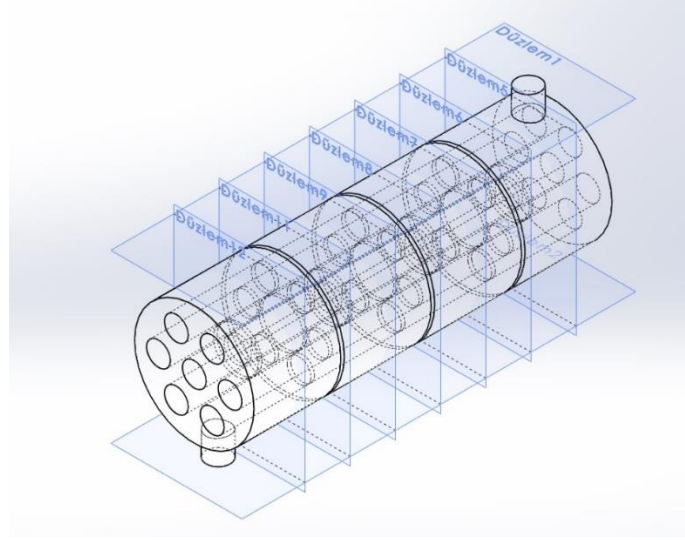
Şekil 4.3. 4 Şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici



Şekil 4.4. 8 Şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici

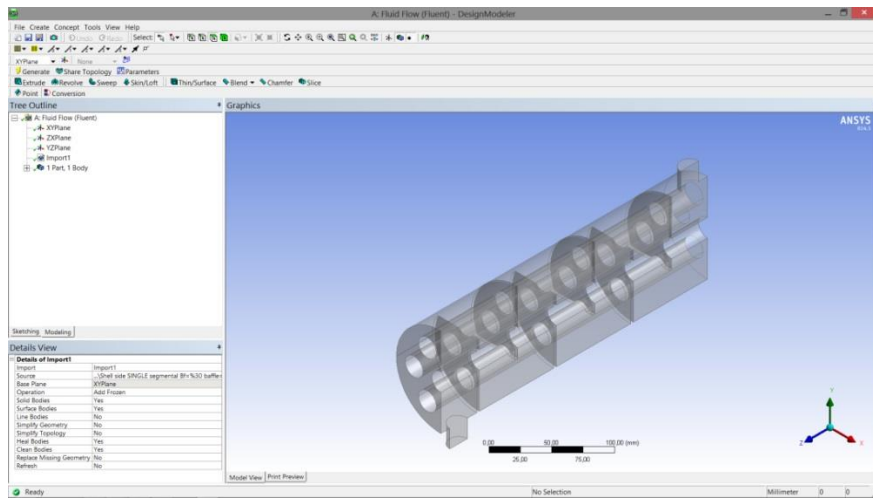


Şekil 4.5. 3 Parçalı şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştirici



Şekil 4.6. Disk ve halka şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değıştirci

Solidworks programında oluşturulan modelin simetrik olarak yarısı kesilmiştir. Solidworks programında oluşturulan model STEP AP203 uzantısıyla kaydedilir. ANSYS 14.5 kullanılmıştır. Model import edilerek ANSYS–Design–Modeler’de okutulmuştur. Şekilde gösterilen kısımdan Fluid / Solid sekmesinden Fluid seçilip oluşturulan katı modelin akışkan hacmi tanımlanmıştır. Katı modelini çizdiğimiz parçanın boş kısımları katı dolu kısımları ise akışkan yani su olarak tanımlanmıştır. Böylelikle şekildeki gibi model ağ yapısı (mesh) oluşturulmaya hazır hale gelmiştir.



Şekil 4.7. Katı modelin yarı simetrik parçası

Details View	
Details of Body	
Body	Shell side SINGLE segmental Bf=%30 baffle=6...
Volume	...
Surface Area	...
Faces	83
Edges	261
Vertices	174
Fluid/Solid	Fluid
Shared Topology Method	Automatic
Geometry Type	DesignModeler

Şekil 4.8. Katı modelin özellikleri

4.3. Modelin Ağ Yapısının Oluşturulması

Katı modeli çizilerek hazır hale gelen parça ANSYS paket programı içerisindeki MESHING modülünde ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ yapısı sayısal analizde büyük önem taşımaktadır. Ağ kalitesi ne kadar iyi olursa o kadar hassas ve doğru sonuçlar alınabilir. Bunun içinde daha sık ve daha çok elemanlı bir ağ yapısı gerekmektedir. Fakat bu da zaman açısından dezavantaj sağlayıp çözüm süresini artıracaktır. Bu çalışmada hassas sonuçlar elde edebilmek açısından fine (sıkı ağ) smoothingh (düzgünlük yüksek) high seçenekleri seçilmiştir. Boru yüzeyleri daha sıkı ağ yapısı yapılmalıdır. Gövde tarafı element size 0,005 m boru tarafı element size 0,002 m olarak belirlenmiştir. Böylelikle daha sıkı bir ağ yapısıyla daha hassas ve doğru sonuçlar alınacağı düşünülmüştür.

Details of "Mesh"	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
<input type="checkbox"/> Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (18.0 °)
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (4.8878e-005 m)
<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (4.8878e-003 m)
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (9.7756e-003 m)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1.20)
Minimum Edge Length	3.e-003 m

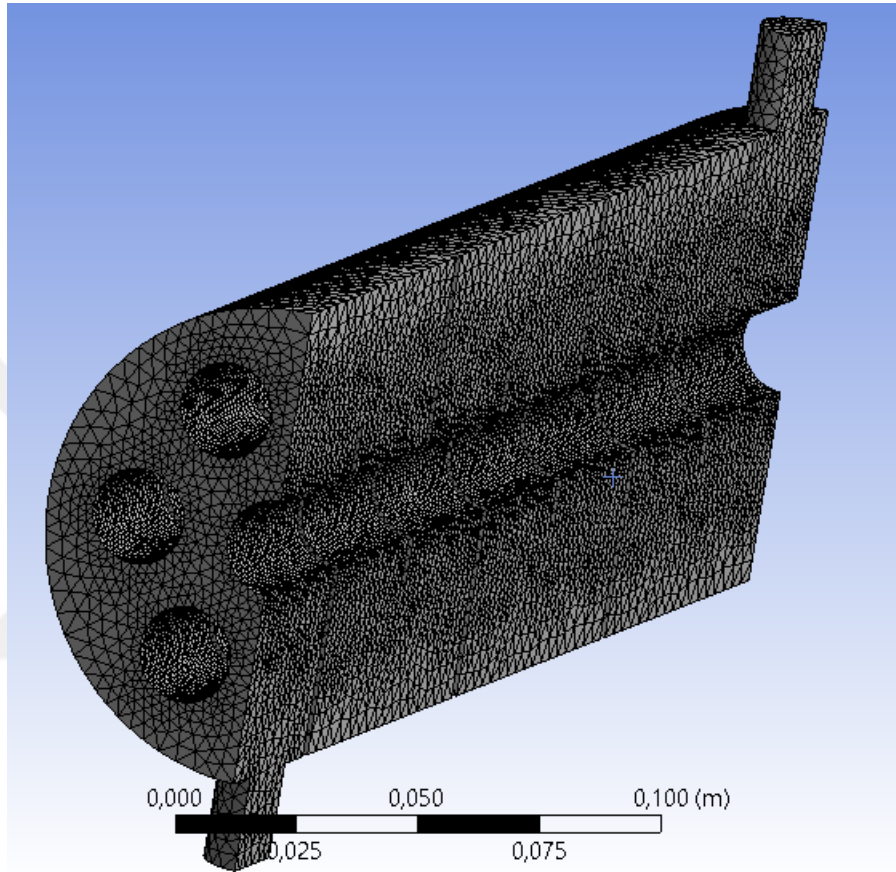
Şekil 4.9. Ağ yapısı detayı

Details of "Face Sizing" - Sizing	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	37 Faces
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	2.e-003 m
Behavior	Soft
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default

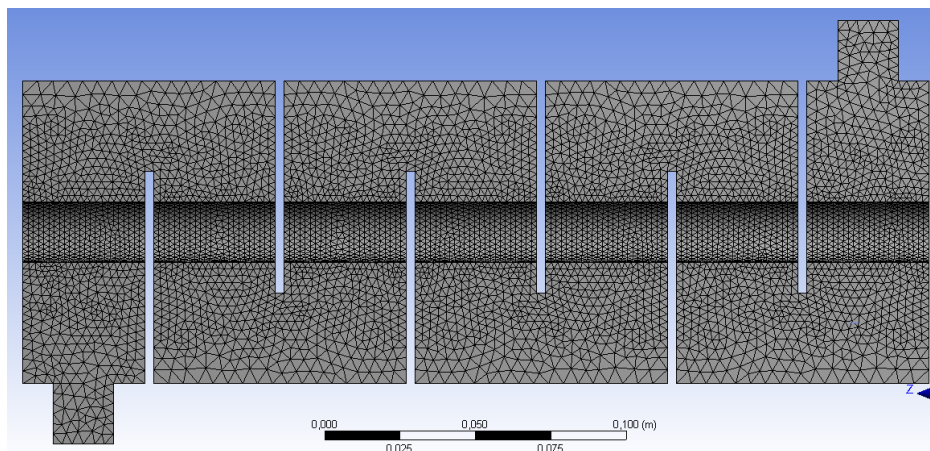
Şekil 4.10. Eleman Boyutu

Details of "Body Sizing" - Sizing	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	5,e-003 m
Behavior	Soft
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default

Şekil 4.11. Eleman Boyutu

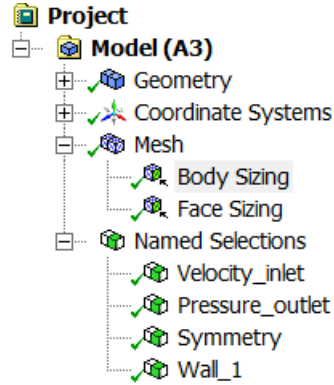


Şekil 4.12. Modelin ağ yapısı



Şekil 4.13. Boru içlerinin daha sıkı ağ yapılı hali

Meshleme işleminden sonra Fluent'te görevini tanımlamak istediğimiz parçalara NAMED SELECTION yapılmalıdır. Bazı parçalara sıvı giriş – çıkışı gibi tanımlamalar yapılmalıdır.

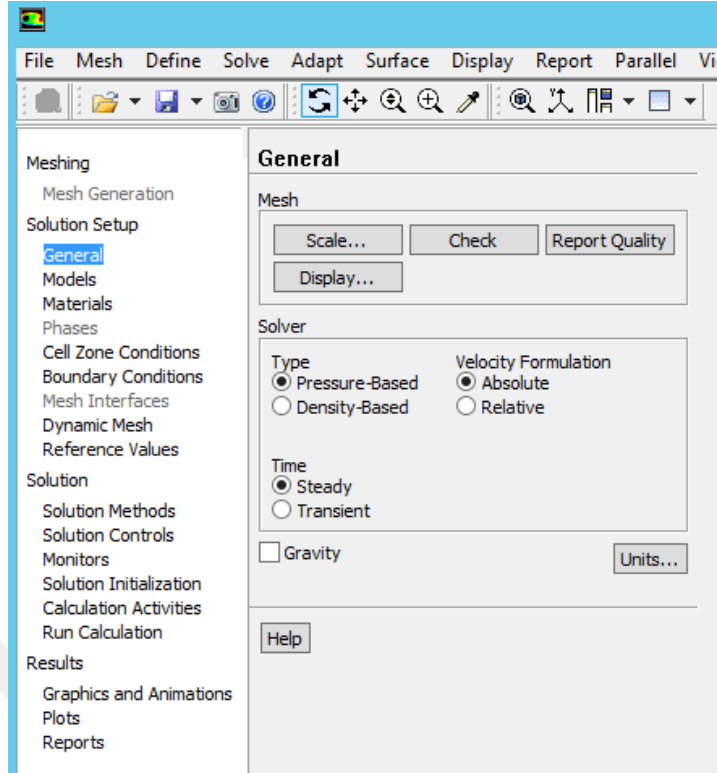


Şekil 4.14. İsimlendirmeler

4.4. Modelin FLUENT Programında Akış Analizinin Yapılması

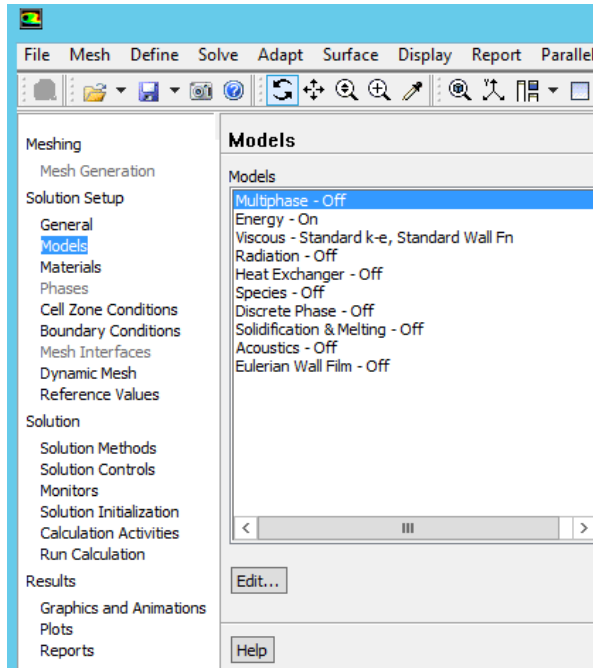
Modelin ağ yapısı (mesh) oluşturulduktan sonra sayısal analizin yapılabilmesi için gerekli sınır şartları, akış özelliklerinin programa girilmesi gerekmektedir.

- Double precision seçilir.
- GENERAL /Check / Display tıklanır. Gravity (yerçekimi) $Y = -9.81 \text{ m/s}^2$ verilir.
- GENERAL / Type / Pressure Based
- GENERAL / Velocity Formulation / Absolute
- GENERAL / Time / Steady
- GENERAL / Unit / Edit / Length / mm



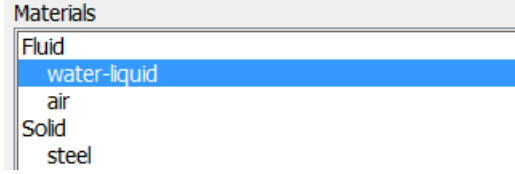
Şekil 4.15. Akış türü zamandan bağımsız

- MODELS / Energy on
- MODELS / Viscous / Edit / *Standart* $k - \varepsilon$ seçilir.



Şekil 4.16. Seçilen türbülans modeli

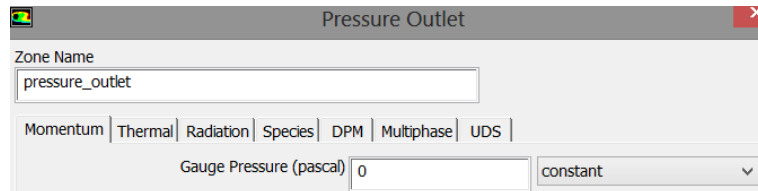
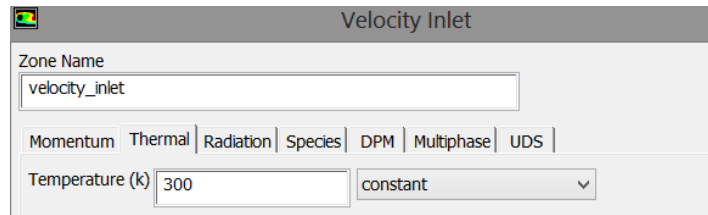
- MATERIALS / Fluid / Create / Fluent Database / Fluent Fluid Materials / Water-liquid / Copy / Close (Akışkan sıvısı olarak su seçildi.)
- MATERIALS / Solid / Create / Fluent Database / Steel
- CELL ZONE CONDITIONS / Solid / Type / Fluid / Water-liquid



Şekil 4.17. Malzeme seçimi

BOUNDARY CONDITIONS (Sınır şartlar) ;

- Velocity inlet temperature: 300 K
- Velocity inlet: uniform
- Pressure outlet: 0
- No slip condition
- Constant Wall temperature: 450 K
- Specification metotundan *Standart k-ε*
- Roughness (çelik için) 0.002
- Velocity: 1 *m/s* (Değişken parametre)
- Shell volume: tetragonal – hybrid



Zone Name
wal_1

Adjacent Cell Zone
shell_side_single_segmental_bf=%30_baffle=6_symmetry

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Wall Film

Thermal Conditions

Heat Flux
 Temperature
 Convection
 Radiation
 Mixed
 via System Coupling

Temperature (k) 450 constant

Wall Thickness (mm) 0

Heat Generation Rate (w/m3) 0 constant

Shell Conduction

Material Name
steel Edit...

Şekil 4.18. Sınır şartları

Solution setup / Model / Energy Equation

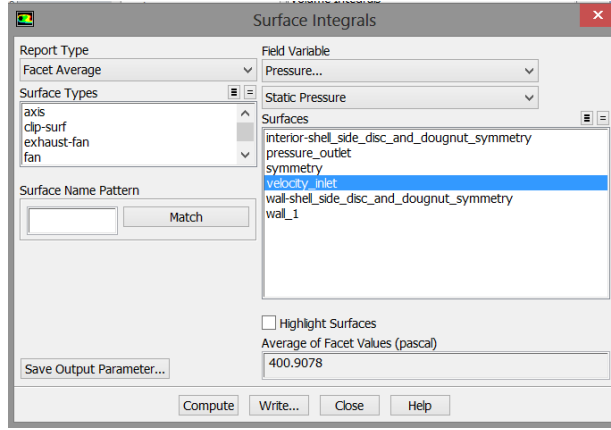
Spatial discretization

- Gradient : Least squares cell based
- Pressure : Second order
- Momentum : Second order upwind
- Energy : Second order upwind

Solution control / Under – relaxation factor = 0,6 (ıraksama olmaması için)
(enerji için)

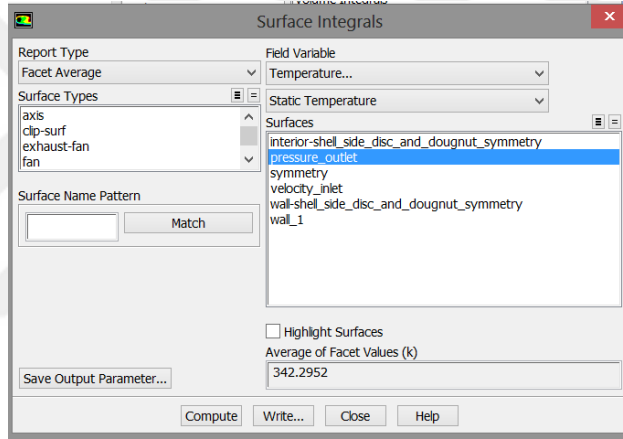
- Monitor / Residuals – print, plot / Edit
- Continuity = $1e - 4$
- x – y velocity = $1e - 4$
- Energy = $1e - 6$
- Solution Initialize / Standart / Initialize
- Calculation / Autosave 100
- RUN CALCULATION / Number of iteration 5000
- CALCULATE
- Calculate is completed. (Hesaplama tamamlanmıştır.)
- REPORTS / Surface Integral / Facet Avareage / Pressure / Statics

Pressure / Velocity inlet



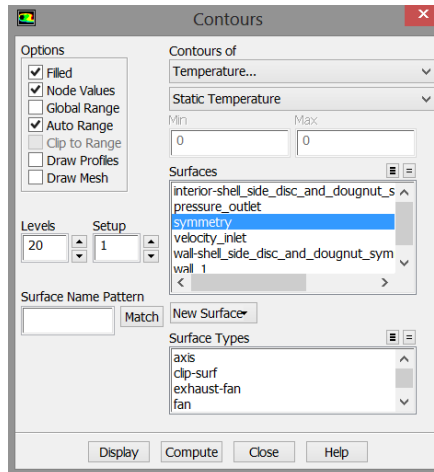
Şekil 4.19. Analiz sonuçları

REPORTS / Surface Integral / Facet Avareage / Temperature / Static
Temperature / Pressure outlet



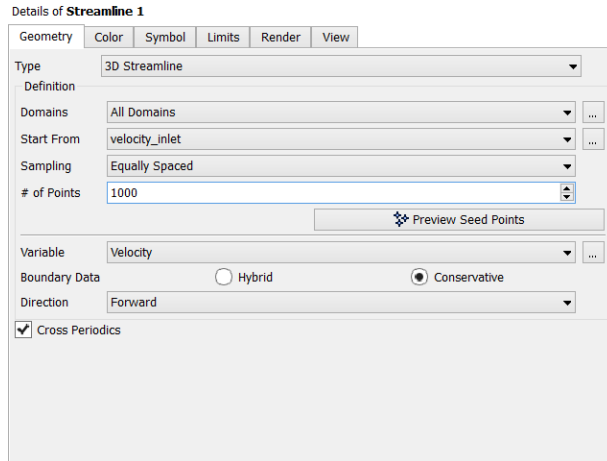
Şekil 4.20. Analiz Sonuçları

GRAPICHS ANIMATIONS / Contour / Temperature / Symmetry



Şekil 4.21. Sıcaklık Dağılımı

CFD-POST / Streamline / Start from / Velocity inlet / Apply



Şekil 4.22. Hız akım çizgi dağılımı

CFD-POST / Tools / Animations / Fast-slow ayarını yapılır

4.5. HAD Programı ve Analitik Yöntemlerle Hesaplamalar

Boru adımı = Üçgen

Açı düzeni açısı $\theta_{ip} = 30^\circ$

D_s = Gövde iç çapı [m]

D_{otl} = Boru demetinin çapı [m]

L_b = Gövde – Boru demeti arası çapsal boşluk [m]

D_{ctl} = İki boru merkezi arası maksimum mesafe [m]

d_o = Boru dış çapı [m]

d_i = Boru iç çapı [m]

N_T = Boru sayısı

N_b = Şaşırtma levha sayısı

B = Şaşırtma levha aralığı [m]

P_T = Boru aralığı

N_P = Boru geçiş sayısı

D_e = Eş değer çap [m]

L = Boru uzunluğu [m]

C = Boru aralığı [m]

L_{sb} = Gövde iç çapı ve levha çapı arasındaki fark [m]

L_{tb} = Boru dış çapı ve levha deliği arasındaki fark [m]

A_s = Gövde merkezindeki akış kesit alanı [m^2]

S_m = Çapraz akış alanı [m^2]

V_i = Giriş hızı [m/s]

T_{c1} = Akışkanın giriş sıcaklığı [K]

T_{c2} = Akışkanın çıkış sıcaklığı [K]

$T_{c,ort}$ = Akışkanın ortalama sıcaklığı [K]

T_w = Duvar sıcaklığı [K]

ΔT_m = Yiğın sıcaklık [K]

$$\Delta T_m = \frac{(T_w - T_{c1}) - (T_w - T_{c2})}{2} \quad (4.1)$$

\dot{m} = Akışkanın kütleli debisi [kg/s]

G_s = Gövde tarafı kütle hızı [kg/m^2s]

Re = Reynolds sayısı

Nu = Nusselt sayısı

B_c = Şaşırtma levha kesme aralığı

h_o = Isı taşınım katsayısı [W/m^2K]

A_o = Isı transfer yüzey alanı [m^2]

$$D_e = \frac{4 * \text{serbest akış alanı}}{\text{ıslak çevre}} \quad [m^2] \quad (4.2)$$

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{Pt^2 \sqrt{3}}{4} \right) - \frac{\pi d_o^2}{8}}{\pi d_o / 2}$$

$$A_s = (D_s - N_{tc} d_o) B \quad (4.3)$$

N_{tc} = Merkezdeki boru sayısı

$$\dot{m} = \rho V_i A_i \quad (4.4)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (4.5)$$

$$D_{ctl} = D_s - (L_b + d_o) \quad (4.6)$$

$$D_{otl} = D_s - L_b \quad (4.7)$$

$$C = P_t - d_o \quad (4.8)$$

$$S_m = B * \left[(D_s - D_{otl}) + \frac{(D_{otl} - d_o)(P_t - d_o)}{P_t} \right] \quad (4.9)$$

$$\theta_{ds} = 2 \arccos(1 - 2B_c) \quad (4.10)$$

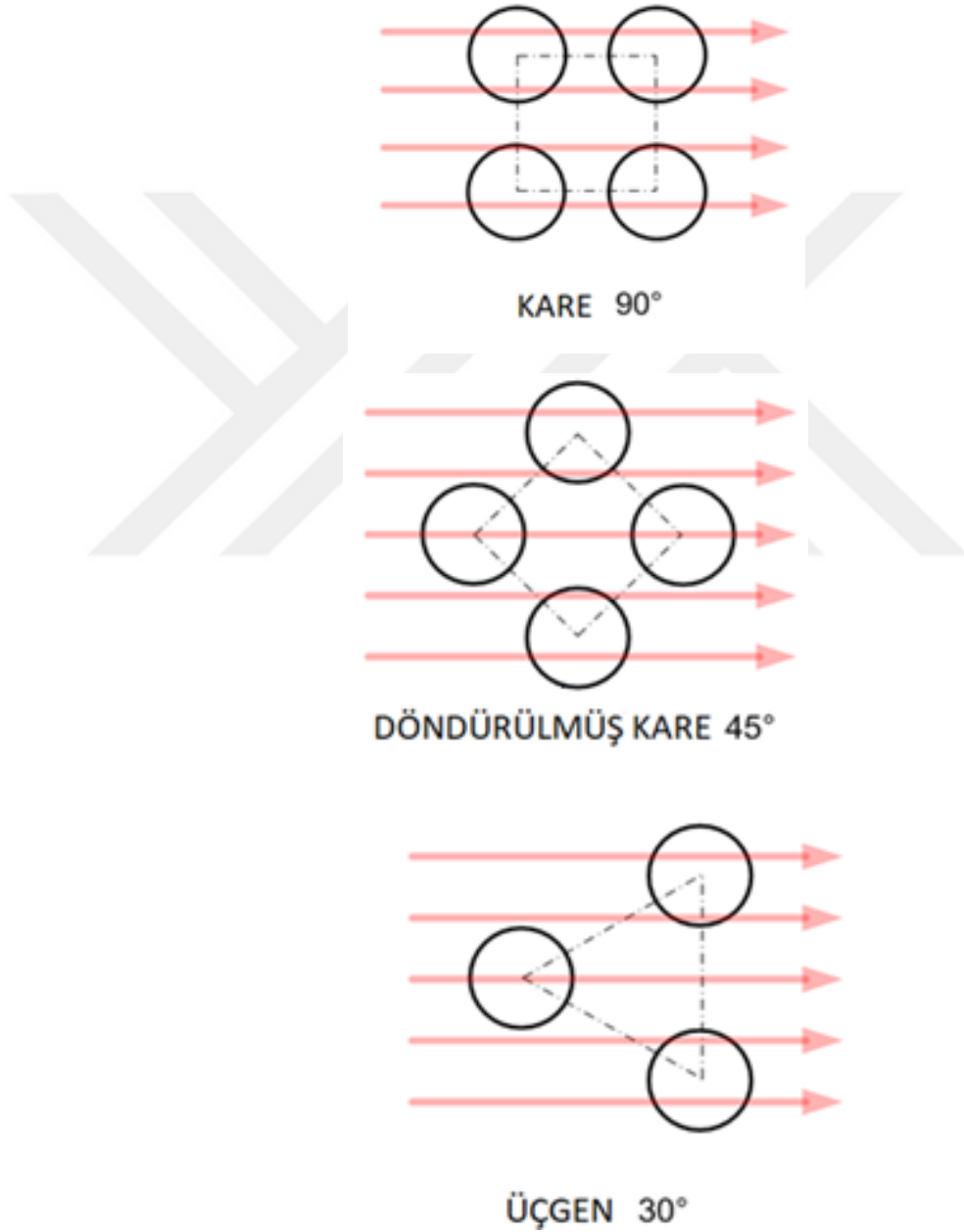
$$\theta_{ctl} = 2 \arccos \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} (1 - 2B_c) \right] \quad (4.11)$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} D_s^2 \left[\theta_{ds} - \frac{\sin(\theta_{ds})}{2\pi} \right] \quad (4.12)$$

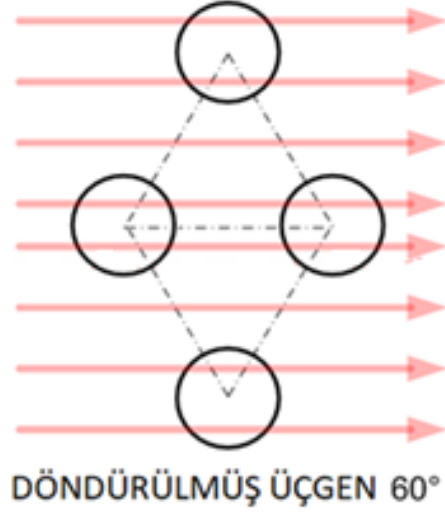
$$Re = \frac{d_0 G_s}{\mu} \quad (4.13)$$

$$Nu = \frac{h_0 D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.14)$$

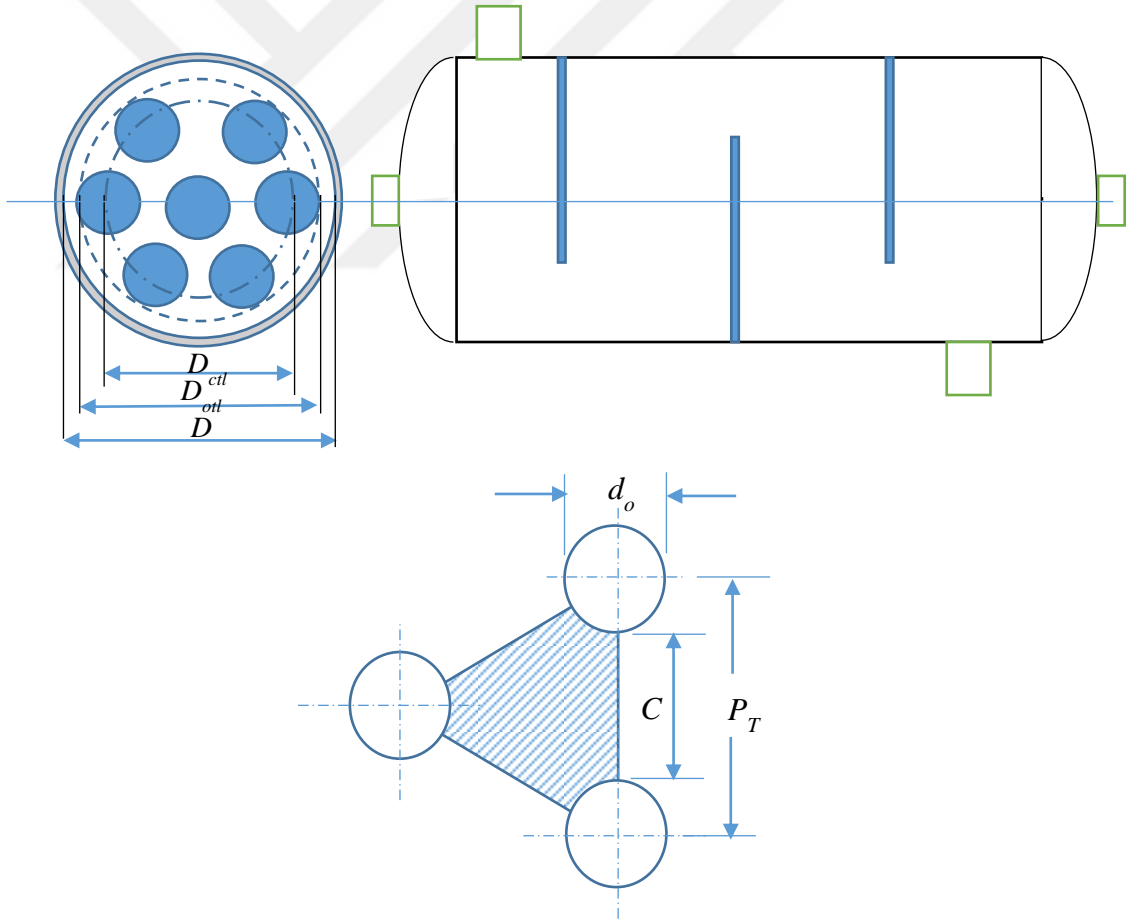
Bu denklemin kullanım aralığı $2 \times 10^3 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} < 1 \times 10^6$ 'dır.



Şekil 4.23. Boru düzeni

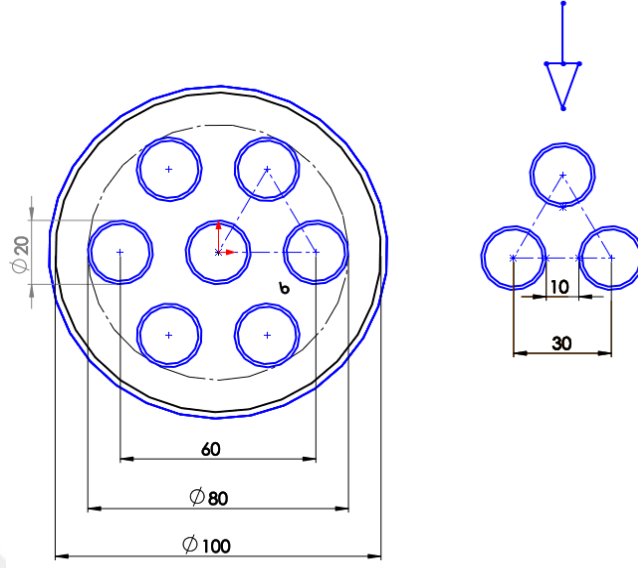


Şekil 4.23. Boru düzeni (Devamı)



Şekil 4.24. Gövde – boru tipli ısı değıştirici ve boru düzeni

4.5.1. Örnek Bir Gövde – Boru Tipli Isı Değişiricisinin Analitik (Kern Yöntemi) Hesabı



Şekil 4.25. Boru düzeni verileri

Örnek bir hesaplama : %30 kesme oranlı 6 adet tek parçalı şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değıştiricisinin analitik hesabı,

Boru adımı = Üçgen

Açı düzeni açısı $\theta_p = 30$

$$D_s = 0.100 \text{ m}$$

$$D_{otl} = 0.080 \text{ m}$$

$$D_{ctl} = 0.060 \text{ m}$$

$$L_b = 0.020 \text{ m}$$

$$d_o = 0.020 \text{ m}$$

$$d_i$$

$$N_T = 7$$

$$N_b = 6$$

$$N_p = 1$$

$$N_{tc} = 3$$

$$B = 0.04028 \text{ m}$$

$$B_c = \% 30$$

$$P_T = 0.03 \text{ m}$$

$$L = 0.300 \text{ m}$$

$$C = 0.01 \text{ m}$$

$$L_{sb} = \text{---}$$

$$L_{tb} = \text{---}$$

$$V_i = 0.5 \text{ m/s}$$

$$T_{c1} = 300 \text{ K}$$

$$T_{c2} = 340.97 \text{ K}$$

$$T_{c,ort} = 320.48 \text{ K}$$

$$T_{h1} = T_{h2} = 450 \text{ K}$$

$$T_w = 450 \text{ K}$$

$$\Delta T_m = \frac{(450 - 300) + (450 - 340.97)}{2} = 129.51 \text{ K}$$

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{Pt^2 \sqrt{3}}{4} \right) - \frac{\pi d_o^2}{8}}{\pi d_o / 2}$$

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{0.03^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi 0.02^2}{8} \right)}{\pi 0.02 / 2} = 0.0296 \text{ m}$$

$$A_s = (D_s - N_{tc} d_o) B$$

$$A_s = (0.1 - 3 \times 0.02) \times 0.04028 = 1.6112 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_m = B \times \left[(D_s - D_{otl}) + \frac{(D_{otl} - d_o)(P_t - d_o)}{P_t} \right]$$

$$S_m = 0.04028 \times \left[(0.1 - 0.08) + \frac{(0.08 - 0.02)(0.03 - 0.02)}{0.03} \right] = 1.6112 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = \rho V_i A_i$$

$$\dot{m} = 989.16602 \times 0.5 \times \frac{\pi 0.02^2}{4} = 0.1553 \text{ kg/s}$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s}$$

$$G_s = \frac{0.1553}{1.6112 \times 10^{-3}} = 96.4 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

$$D_{ctl} = D_s - (L_b + d_o)$$

$$D_{ctl} = 0.100 - (0.020 + 0.020) = 0.060 \text{ m}$$

$$D_{otl} = D_s - L_b$$

$$D_{otl} = 0.100 - 0.020 = 0.080 \text{ m}$$

$$C = P_T - d_o$$

$$C = 0.03 - 0.02 = 0.01 \text{ m}$$

$$\theta_{ds} = 2 \arccos(1 - 2B_c)$$

$$\theta_{ds} = 2\arccos(1 - (2 \times 30/100)) = 132.84^\circ$$

$$132.84^\circ \times \frac{\pi}{180} = 2.31 \text{ radyan}$$

$$\theta_{ctl} = 2\arccos\left[\frac{D_s}{D_{ctl}}(1 - 2B_c)\right]$$

$$\theta_{ctl} = 2\arccos\left[\frac{0.100}{0.060}(1 - (2 \times 30/100))\right] = 96.38^\circ$$

$$96.38^\circ \times \frac{\pi}{180} = 1.68 \text{ radyan}$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} D_s^2 \left[\theta_{ds} - \frac{\sin(\theta_{ds})}{2\pi} \right]$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} 0.100^2 \left[2.31 - \frac{\sin(132.84)}{2\pi} \right] = 0.01538$$

$$Re = \frac{d_e G_s}{\mu}$$

$$Re = \frac{0.0296 \times 96.4}{0.000573} = 4980$$

$$Nu = \frac{h_0 D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$Nu = 0.36 \left(\frac{0.0296 \times 96.4}{0.000573} \right)^{0.55} \left(\frac{4180.47 \times 0.000573}{0.640269} \right)^{1/3} \left(\frac{0.000573}{0.0001532} \right)^{0.14} = 72.63$$

$$2 \times 10^3 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} < 1 \times 10^6$$

$$Nu = \frac{h_0 D_e}{k}$$

$$h_0 = \frac{Nuk}{D_e} = \frac{72.63 \times 0.640269}{0.0296} = 1570.02 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4.5.2. Örnek Bir Gövde – Boru Tipli Isı Değiştiricisinin HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) ile Hesabı

Örnek bir hesaplama : % 30 kesme oranlı 6 adet tek parçalı şaşırtma levhali gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin HAD hesabı,

$$q = UA\Delta T_{ln}$$

$$U = \frac{q}{A\Delta T_{ln}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2k} + \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i}$$

Boru yüzey sıcaklığı sabit olduğundan, ısı iletim direnci ve boru tarafı taşınım direnci sadeleştirilirse, toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o}$$

$$U = h_o$$

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T = hA\Delta T_{ln}$$

$$\dot{m} = \rho V_i A_i$$

$$A_i = \pi d_i^2 / 4$$

$$T_{c1} = 300 \text{ K}$$

$$T_{c2} = 341 \text{ K (HAD programındaki çıkış sıcaklığı)}$$

$$T_{ort} = (T_{c1} + T_{c2}) / 2 = (300 + 341) / 2 = 320.5 \text{ K}$$

Termodinamik tablolarından doymuş su tablosundan $T_{ort} = 320.5 \text{ K}$ için ρ, c_p değerlerine bakılarak,

$$\dot{m} = 989.15997 \times 0.5 \times \frac{\pi \times 0.02^2}{4} = 0.1553 \text{ kg/s}$$

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T = 0.1553 \times 4180.4702 \times (341 - 300) = 26618 \text{ W}$$

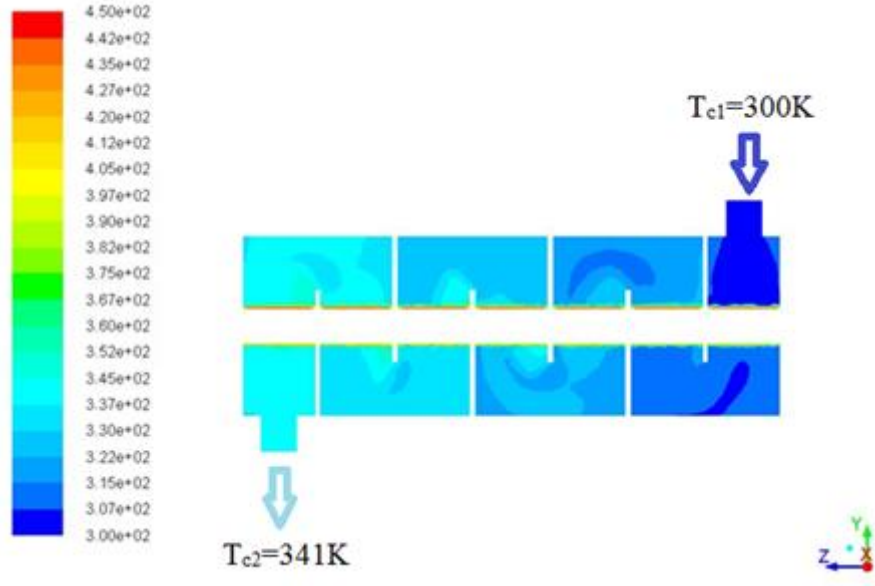
$$A_o = N\pi dL = 7 \times \pi \times 0.02 \times 0.3 = 0.132 \text{ m}^2$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_w - T_{c1}) - (T_w - T_{c2})}{\ln \frac{(T_w - T_{c1})}{(T_w - T_{c2})}} = \frac{(450 - 300) - (450 - 341)}{\ln \frac{(450 - 300)}{(450 - 341)}} = 128.4 \text{ K}$$

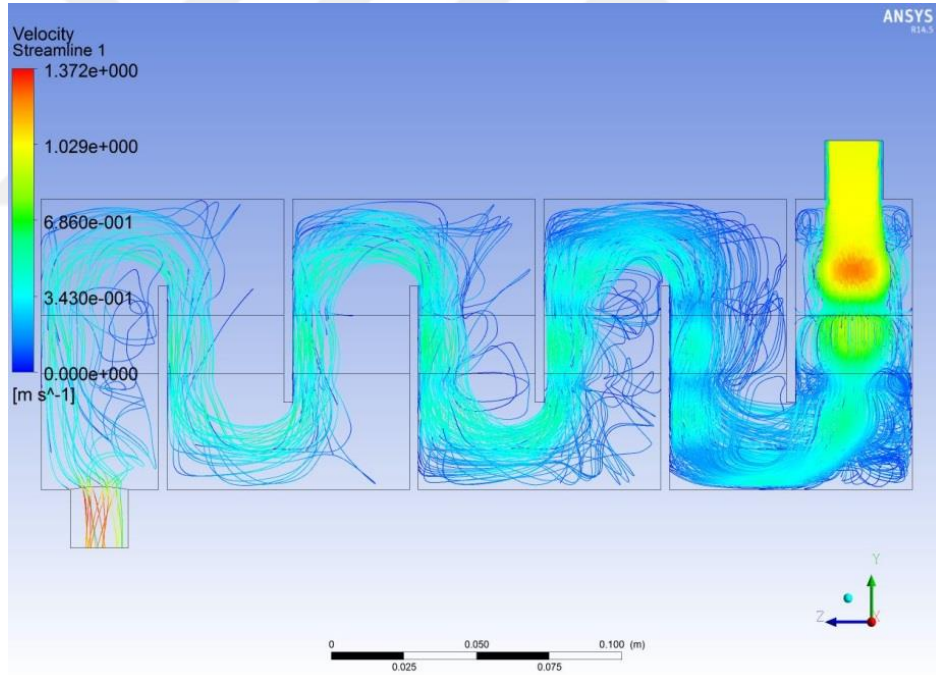
$$Q = \dot{m}c_p\Delta T = hA\Delta T_{ln}$$

$$h = \frac{Q}{A\Delta T_{ln}}$$

$$h = \frac{26618}{0.132 \times 128.4} = 1571.01 \text{ W/m}^2\text{K}$$



Şekil 4.26. HAD programındaki gövde – boru tipli ısı değıştiricisinin ısı değışimi



Şekil 4.27. HAD programındaki gövde – boru tipli ısı değıştiricisinin hız akış çizgileri

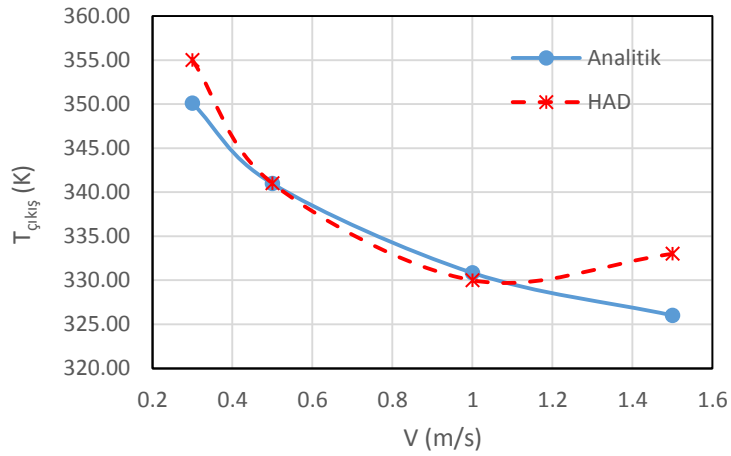
5. BULGULAR VE TARTIŞMA

HAD programından elde edilen sonuçlar ve KERN metoduyla elde edilen sonuçlar tablolar kullanılarak oluşturulmuş ve bu sonuçlarda gövde tarafı çıkış sıcaklığı, basınç düşümleri, ısı taşınım katsayısı belirlenmiştir.

5.1. Tek Parçalı (Single) Şaşırtma Levhası Kullanılan Gövde – Boru Tipli Isı Değiştiricileri

Çizelge 5.1. Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

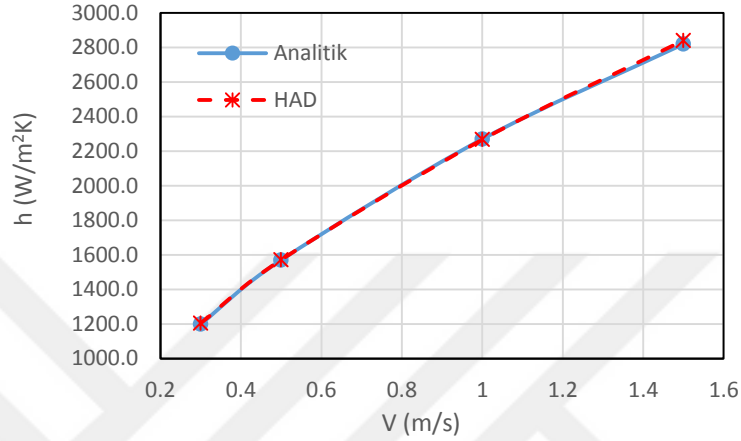
Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m^2K)	h_{HAD} (W/m^2K)	ΔP_{HAD} (Pa)
0.3	350.10	355.00	1199.00	1204.00	147
0.5	340.97	341.00	1570.02	1571.01	398
1.0	330.84	330.00	2270.00	2267.00	1578
1.5	326.01	333.00	2820.00	2841.00	3482



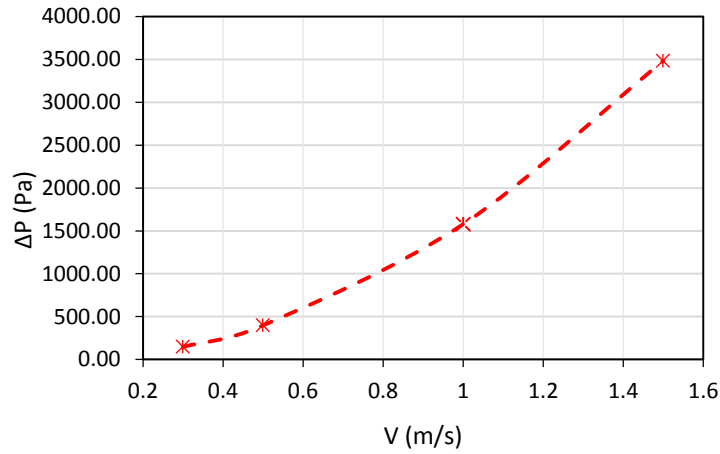
Şekil 5.1. Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

Çizelge 5.1' de farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları, $N_b = 6$ ve $B_c = \% 30$ durumları için verilmiştir. Çizelge 5.1' deki verilere göre elde edilen Şekil 5.1' de giriş hızına göre çıkış sıcaklığının değişimi gösterilmiştir. Şekilden de anlaşıldığı gibi giriş hızı arttıkça çıkış sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Çıkış sıcaklığındaki azalma logaritmik sıcaklık farkını arttırdığından, hızın artması ile ısı transferinin

artacağı söylenebilir. Ayrıca, elde edilen HAD ve analitik sonuçların birbirleriyle uyduğu görülmektedir. Şekil 5.2’ de ise giriş hızına göre ısı taşınım katsayısının değişimi verilmiştir. Giriş hızının artması ile ısı taşınım katsayısı arttığı görülmektedir. HAD ve analitik sonuçlarında birbirleriyle çok iyi bir uyum halinde olduğu söylenebilir. Giriş hızına göre basınç düşümleri ise Şekil 5.3’ de verilmiştir. Hızın artmasıyla basınç düşümünün arttığı görülmektedir.



Şekil 5.2. Giriş hızına göre ısı taşınım katsayıları ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

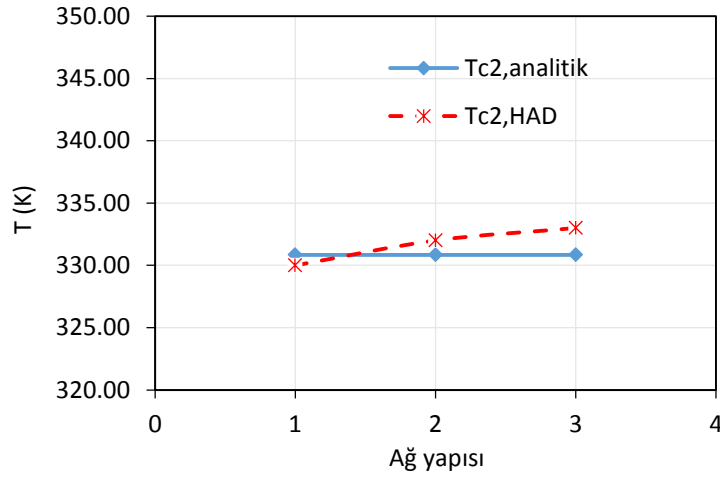


Şekil 5.3. Giriş hızına göre basınç düşümleri ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

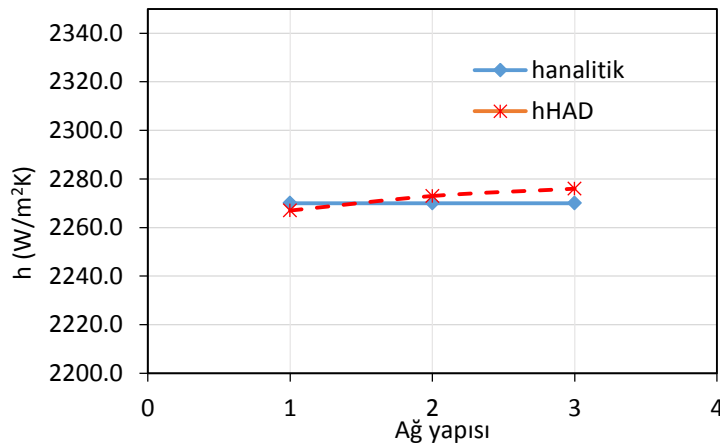
Çizelge 5.2. Farklı ağ yapılarına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

Durum	Ağ Yapısı (m)	Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m^2K)	h_{HAD} (W/m^2K)	ΔP_{HAD} (Pa)
1	0,002 - 0,005	1	330.84	330.00	2270	2267	1578
2	0,004 - 0,008	1	330.84	332.00	2270	2273	1552
3	Coarse mesh-low smoothing	1	330.84	333.00	2270	2276	1529

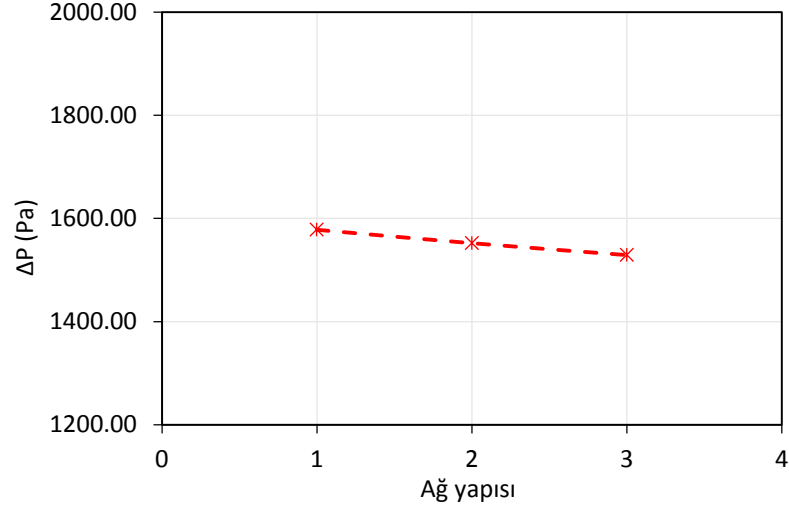
Çizelge 5.2’ de farklı ağ yapılarına (mesh) göre HAD ve KERN sonuçları, $N_b = 6$ ve $B_c = \% 30$ durumları için verilmiştir. Çizelge 5.2’ deki verilere göre ağ yapısına bağlı olarak çıkış sıcaklığının, ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün değişimi sırasıyla Şekil 5.4, 5.5 ve 5.6’ da verilmiştir. Şekillerde yatay eksen ağ yapısı durumlarını göstermektedir. Çizelge 5.2’ den de görüldüğü gibi 1, 2, ve 3 durumları ağ yapısının eleman boyutunu ifade etmek için kullanılmıştır. 1, 2, ve 3 durumlarına karşılık gelen ağ yapısına ait eleman boyutları sırası ile 0.002-0.005, 0.004-0.008 m ve kaba ağ-düşük pürüzsüzlük şeklindedir. Şekillerden de görüldüğü gibi 1 nolu ağ yapısı için elde edilen sonuçlar analitik sonuçlara daha iyi yakınsadığı görülmektedir. Ağ boyutu arttıkça analitik ve HAD sonuçları arasındaki fark az da olsa artmaktadır. Bu yüzden yapılan analizlerde ağ boyutu 1. durum için verilen 0.002-0.005 m seçilmiştir.



Şekil 5.4. Farklı ağ yapılarına göre çıkış sıcaklıkları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$)



Şekil 5.5. Farklı ağ yapılarına göre ısı taşınım katsayıları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

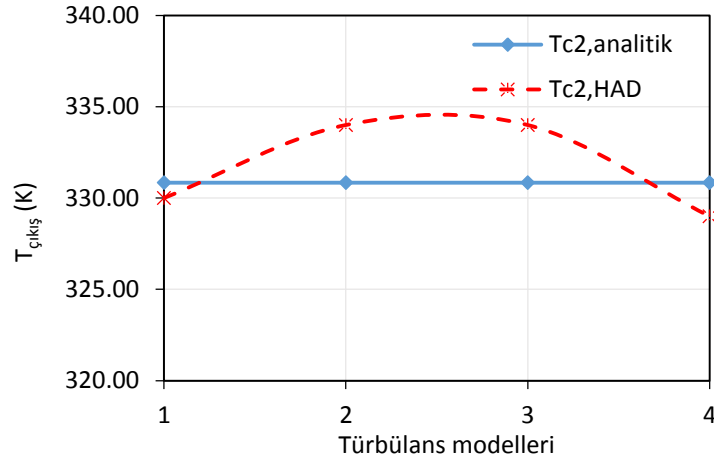


Şekil 5.6. Farklı ağ yapılarına göre basınç düşümleri ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

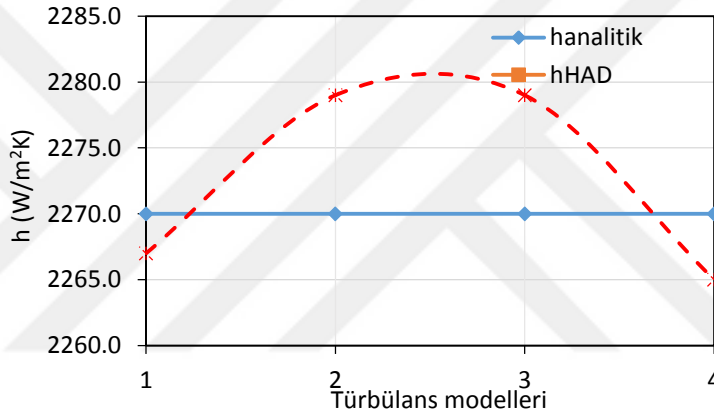
Çizelge 5.3. Farklı türbülans modellerine göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

Durum	Türbülans modeli	Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m^2K)	h_{HAD} (W/m^2K)	ΔP_{HAD} (Pa)
1	$k - \varepsilon$ standart	1	330.84	330.00	2270	2267	1578
2	$k - \varepsilon$ realizable	1	330.84	334.00	2270	2279	1542
3	$k - w$ standart	1	330.84	334.00	2270	2279	1463
4	Spalart Allmaras	1	330.84	329.00	2270	2265	1421

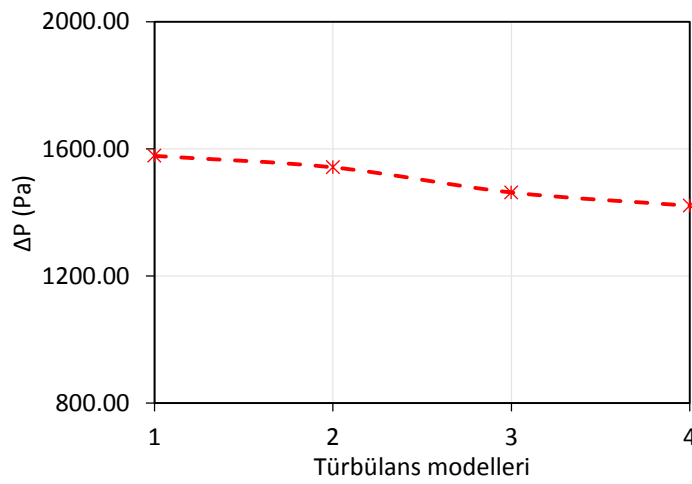
Çizelge 5.3’ de farklı türbülans modellerine göre HAD ve KERN sonuçları, $N_b = 6$ ve $B_c = \% 30$ durumları için verilmiştir. Çizelge 5.3’ deki verilere göre türbülans modeline bağlı olarak çıkış sıcaklığının, ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün değişimi sırasıyla Şekil 5.7, 5.8 ve 5.9’ da verilmiştir. Şekillerde yatay eksen 1, 2, 3 ve 4 olarak belirtilen türbülans modellerini göstermektedir. Çizelge 5.3’ de de belirtildiği gibi 1, 2, 3 ve 4 durumlarına karşılık gelen türbülans modelleri sırası ile $k - \varepsilon$ standart, $k - \varepsilon$ realizable, $k - w$ standart ve Spalart Allmaras şeklinde seçilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi 1 nolu $k - \varepsilon$ standart türbülans modeli için elde edilen değerler analitik sonuçlara daha iyi yakınsadığı görülmektedir. Diğer türbülans modellerinde analitik ve HAD sonuçları arasındaki fark olmaktadır. Bu yüzden yapılan diğer analizlerde türbülans modeli olarak $k - \varepsilon$ modeli seçilmiştir.



Şekil 5.7. Farklı türbülans modellerine göre çıkış sıcaklıkları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$)



Şekil 5.8. Farklı türbülans modellerine göre ısı taşınım katsayıları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

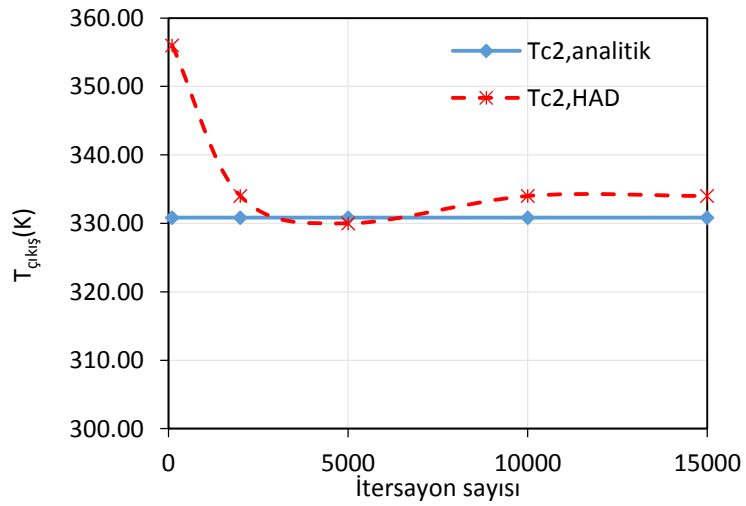


Şekil 5.9. Farklı türbülans modellerine göre basınç düşümleri ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

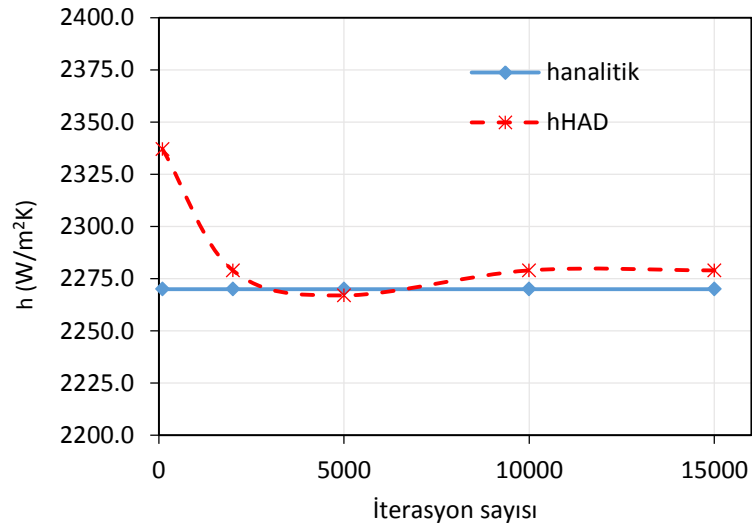
Çizelge 5.4. Farklı iterasyon sayılarına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

İterasyon sayısı	Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m^2K)	h_{HAD} (W/m^2K)	ΔP_{HAD} (Pa)
100	1	330.84	356.00	2270	2337	2030
2000	1	330.84	334.00	2270	2279	1560
5000	1	330.84	330.00	2270	2267	1578
10000	1	330.84	334.00	2270	2279	1565
15000	1	330.84	334.00	2270	2279	1565

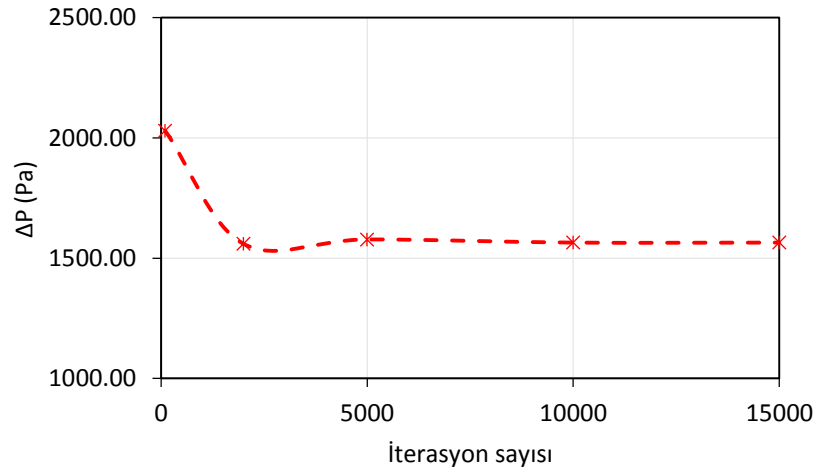
Çizelge 5.4' iterasyon sayılarına göre HAD ve KERN sonuçları, $N_b = 6$ ve $B_c = \% 30$ durumları için verilmiştir. Çizelge 5.4' deki verilere göre farklı iterasyon sayılarına bağlı olarak çıkış sıcaklığının, ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün değişimi sırasıyla Şekil 5.10, 5.11 ve 5.12' de verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi 5000 ve üzeri iterasyon sayısında elde edilen sonuçların değişmediği ve analitik sonuca yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 5.10. Farklı iterasyon sayılarına göre çıkış sıcaklıkları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$)



Şekil 5.11. Farklı iterasyon sayılarına göre ısı taşınım katsayıları ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

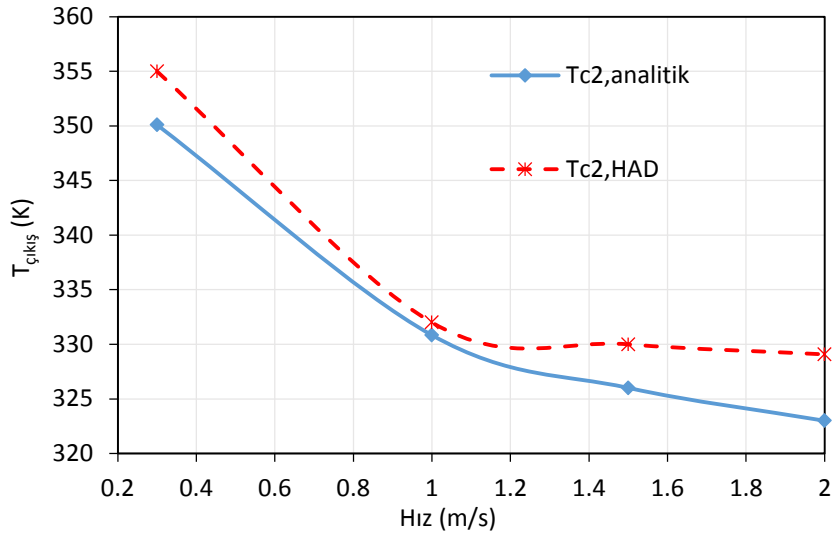


Şekil 5.12. Farklı iterasyon sayılarına göre basınç düşümleri ($V_i=1$ m/s, $N_b = 6$, $B_c = \% 30$)

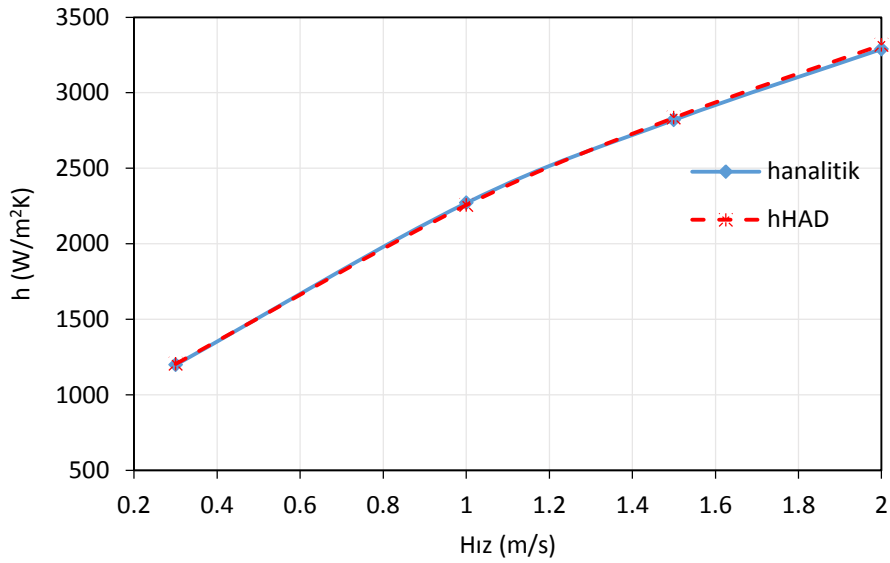
Çizelge 5.5. Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 6$, $B_c = \% 35$)

Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m^2K)	h_{HAD} (W/m^2K)	ΔP_{HAD} (Pa)
0.3	350.10	355.00	1198	1204	127
1.0	330.84	332.00	2270	2256	1294
1.5	326.01	330.00	2820	2834	2893
2	323.00	329.08	3289	3316	5043

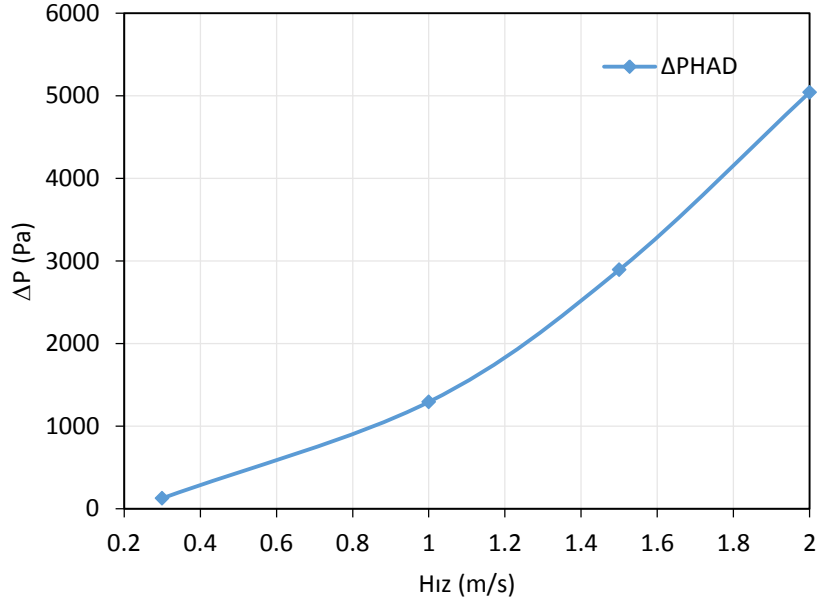
Çizelge 5.5’ de farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları, $N_b = 6$ ve $B_c = \% 35$ durumları için verilmiştir. Çizelge 5.5’ deki verilere göre giriş hızına bağlı çıkış sıcaklığı, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümleri Şekil 5.13, 5.14 ve 5.15’ de verilmiştir. Şekil 5.13 ve 5.14’ e göre giriş hızı arttıkça çıkış sıcaklığının azaldığı, ısı taşınım katsayısının ise arttığı görülmektedir. Şekil 5.15’ de ise hızın artmasıyla basınç düşümünün arttığı görülmektedir. Ayrıca, elde edilen HAD ve analitik sonuçların birbirleriyle uyduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5.13. Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 6$, $B_c = \% 35$)



Şekil 5.14. Giriş hızına göre ısı taşınım katsayıları ($N_b = 6$, $B_c = \% 35$)

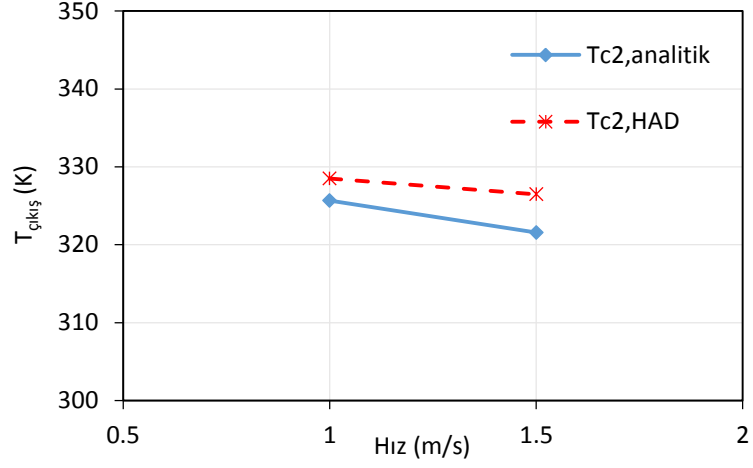


Şekil 5.15. Giriş hızına göre basınç düşümü ($N_b = 6$, $B_c = \% 35$)

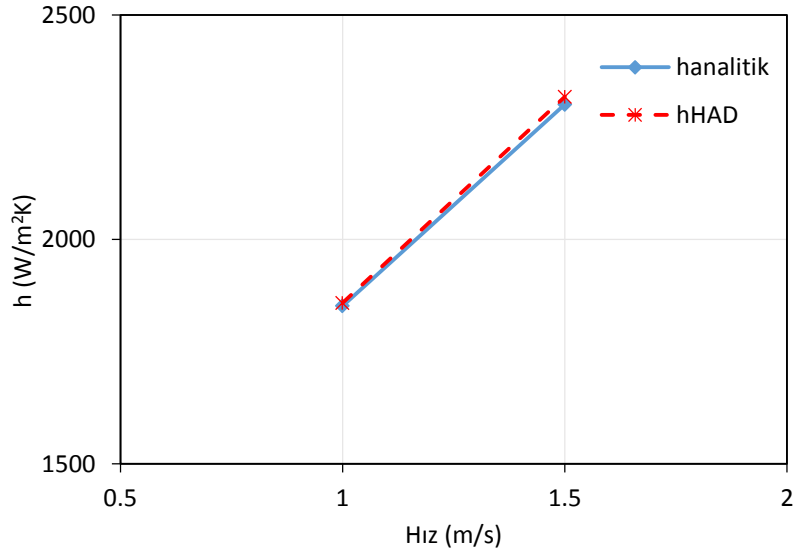
Çizelge 5.6. Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 4$, $B_c = \% 35$)

Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m^2K)	h_{HAD} (W/m^2K)	ΔP_{HAD} (Pa)
1.0	325.67	328.50	1852	1859	1110
1.5	321.57	326.47	2301	2318	2398

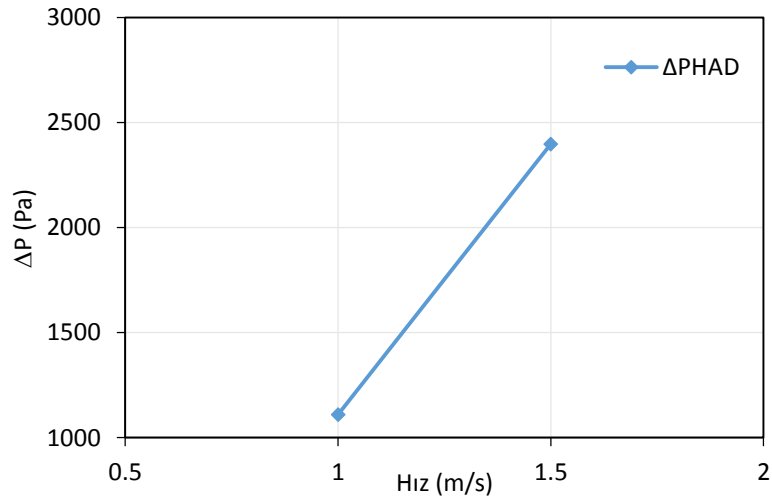
Çizelge 5.6' de farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları, $N_b = 4$ ve $B_c = \% 35$ durumları için verilmiştir. Çizelge 5.6' daki verilere göre giriş hızına bağlı çıkış sıcaklığı, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümleri Şekil 5.16, 5.17 ve 5.18' de verilmiştir. Şekil 5.16 ve 5.17' e göre giriş hızı arttıkça çıkış sıcaklığının azaldığı, ısı taşınım katsayısının ise arttığı görülmektedir. Şekil 5.18' de ise hızın artmasıyla basınç düşümünün arttığı görülmektedir. Ayrıca, elde edilen HAD ve analitik sonuçların birbirleriyle uyduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5.16. Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 4$, $B_c = \% 35$)



Şekil 5.17. Giriş hızına göre ısı taşınım katsayıları ($N_b = 4$, $B_c = \% 35$)

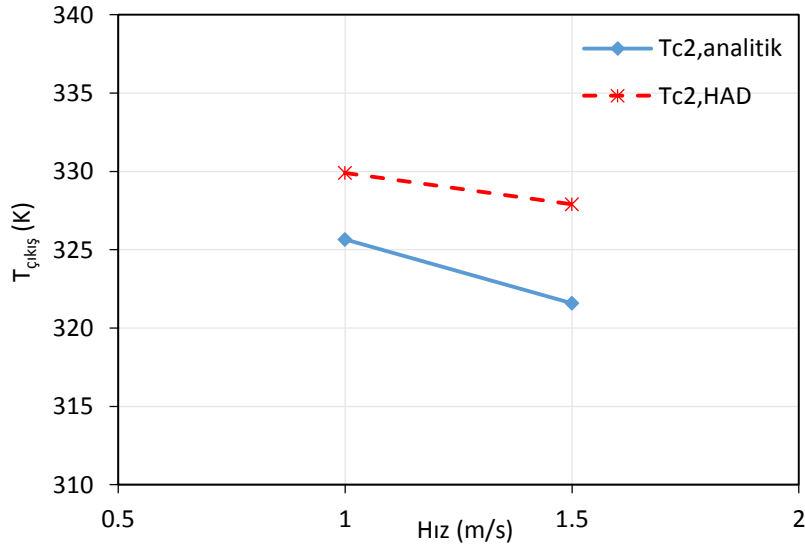


Şekil 5.18. Giriş hızına göre basınç düşümü ($N_b = 4$, $B_c = \% 35$)

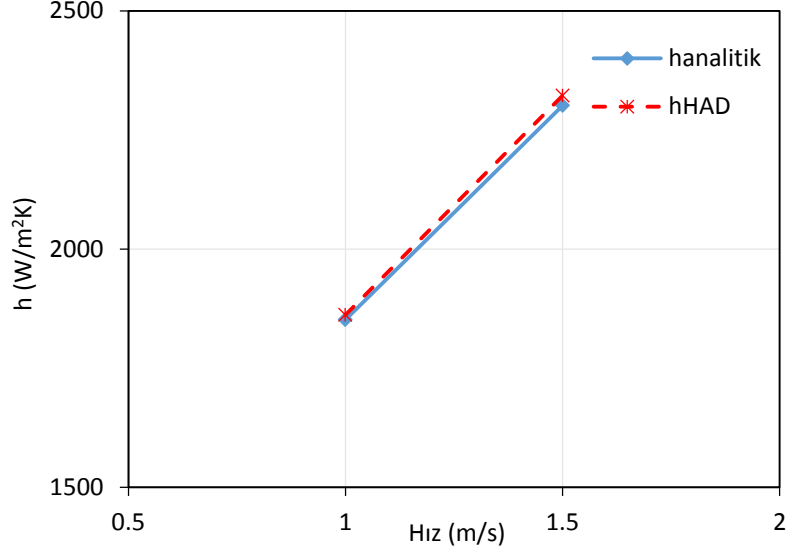
Çizelge 5.7. Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 4$, $B_c = \% 30$)

Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m^2K)	h_{HAD} (W/m^2K)	ΔP_{HAD} (Pa)
1.0	325.66	329.90	1852	1862	1234
1.5	321.58	327.90	2301	2322	2835

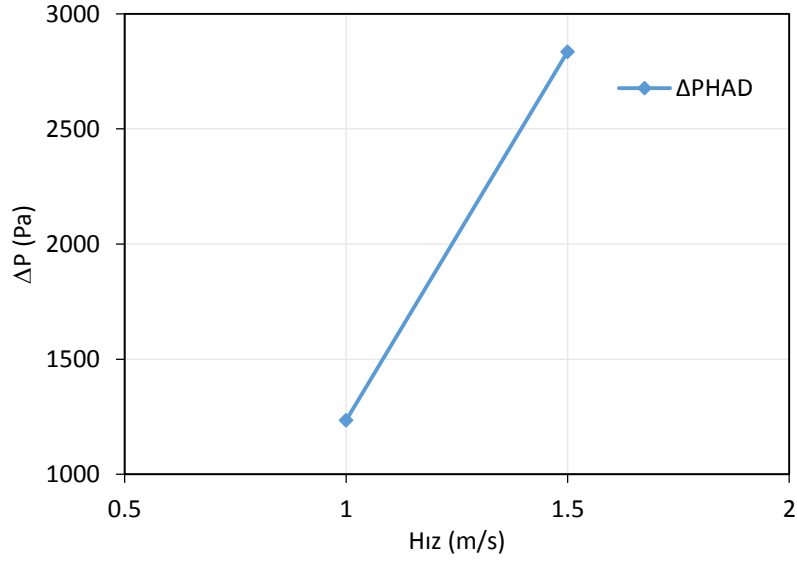
Çizelge 5.7’ de farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları, $N_b = 4$ ve $B_c = \% 30$ durumları için verilmiştir. Çizelge 5.7’ deki verilere göre giriş hızına bağlı çıkış sıcaklığı, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümleri Şekil 5.19, 5.20 ve 5.21’ de verilmiştir. Şekil 5.19 ve 5.20’ e göre giriş hızı arttıkça çıkış sıcaklığının azaldığı, ısı taşınım katsayısının ise arttığı görülmektedir. Şekil 5.21’ de ise hızın artmasıyla basınç düşümünün arttığı görülmektedir. Ayrıca, elde edilen HAD ve analitik sonuçların birbirleriyle uyduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5.19. Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 4$, $B_c = \% 30$)



Şekil 5.20. Giriş hızına göre ısı taşınım katsayısı ($N_b = 4$, $B_c = \% 30$)

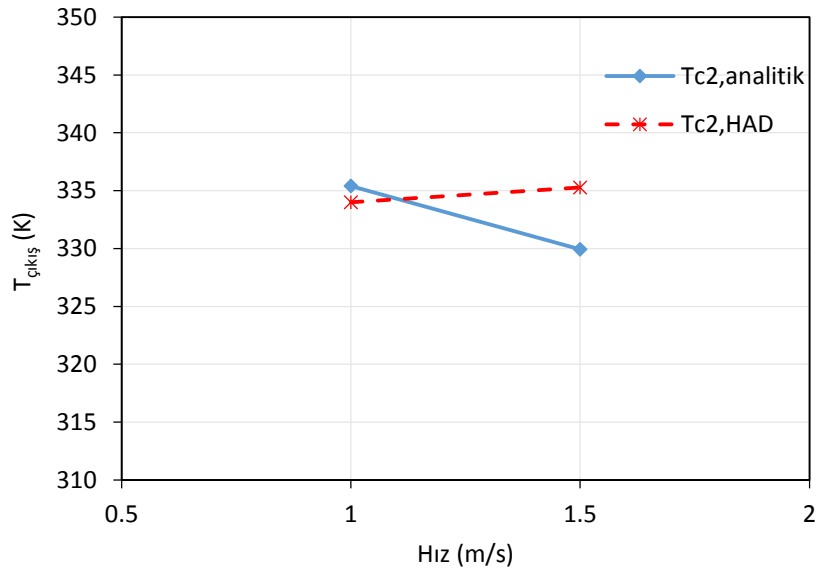


Şekil 5.21. Giriş hızına göre basınç düşümü ($N_b = 4$, $B_c = \% 30$)

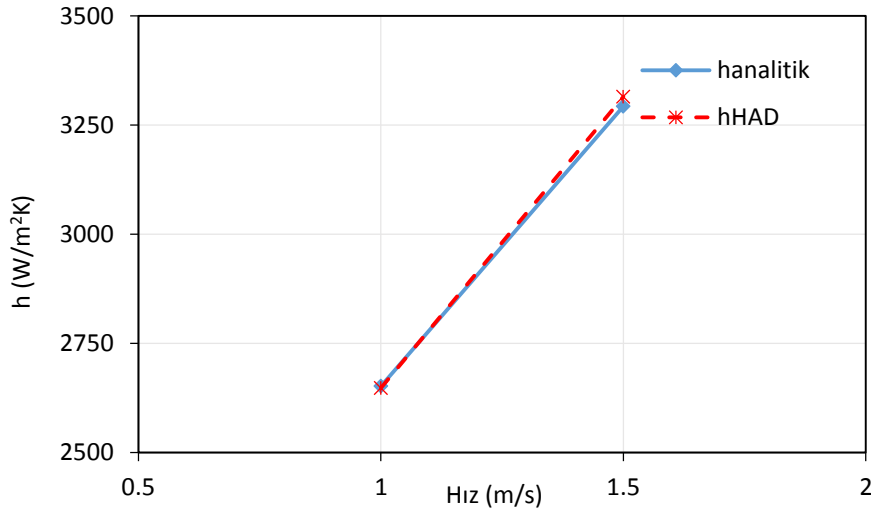
Çizelge 5.8. Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 8$, $B_c = \% 35$)

Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m²K)	h_{HAD} (W/m²K)	ΔP_{HAD} (Pa)
1.0	335.40	334.00	2652	2648	1656
1.5	329.93	335.28	3293	3315	3915

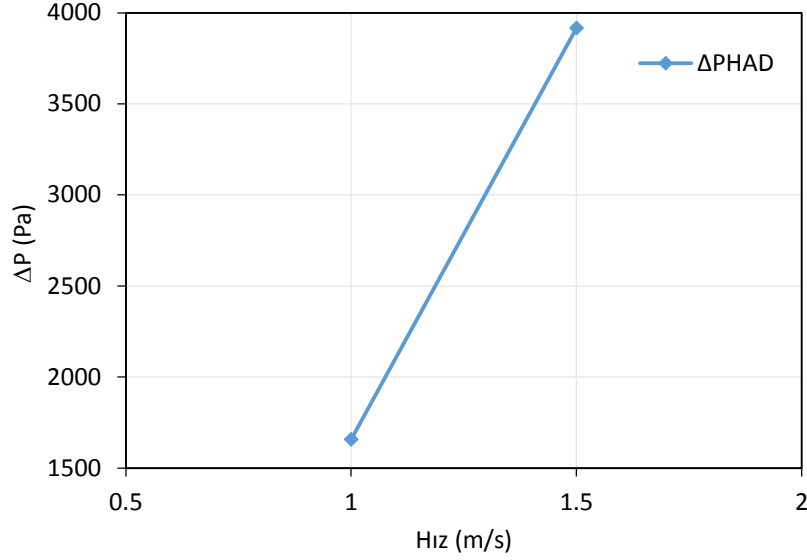
Çizelge 5.8’ de farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları, $N_b = 8$ ve $B_c = \% 35$ durumları için verilmiştir. Çizelge 5.8’ deki verilere göre giriş hızına bağlı çıkış sıcaklığı, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümleri Şekil 5.22, 5.23 ve 5.24’ de verilmiştir. Şekil 5.22’ de giriş hızı arttıkça çıkış sıcaklığı analitik çözümde az miktarda azalırken, HAD çözümünde çok fazla değişmediği görülmektedir. Şekil 5.23’ de ise ısı taşınım katsayısının giriş hızı ile arttığı görülmektedir. Şekil 5.24’ de ise hızın artmasıyla basınç düşümünün arttığı görülmektedir. Ayrıca, elde edilen HAD ve analitik sonuçların birbirleriyle uyduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5.22. Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 8$, $B_c = \% 35$)



Şekil 5.23. Giriş hızına göre ısı taşınım katsayısı ($N_b = 8$, $B_c = \% 35$)

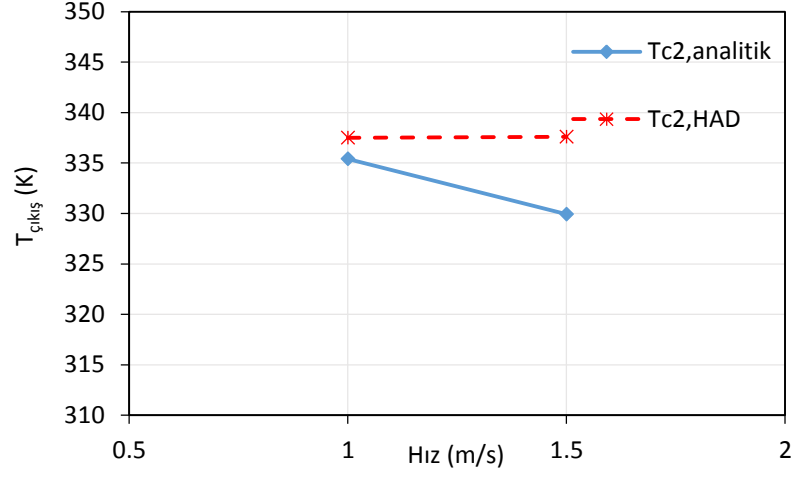


Şekil 5.24. Giriş hızına göre basınç düşümü ($N_b = 8$, $B_c = \% 35$)

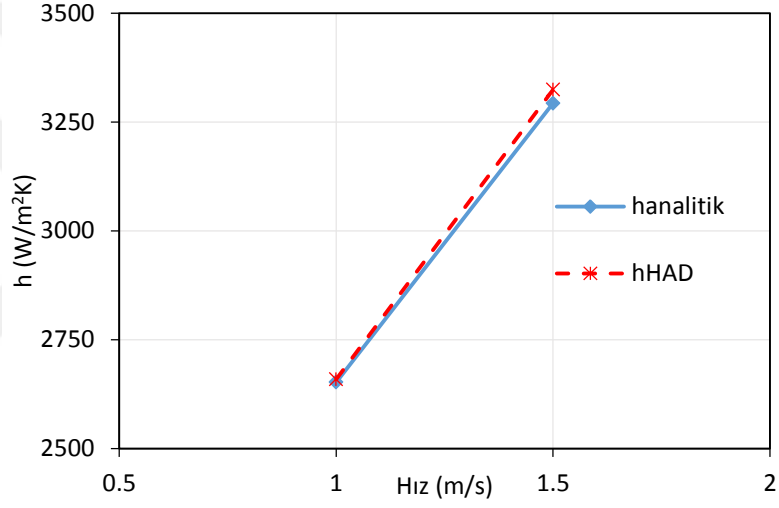
Çizelge 5.9. Farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları ($N_b = 8$, $B_c = \% 30$)

Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m^2K)	h_{HAD} (W/m^2K)	ΔP_{HAD} (Pa)
1.0	335.40	337.50	2652	2659	1956
1.5	329.93	337.60	3293	3324	4227

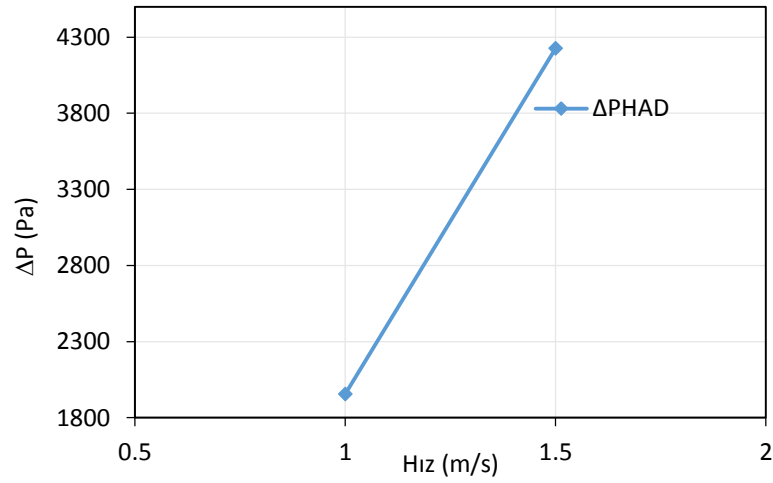
Çizelge 5.9’ de farklı giriş hızına göre HAD ve KERN sonuçları, $N_b = 8$ ve $B_c = \% 30$ durumları için verilmiştir. Çizelge 5.9’ deki verilere göre giriş hızına bağlı çıkış sıcaklığı, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümleri Şekil 5.25, 5.26 ve 5.27’ de verilmiştir. Elde edilen sonuçlar bir önceki Çizelge 5.8’ de kesme oranı %35 için verilen sonuçlara yakındır.



Şekil 5.25. Giriş hızına göre çıkış sıcaklıkları ($N_b = 8$, $B_c = \% 30$)



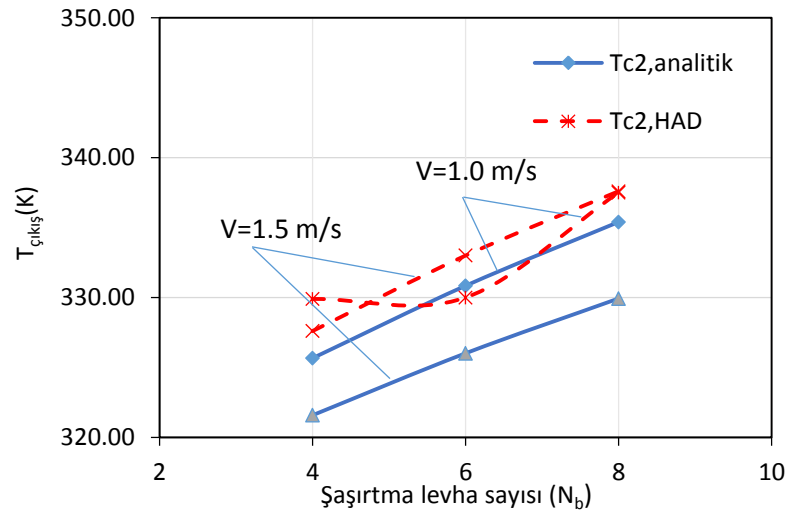
Şekil 5.26. Giriş hızına göre ısı taşınım katsayısı ($N_b = 8$, $B_c = \% 30$)



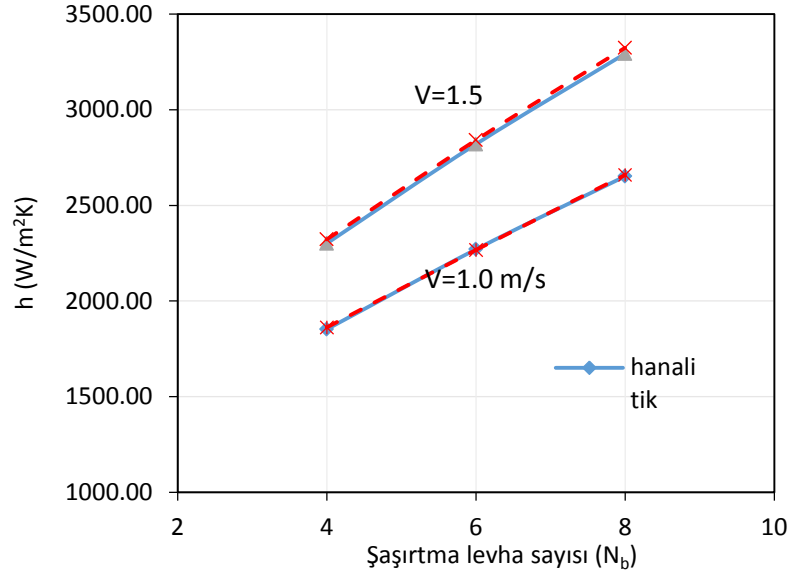
Şekil 5.27. Giriş hızına göre basınç düşümü ($N_b = 8$, $B_c = \% 30$)

Çizelge 5.10. Farklı şaşırtma levha sayısı, kesme oranı ve hız değerlerine göre HAD ve KERN sonuçları

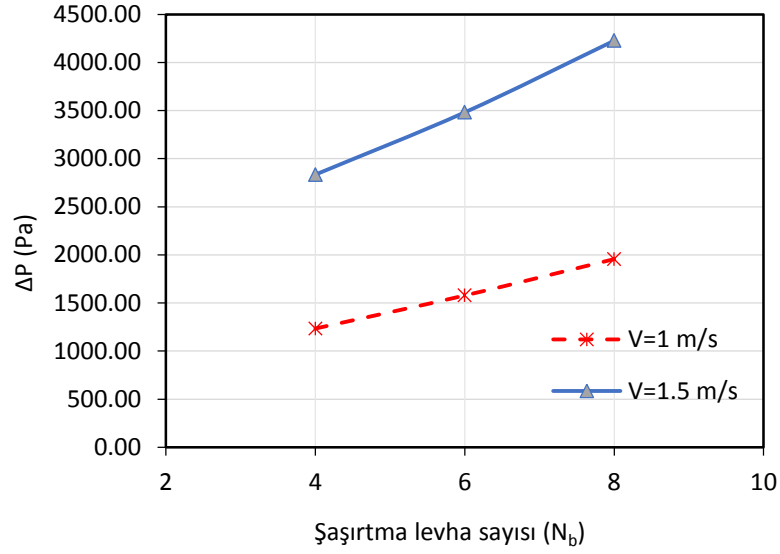
Şaşırtma levha sayısı	Şaşırtma levhası kesme oranı	Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m ² K)	h_{HAD} (W/m ² K)	ΔP_{HAD} (Pa)
4	% 30	1.0	325.66	329.90	1852	1862	1234
4	% 30	1.5	321.58	327.60	2301	2322	2835
4	% 35	1.0	325.67	328.50	1852	1859	1110
4	% 35	1.5	321.57	326.47	2301	2318	2398
6	% 30	1.0	330.84	330.00	2270	2267	1578
6	% 30	1.5	326.01	333.00	2820	2841	3482
6	% 35	1.0	330.84	332.00	2270	2256	1294
6	% 35	1.5	326.01	330.00	2820	2834	2893
8	% 30	1.0	335.40	337.50	2652	2659	1956
8	% 30	1.5	329.93	337.60	3293	3324	4227
8	% 35	1.0	335.40	334.00	2652	2648	1656
8	% 35	1.5	329.93	335.28	3293	3315	3915



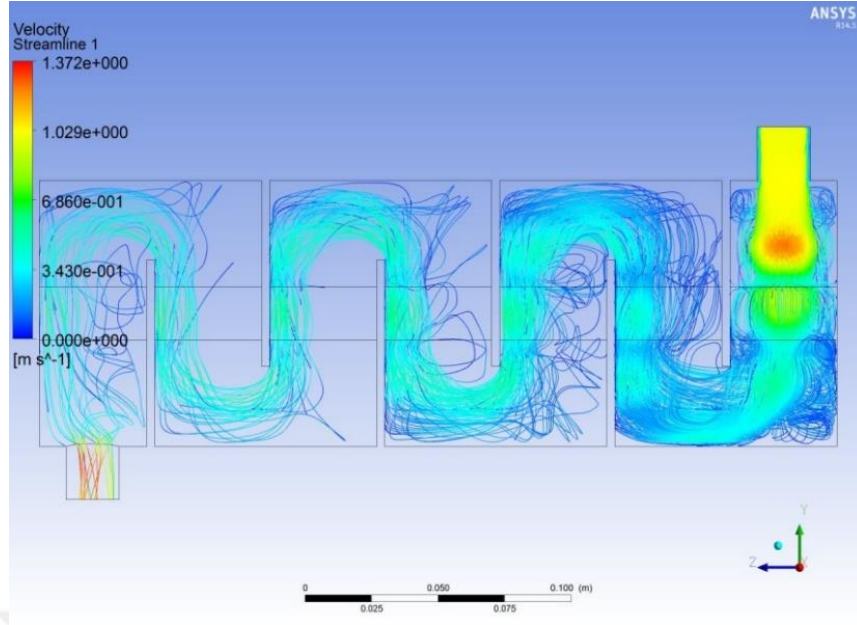
Şekil 5.28. Şaşırtma levha sayılarına göre ($B_c = \% 30$) için çıkış sıcaklıkları



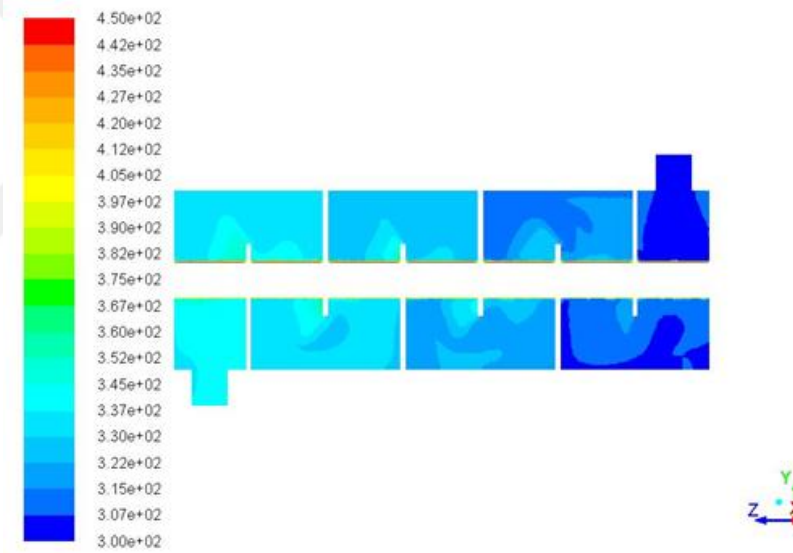
Şekil 5.29. Şaşırtma levha sayılarına göre ($B_c = \% 30$) için ısı taşınım katsayıları



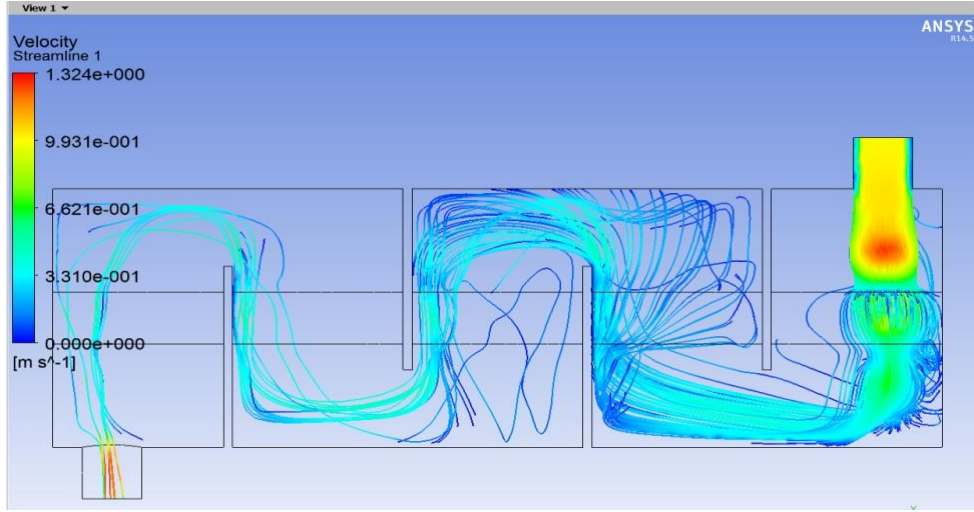
Şekil 5.30. Şaşırtma levha sayılarına göre ($B_c = \% 30$) için basınç düşümleri



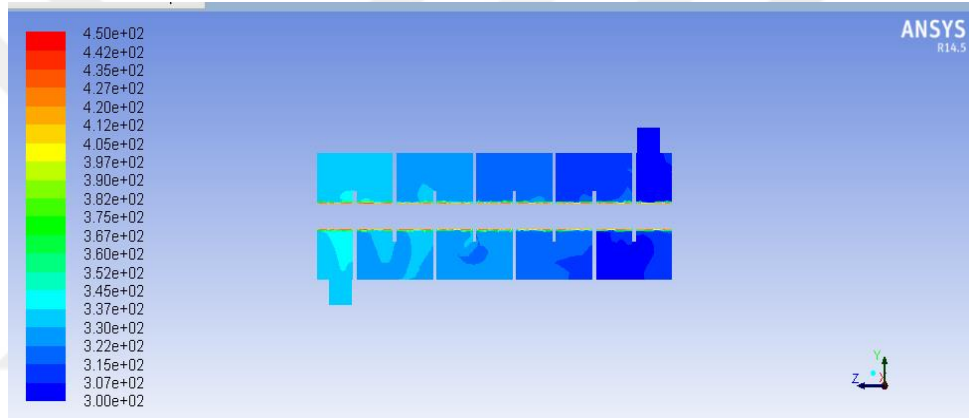
Şekil 5.31. 6 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız akım çizgileri



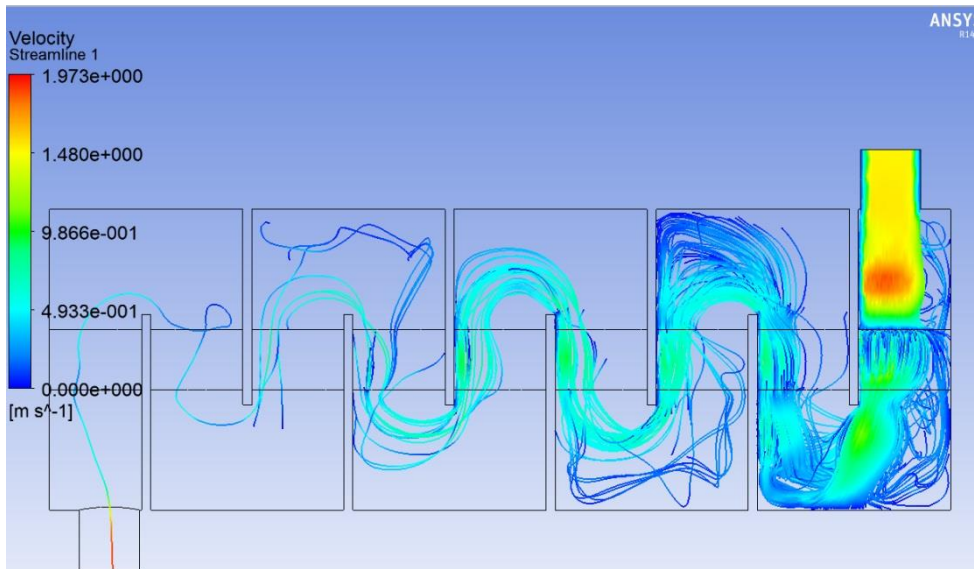
Şekil 5.32. 6 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıcaklık dağılımı



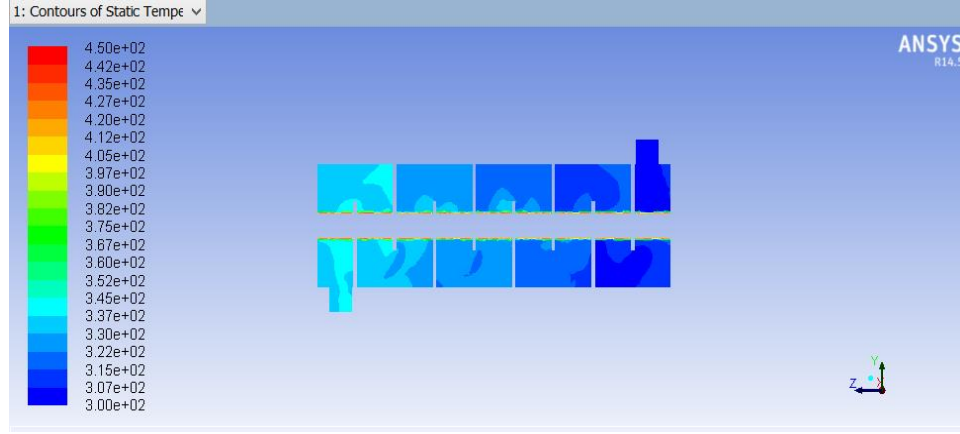
Şekil 5.33. 4 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız akım çizgileri



Şekil 5.34. 4 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıcaklık dağılımı



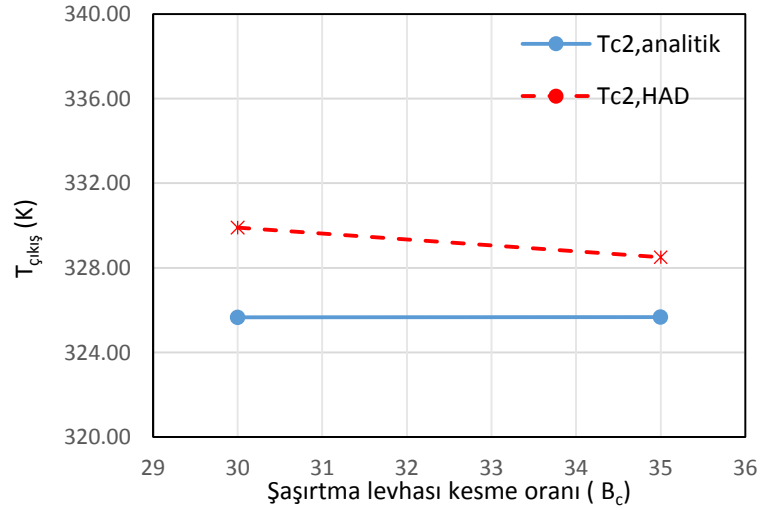
Şekil 5.35. 8 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız akım çizgileri



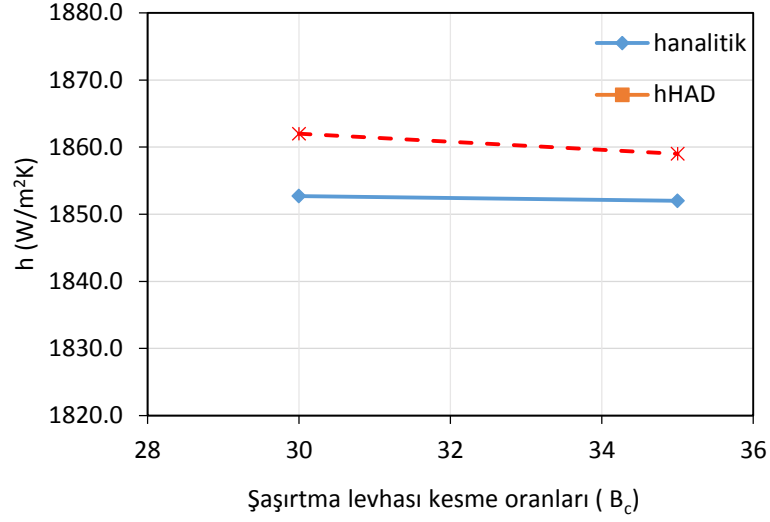
Şekil 5.36. 8 şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değıştiricisinin sıcaklık dağılımı

Çizelge 5.11. Şaşırtma levhası kesme oranlarına göre ($N_b=4$ ve $V_i=1$ m/s)

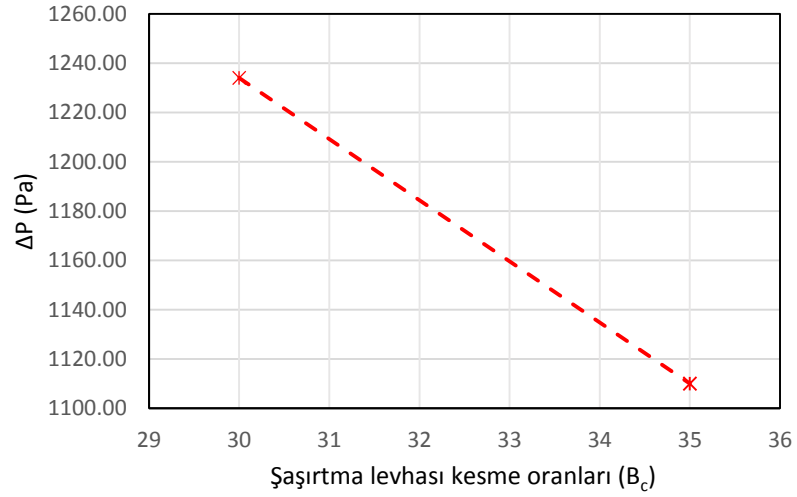
Durum	Şaşırtma levhası kesme oranı (%)	Hız (m/s)	$T_{c2,analitik}$ (K)	$T_{c2,HAD}$ (K)	$h_{analitik}$ (W/m^2K)	h_{HAD} (W/m^2K)	ΔP_{HAD} (Pa)
1	% 30	1	325.66	329.90	1852	1862	1234
2	% 35	1	325.67	328.50	1852	1859	1110



Şekil 5.37. Şaşırtma levhası kesme oranına bağlı çıkış sıcaklıkları ($N_b=4$ ve $V_i=1$ m/s)



Şekil 5.38. Şaşırtma levhası kesme oranına bağlı ısı taşınım katsayısı ($N_b=4$ ve $V_i=1$ m/s)



Şekil 5.39. Şaşırtma levhası kesme oranına bağlı basınç düşümleri ($N_b=4$ ve $V_i=1$ m/s)

Çizelge 5.10 ve Çizelge 5.11' de tek parçalı şaşırtma levhası kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisi için hem hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programıyla analiz yapılmış hem de analitik olarak (KERN) metoduyla sonuçlar elde edilmiştir.

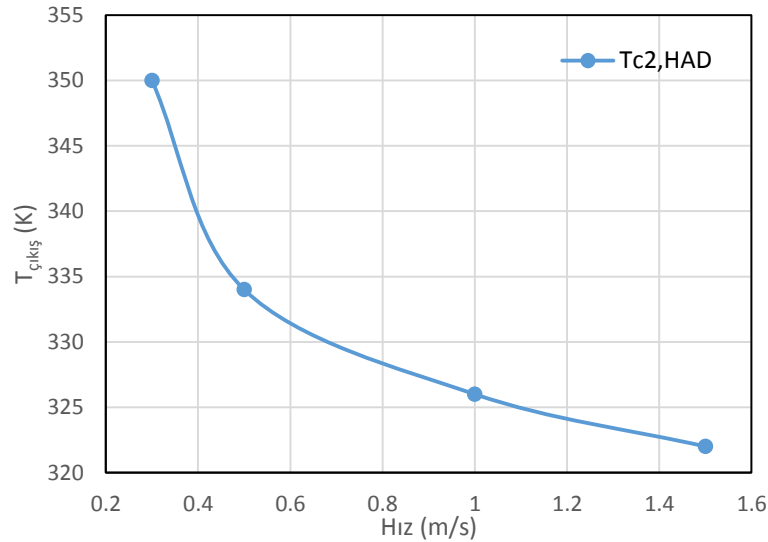
5.2. Farklı Tip Şaşırtma Levhalı Gövde – Boru Tipli Isı Değişiricileri

5.2.1. Üç Parçalı Şaşırtma (Triple) Levhalı Gövde – Boru Tipli Isı Değişiricileri

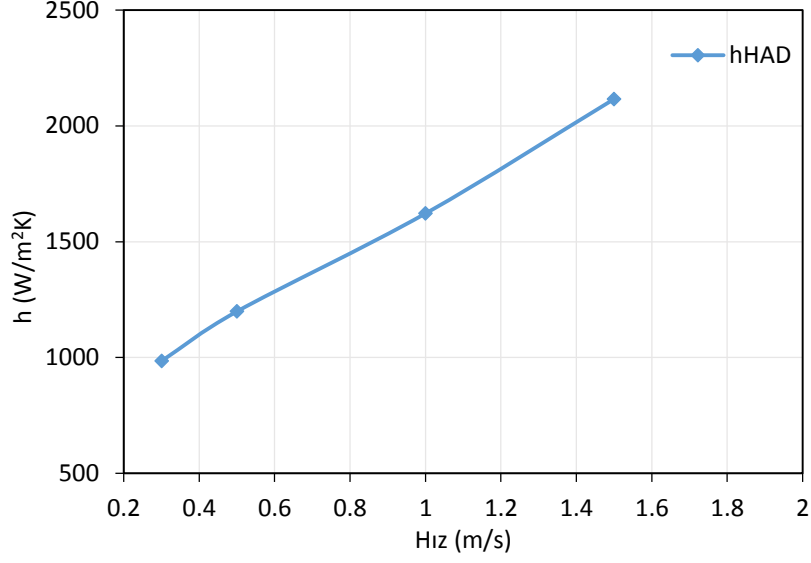
Çizelge 5.12. Farklı hız değerlerine göre HAD sonuçları

Hız (m/s)	$T_{c2,had}$ (K)	h_{HAD} (W/m ² K)	ΔP_{HAD} (Pa)
0.3	350	985	98
0.5	334	1199	261
1.0	326	1622	995
1.5	322	2116	2237

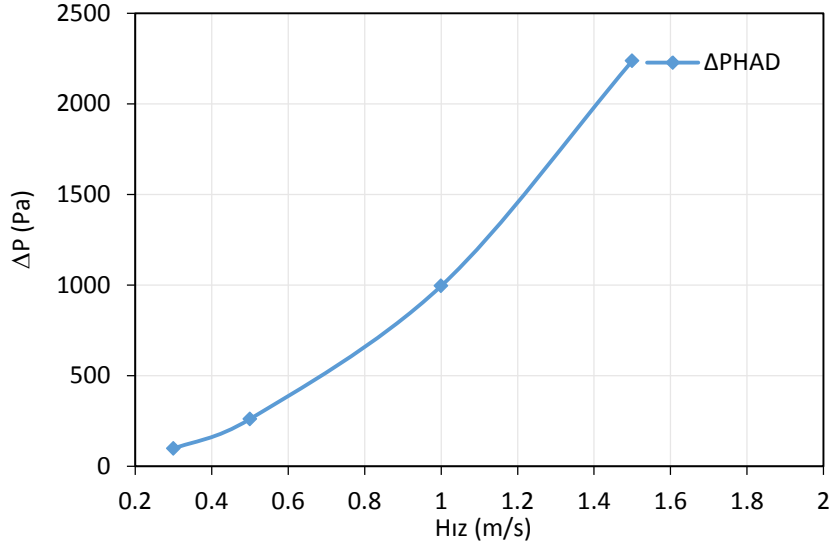
Çizelge 5.12’ de farklı giriş hızına göre HAD sonuçları, üç parçalı şaşırtma levhalı ısı değiştiricisi için verilmiştir. Çizelge 5.12’ deki verilere göre giriş hızına bağlı çıkış sıcaklığı, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümleri Şekil 5.40, 5.41 ve 5.42’ de verilmiştir. Şekil 5.40 ve 5.41’ e göre giriş hızı arttıkça çıkış sıcaklığının azaldığı, ısı taşınım katsayısının ise arttığı görülmektedir. Şekil 5.42’ de ise hızın artmasıyla basınç düşümünün arttığı görülmektedir.



Şekil 5.40. 3 parçalı şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre çıkış sıcaklıkları



Şekil 5.41. 3 parçalı şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre ısı taşınım katsayısı

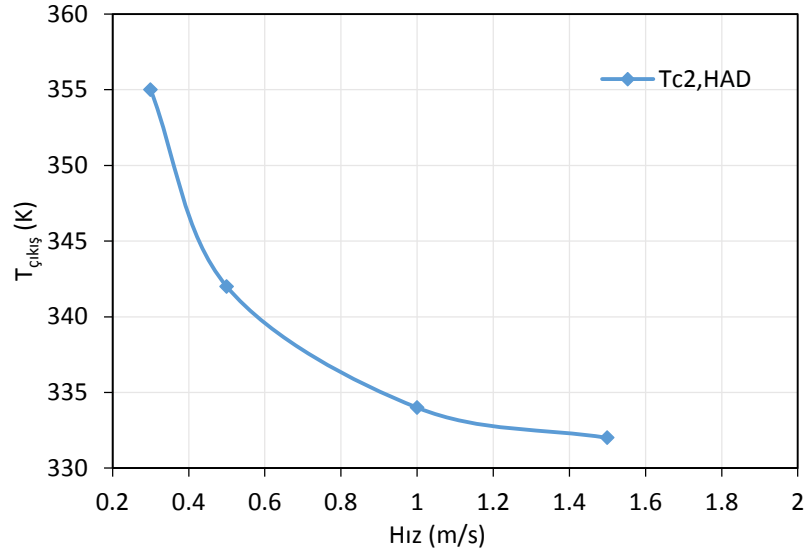


Şekil 5.42. 3 parçalı şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre basınç düşümleri

5.2.2. Disk ve Halka (Disc and Doughtnut) Şaşırtma Levhalı Gövde – Boru Tipli Isı Değiştiricileri

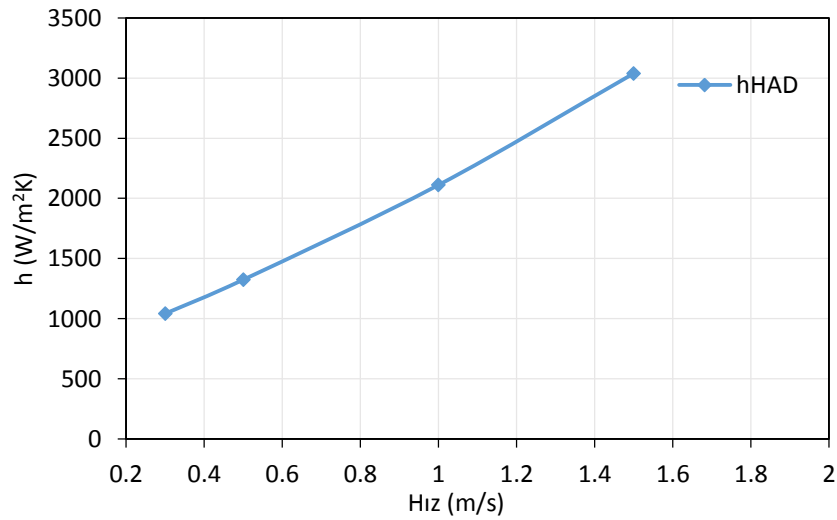
Çizelge 5.13. Farklı hız değerlerine göre HAD sonuçları

Hız (m/s)	$T_{c2,had}$ (K)	h_{HAD} (W/m²K)	ΔP_{HAD} (Pa)
0.3	355	1042	147
0.5	342	1324	400
1.0	334	2111	1538
1.5	332	3038	3405

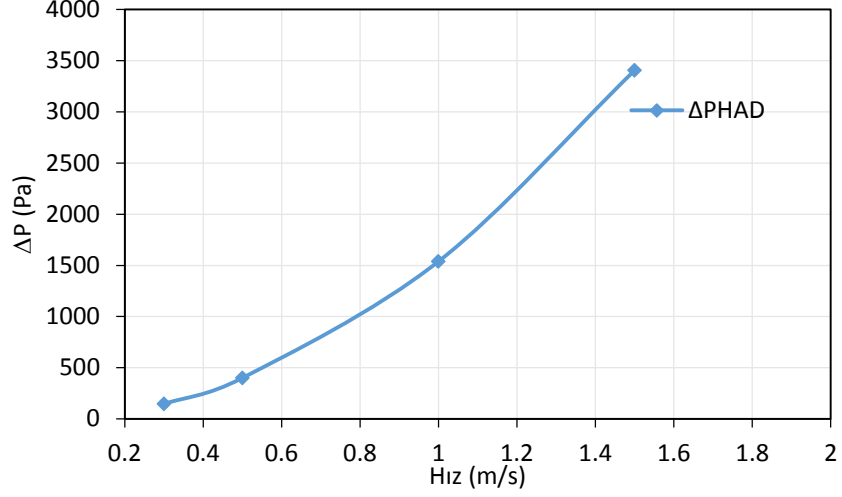


Şekil 5.43. Disk ve halka şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre çıkış sıcaklıkları

Çizelge 5.13’ de farklı giriş hızına göre HAD sonuçları, disk ve halka şaşırtma levhalı ısı değiştiricisi için verilmiştir. Çizelge 5.13’ deki verilere göre giriş hızına bağlı çıkış sıcaklığı, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümleri Şekil 5.44, 5.45 ve 5.46’ da verilmiştir. Şekil 5.44 ve 5.45’ e göre giriş hızı arttıkça çıkış sıcaklığının azaldığı, ısı taşınım katsayısının ise arttığı görülmektedir. Şekil 5.46’ de ise hızın artmasıyla basınç düşümünün arttığı görülmektedir.



Şekil 5.44. Disk ve halka şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre ısı taşınım katsayısı

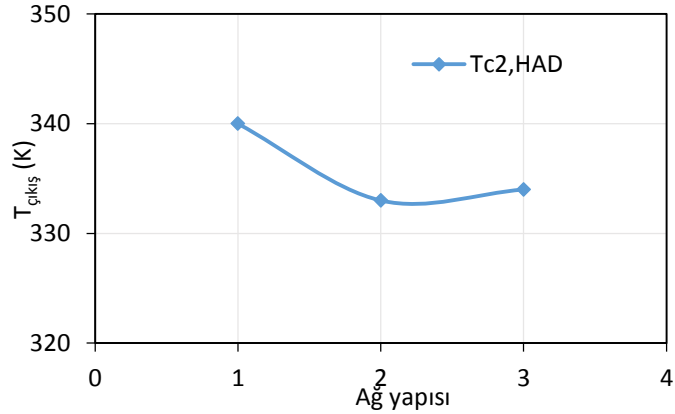


Şekil 5.45. Disk ve halka şaşırtma levhası için giriş hızlarına göre basınç düşümleri

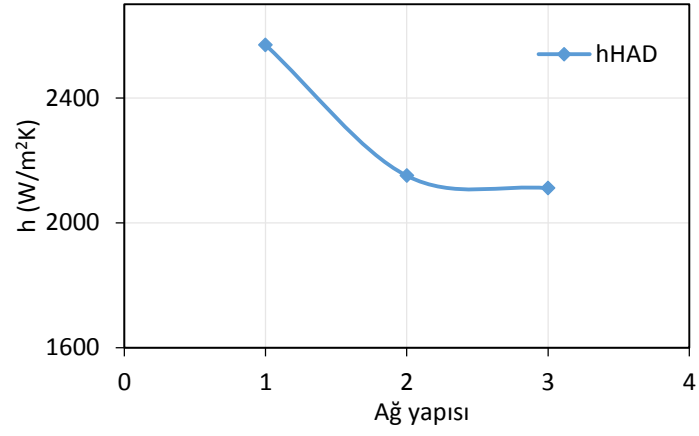
Çizelge 5.14. Farklı ağ yapıları HAD sonuçları

Durum	Ağ Yapısı (m)	Hız (m/s)	$T_{c2,had}$ (K)	h_{HAD} (W/m^2K)	ΔP_{HAD} (Pa)
1	0,001 - 0,002	1	340	2570	1579
2	0,002 - 0,004	1	333	2151	1540
3	0,002 - 0,005	1	334	2111	1538

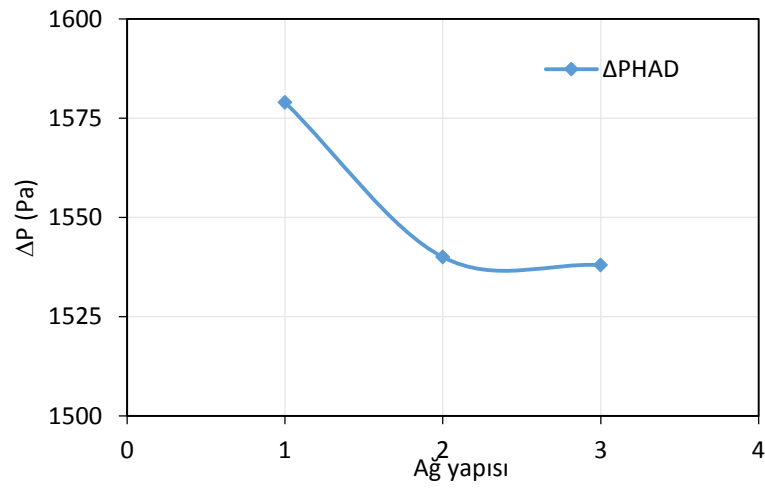
Çizelge 5.14’ de farklı ağ yapılarına (mesh) göre HAD sonuçları, disk ve halka şaşırtma levhalı ısı değiştirici durumları için verilmiştir. Çizelge 5.14’ deki verilere göre farklı ağ yapılarında (eleman boyutu) çıkış sıcaklığının, ısı taşınım katsayısının ve basınç düşümünün değişimi sırasıyla Şekil 5.46, 5.47 ve 5.48’ de verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi 2 ve 3 durumlarındaki eleman boyutlarında sonuçlar çok fazla değişmemektedir. Yapılan diğer analizlerde 3. durumdaki ağ yapısı kullanılmıştır.



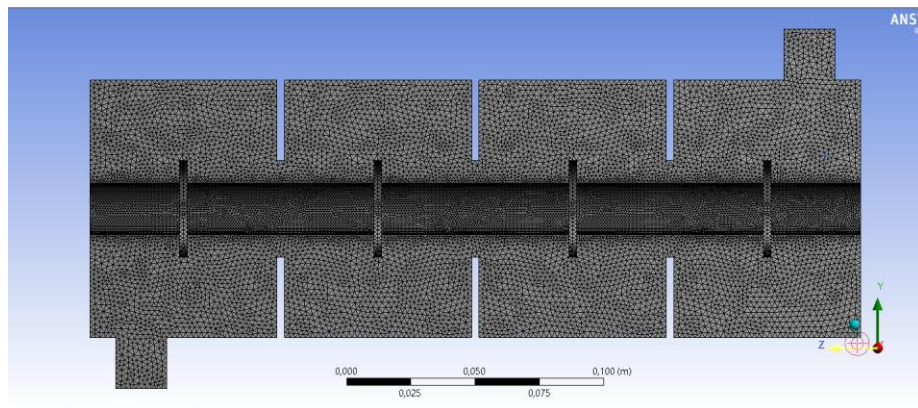
Şekil 5.46. Disk ve halka şaşırtma levhası için farklı ağ yapılarına göre çıkış sıcaklıkları



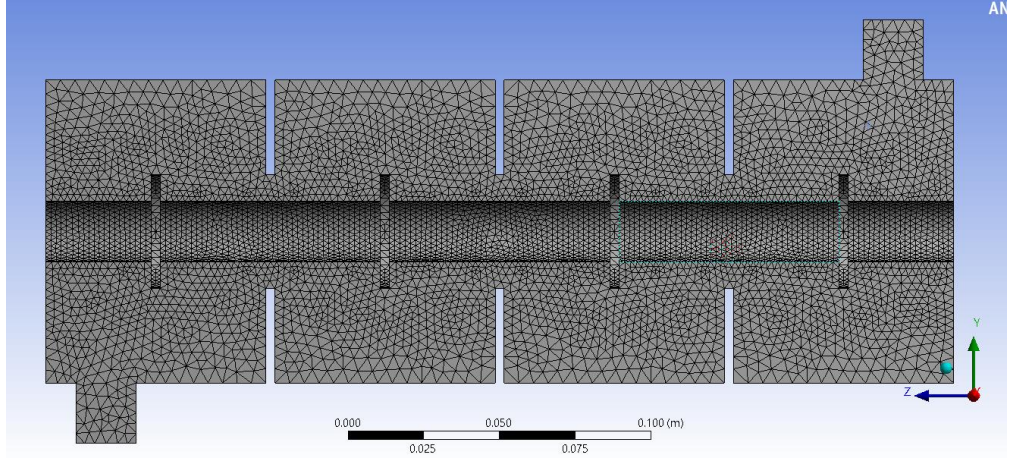
Şekil 5.47. Disk ve halka şaşırtma levhası için farklı ağ yapılarına göre ısı taşınım katsayısı



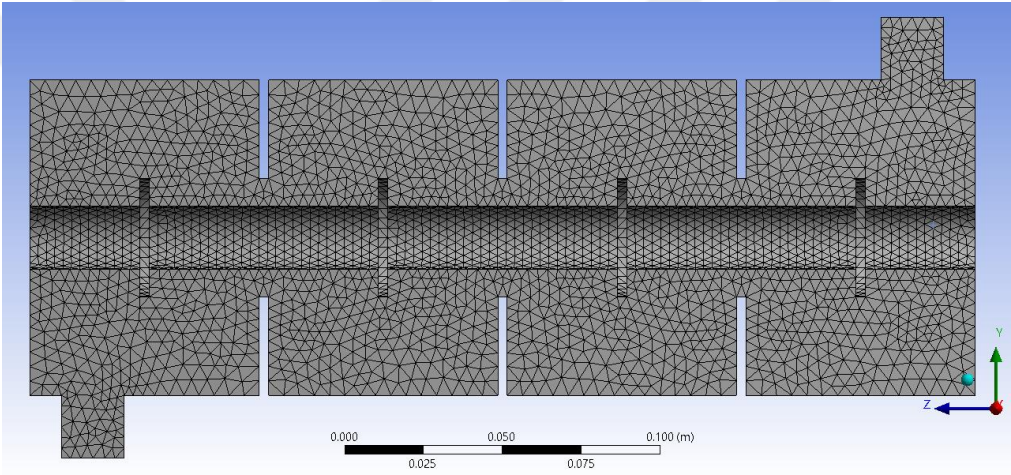
Şekil 5.48. Disk ve halka şaşırtma levhası için farklı ağ yapılarına göre basınç düşümleri



Şekil 5.49. Disk ve halka şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değıştiricisinin sıkı ağ yapılı görüntüsü (0,001 – 0,002)



Şekil 5.50. Disk ve halka şaşırtma levhali gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin daha az sıkı ağ yapılı görüntüsü (0,002 – 0,005)

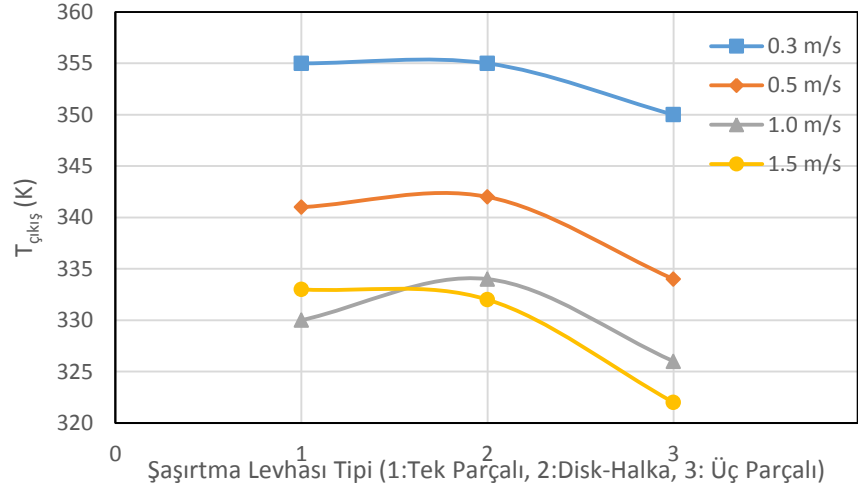


Şekil 5.51. Disk ve halka şaşırtma levhali gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin daha az sıkı ağ yapılı görüntüsü (0,004 – 0,008)

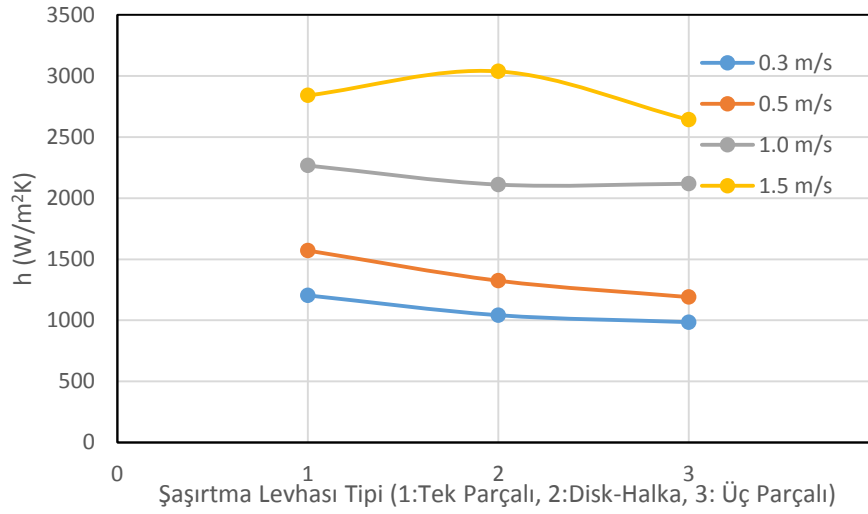
Çizelge 5.15. Farklı tip şaşırtma levhalarına göre HAD sonuçları

Şaşırtma levhası tipi	Hız (m/s)	$T_{c2,had}$ (K)	h_{HAD} (W/m ² K)	ΔP_{HAD} (Pa)
Tek parçalı	0.3	355	1204	147
Tek parçalı	0.5	341	1571	398
Tek parçalı	1.0	330	2267	1578
Tek parçalı	1.5	333	2841	3482

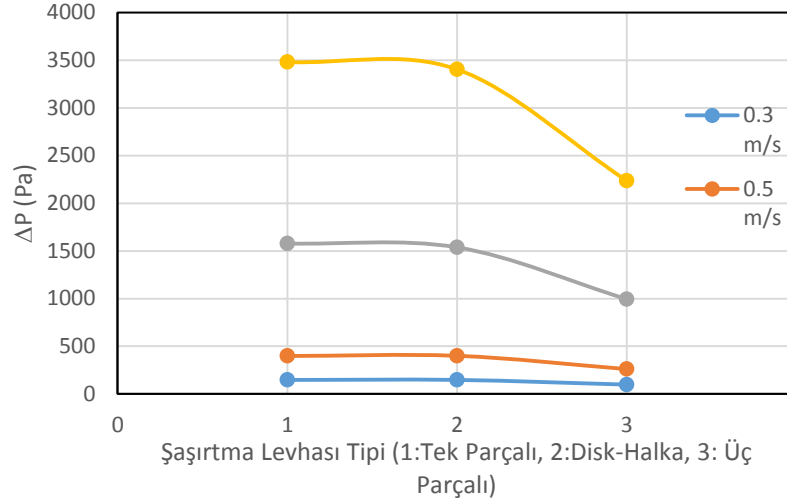
Üç parçalı	0.3	350	985	98
Üç parçalı	0.5	334	1199	261
Üç parçalı	1.0	326	2118	995
Üç parçalı	1.5	322	2642	2237
Disk ve halkalı	0.3	355	1042	147
Disk ve halkalı	0.5	342	1324	400
Disk ve halkalı	1.0	334	2111	1538
Disk ve halkalı	1.5	332	3038	3405



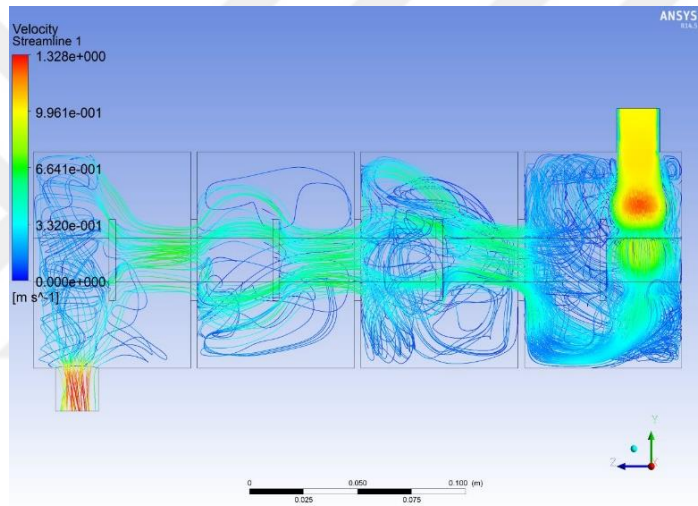
Şekil 5.52. Şaşırtma levhası tiplerine ve hızlarına göre çıkış sıcaklıkları



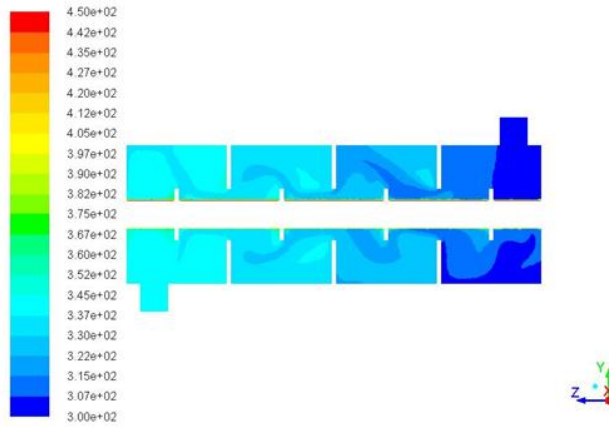
Şekil 5.53. Şaşırtma levhası tiplerine ve hızlarına göre ısı taşınım katsayısı



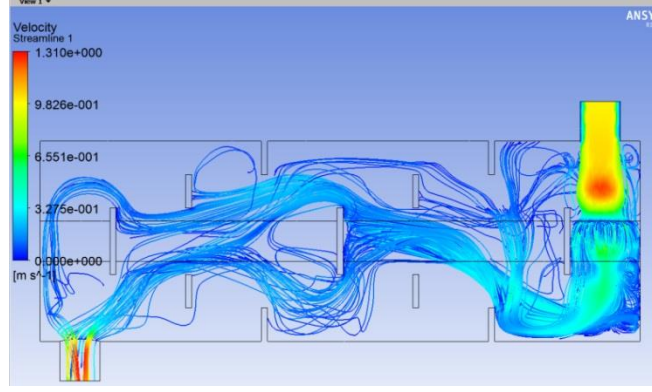
Şekil 5.54. Şaşırtma levhası tiplerine ve hızlarına göre basınç düşümleri



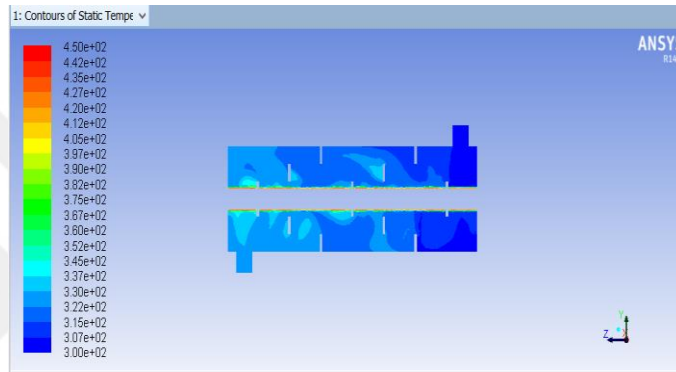
Şekil 5.55. Disk ve halka şaşırtma levhalı gövde – boru tipli ısı değıştiricisinin hız akım çizgileri



Şekil 5.56. Disk ve halka şaşırtma gövde – boru tipli ısı değıştiricisinin sıcaklık dağılımı



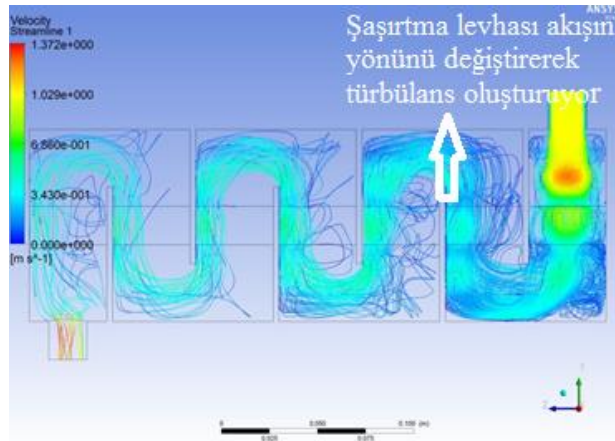
Şekil 5.57. Üç parçalı şaşırtma levhali gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin hız akım çizgileri



Şekil 5.58. Üç parçalı şaşırtma levhali gövde – boru tipli ısı değiştiricisinin sıcaklık dağılımı

Farklı tiplerdeki şaşırtma levhası kullanılarak oluşturulan gövde – boru tipli ısı değiştiricilerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği programıyla analizler yapılmış ve elde edilen sonuçlar Çizelge 5.15’de verilmiştir.

Tezde de farklı tiplerdeki şaşırtma levhalarının akışa etkileri incelenmiş olup şaşırtma levha tiplerinin önemi belirlenmiştir.



Şekil 5.59. Şaşırtma levhasının akışın yönünü değiştirmesi

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

- Akışkanın hız değerinin artması ile basınç düşümü artmış, çıkış sıcaklığı azalmış, ısı taşınım katsayısı artmış, ısı transfer miktarı artmıştır.
- Şaşırtma levhaları arasındaki mesafenin artması ile yani şaşırtma levha sayısı azaldıkça, türbülans azalmış, basınç düşümü azalmış, çıkış sıcaklığı azalmış, ısı taşınım katsayısı azalmış, ısı transfer miktarı azalmıştır.
- Şaşırtma levhası kesme oranlarının artması ile yani $B_c = \% 30$ 'dan $\% 35$ 'e çıkarılıp analiz yapılarak sonuçlar karşılaştırıldığında basınç düşümü azalmış, çıkış sıcaklığı azalmış, ısı taşınım katsayısı da azalmıştır.
- HAD programında yapılan analizlerde model üzerinde uygulanan ağ yapısı oranının sıkılaşması ile eleman sayısı artmış eleman sayısının artması ile analiz süresi artmış ve daha iyi analiz sonuçları elde edilmiştir.
- Ağ yapısının sıkılaşması ile basınç düşümü artmış, çıkış sıcaklığı artmış, ısı taşınım katsayısı ve ısı transfer miktarı artmıştır.
- HAD programında iterasyon sayıları 100, 2000, 5000, 10000, 15000 olarak alınarak analizler yapılmıştır. İterasyon sayısının artması ile analiz süreleri artmıştır. İterasyon sayısı belirli seviyeye geldikten sonra sonuçlar çok fazla değişmemiş yani analiz doğrulanmıştır.
- HAD programında farklı türbülans modelleri kullanılmıştır. $k - \epsilon$ standart türbülans modelinde daha iyi sonuçlar elde edildiği görülmüş ve farklı durumlar için yapılan analizlerde de $k - \epsilon$ standart türbülans modeli kullanılmıştır.
- HAD programı ve KERN yöntemi kullanılarak elde edilen ısı taşınım katsayısı sonuçları karşılaştırıldığında hızın artmasıyla her iki değer arasındaki fark artmaktadır. Yani iki yöntem arasındaki hata payı artmıştır.

Şaşırtma levhası tipleri karşılaştırıldığında ise;

- Tek parçalı şaşırtma levhasında ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü diğer şaşırtma levha tiplerine göre yüksek bulunmuştur. Basınç düşümünün yüksek olması pompa gücünü ve buna bağlı olarak maliyeti artırmasından dolayı istenmeyen bir durumdur.

- Üç parçalı şaşırtma levhasında elde edilen basınç düşümleri diğer şaşırtma levha tiplerine göre daha düşük elde edilmiştir. Ayrıca ısı taşınım katsayısı ve buna bağlı olarak çıkış sıcaklığı diğer şaşırtma levha tiplerine göre daha düşük bulunmuştur.
- Disk ve halka tipi şaşırtma levhasında ise basınç düşümü tek parçalı şaşırtma levhasına göre daha düşük, üç parçalı şaşırtma levhasına göre daha yüksek bulunmuştur. Ayrıca, ısı taşınım katsayısı ve buna bağlı olarak çıkış sıcaklığı düşümü tek parçalı şaşırtma levhasına göre daha düşük, üç parçalı şaşırtma levhasına göre daha yüksek olduğu bulunmuştur.

6.2. Öneriler

- Gövde – boru tipli ısı değıştiricilerinde tek parçalı, üç parçalı, disk ve halka şeklindeki şaşırtma levhaları kullanılarak modeller oluşturulmuş olup sayısal ve analitik çözümler elde edilmiştir. Farklı şaşırtma levha tipleri kullanılarak da çalışmalar yapılabilir.
- HAD yöntemi KERN yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Gelecek çalışmalarda farklı analitik yöntemlerle çözümler yapıp karşılaştırılabilir.
- Sayısal ve analitik çözümler bir başka çalışmada deney düzeneği kurulup deney sonuçlarıyla da desteklenebilir.

7. KAYNAKLAR

- [1] T. Tinker, Shell-Side Characteristics Shell-and-tube Heat Exchanger, Parts 1,2 and 3, Proc. General Discussion on Heat Transfer, Institute of Mechanical Engineers, London, (1951), pp.89-116.
- [2] Ömür Murat Çeteci, “*Bilgisayar Yardımıyla Isı Değiştirici Tasarımı*”, Y. Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Türkiye, 1999.
- [3] Ö. Kızıllkan, *Gövde Borulu Bir Isı Değiştiricisinde Şaşırtma Levhasının Isı Taşınım Katsayısına ve Basınç Düşümüne Etkisinin İncelenmesi*, **Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi**, 11:3, (2007) 246-251.
- [4] Ahmet Aydın, “*Gövde Borulu Isı Değiştiricilerin Optimizasyonları ve CFD Analizi*” Y. Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Türkiye, 2004.
- [5] A.S. Ambekar, R. Sivakumar, N. Anantharaman and M. Vivekenandan, *CFD simulation Study of Shell and Tube Heat Exchangers with Different Baffle Segment Configurations*, **Applied Thermal Engineering**, 108, (2016) 999-1007.
- [6] V. K. Chalwa and N. Kadli, *Study of Variation for Pressure Drop and Temperature Distribution in a Shell and Tube Heat Exchanger in case of Vertical Baffle*, **Mechanica Confab**, 2:1, (2013) 17-25.
- [7] K.M. Devi, *Design and Thermal Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger by Using Fluent Tool*, **International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research**, 2:9, (2015) 359-366.
- [8] W.N.B.W. Hamaruddin, “*Study of Heat Transfer in Plate Heat Exchanger by Using CFD Simulation*” Bachelor Thesis of Chemical Engineering (Gas Technology), Universiti Malaysia Pahang, 2012.
- [9] A. Jain, *Comparative Study of Different CFD Models to Evaluate Heat Transfer and Flow Parameters in STHE*, **International Journal of Engineering Sciences & Research Technology**, 4:6 (2015), 536-547.
- [10] Y.A. Kara and Ö. Güraras, *A Computer Program for Designing of Shell-and-Tube Heat Exchangers*, **Applied Thermal Engineering**, 24:13 (2004), 1797-1805.
- [11] Ö. Kızıllkan, *Gövde Borulu Bir Isı Değiştiricisinde Şaşırtma Levhasının Isı Taşınım Katsayısına ve Basınç Düşümüne Etkisinin İncelenmesi*, **Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi**, 11:3, (2007) 246-251.
- [12] K. Kiran, *Investigation of Baffle Spacing Effect on Shell Side Heat Transfer Characteristics in Shell and Tube Heat Exchanger Using Computational Fluid Dynamics*, **Elixir Thermal Engineering**, 73 (2014), 26022-26026.
- [13] L. Kolsi, *3D Numerical Analysis of a Shell-and-Tube Heat Exchanger*, **International Journal of Engineering Sciences & Research Technology**, 5:1 (2016), 154-163.
- [14] Haolin Ma, *Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer Analysis For a Novel Heat Exchanger*, Master Thesis, Lehigh University, USA, 2012.
- [15] K. Mohammadi, Numerical Investigation of the Effect of Baffle Orientation and Baffle Cut on Heat Transfer and Pressure Drop of a Shell and Tube Heat Exchanger, 13th. International Heat Transfer Conference, Sydney, Australia (2006).
- [16] R. Mukherjee, *Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers*, **Chemical Engineering Progress** (1998).

- [17] Ender Özden, *Detailed desing of Shell-and-Tube Heat Exchangers using CFD*, Master Thesis, Middle East Technical University, Turkey, 2007.
- [18] R. Thundil, K. Raj and S. Ganne, *Shell Side Numerical Analysis of a Shell and Tube Heat Exchanger Considering the Effects of Baffle Inclination Angle on Fluid Flow Using CFD*, **Thermal Science International Scientific Journal**,16 (2012), 1165-1174.
- [19] C. N. Patil and N.S. Bhalkikar, *CFD Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger to Study the Effect of Baffle Cut on the Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient*, **International Journal of Engineering Sciences & Research Technology**, 2:5 (2014), 649-654.
- [20] Anil Kumar Samal Roll, *Shell and Tube Heat Exchanger Design Using CFD Tools*, Bachelor Thesis in Chemical Engineering, National Institute of Technology, Rourkela.
- [21] S. Kakaç, H. Liu and A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Desing*, CRC Press, New York, 2012.
- [22] O. Genceli, *Isı Değiştiricileri*, Birsen Yayınevi, 1999.
- [23] Anonim (2019). <http://gunpaisi.com.tr/borulu-esanjor-ve-serpantin-imalati> (on-line erişim: 26.03.2019).
- [24] M. Yılmaz ve O.N. Şara, *Isı Değiştirici Seçimi*, **Mühendis ve Makine**, 41: 490 (2000), 24-27.
- [25] J.R. Thome, *Engineering Data Book III.*, Wolverine Tube Inc., PP Publico Publications, Germany, 2016.
- [26] Anonim (2019). <https://www.ansys.com/blog/prepare-engineering-careers-simulation-popping-everywhere>, (on-line ascess on 26 March, 2019).
- [27] Anonim (2019). <http://mam.teknoloji.marmara.edu.tr/gallery/enerji>, (on-line erişim: 26 Mart, 2019).
- [28] Anonim (2019).<http://www.simutek.com.tr/tr/page/details/muhendislik-analizleri> (on-line erişim: 26 Mart, 2019).

ÖZGEÇMİŞ

Adı – Soyadı : Tuğçe KARATAŞ

Doğum Tarihi : 29.10.1993

Doğum Yeri : İskenderun

Adres : Özalper Mah., Gülümser Cad., No:1, Hayat Sitesi, Kapı No:16
Malatya\Merkez

E-posta : tugcek001@gmail.com

Lisans : İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği,
2015.

Yüksek Lisans : İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği,
2019.