



**AĞAÇ ŞEKLİ Lİ DAL KANALLI ZİT VE
PARALEL AKIŞLI ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN
ISI TRANSFERİ VE AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Alperen Buğra ÇOLAK

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik Bilim Dalı
Doç. Dr. İsak KOTCİOĞLU**

2017

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**AĞAÇ ŞEKLİ DALLI KANALLI ZİT VE PARALEL AKIŞLI ISI
DEĞİŞTİRİCİSİNİN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Alperen Buğra ÇOLAK

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Termodinamik Bilim Dalı**

**ERZURUM
2017**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

**AĞAÇ ŞEKLİ DAL KANALLI ZIT VE PARALEL AKIŞLI ISI
DEĞİŞTİRİCİSİNİN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN
İNCELENMESİ**

Doç. Dr. İsak KOTÇİOĞLU danışmanlığında, Alperen Buğra ÇOLAK tarafından hazırlanan bu çalışma 19/06/2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı – Termodinamik Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak ~~oybirliği/oy çokluğu~~ (3./3.) ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Cihat ARSLANTÜRK

İmza :

Üye : Doç. Dr. İsak KOTÇİOĞLU

İmza :

Üye : Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN

İmza :

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulunun 22./06./2012 tarih ve 25./53 nolu kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Cavit KAZAZ
Enstitü Müdürü

Bu çalışma BAP projeleri kapsamında desteklenmiştir.
Proje No: 2011/392

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

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

AĞAÇ ŞEKLİ DAL KANALLI ZIT VE PARALEL AKIŞLI ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Alperen Buğra ÇOLAK

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. İsak KOTÇİOĞLU

Yapılan bu tez çalışmasında, tek fazlı akışta ısııl karakteristikleri iyileştirmek için dallara ayrılmış Fractal (dal) benzeri akışkan kanal yapısı esas alınarak ağaç şekilli üç seviyeli paralel ve zıt akış esasına dayalı çalışabilen bir ısı değıştiricisi sistemi tasarlanmış ve üretilmiştir. Tasarlanan diskler üzerine dal benzeri ısı değıştiricisi; alt, orta ve üst olmak üzere üç ayrı disk şeklindeki plakadan oluşmaktadır. Alt ve üst plakaların birer yüzeyi, orta plakanın ise her iki yüzeyi üzerine birbirine simetrik biçimde üç seviyeli ve her seviyesi farklı uzunluk ve çaplarda 156 adet silindirik kesitli dallanmış kanallar açılmıştır. Bu ısı değıştiricisinde akışkan çifti olarak sıvı akışkan (sıcak ve soğuk su) kullanılmıştır. Her iki sıvı akışkanın ısı değıştiricisi alt ve üst plaka üzerinde girişte eksenel yönde 1 adet, çıkışta ise radyal yönde 12 adet silindirik kanal bulunmaktadır. Açık ve kapalı devre esasına dayalı paralel ve zıt akış türüne göre akışkan, eksenel veya radyal yöndeki bağlantı noktalarından eşit ısııl kapasite oranlarında sisteme girmekte ve tahliye olmaktadır. Açık devre çalışma şartlarında ısıtma suyu 35-45°C sıcaklık aralıklarında ve 2,0-4,0 lt/dak debi aralığındadır. Kapalı devre çalışma şartlarında ısıtma suyu sıcaklığı 45-65°C sıcaklık aralıklarında ve 2,0-9,0 lt/dak debi aralığındadır. Deneysel çalışma esnasında ısııl ve hidrodinamik karakteristikler sistemin oto kontrolü MATLAB R2013b paket programında yazılan bir yazılım üzerinden kontrol edilmektedir. Bu çalışmada, deneylerden elde edilen veriler MATLAB R2013b ve ANSYS-Fluent paket programları kullanılarak deneysel ve sayısal analizler yapılmıştır. Yapılan analizlerde, artan akışkan debisinde bazı yanal en dış kanalların pozisyonlandırılması hız seviyesinin düşmesine sebep olmuştur. Bu durumda çatallanma geometrisinin her bir dallanma seviyesi için eşit kütledebilere bölecek şekilde tasarlanması gerektiği sonucuna varılmıştır. Isıl kapasite debilerinin (Cr) değışiminin test bölgesi üzerindeki etkileri ϵ - NTU yöntemi ile incelenmiştir. Farklı ısııl kapasiteleri için $\epsilon=0,24-0,58$ ve $NTU=0,3-0,81$ değierleri arasında değışmektedir. Isıtma bölümündeki akışkan debisi soğutma bölümündeki akışkan debisine oranla kademeli olarak arttırılmış, bu durum ısıtma bölümündeki ortalama sıcaklığı arttırdığı için ısı değıştiricisinin etkenliğinin artmasına neden olmuştur. Sonuçta, bu gibi akış kanal geometrilerinde kanal seviye sayısındaki artışın, var olan maksimum sıcaklığı düşürdüğü, basınç düşüşünün giderek arttığı, daha düşük ve daha düzgün hız ve homojen sıcaklık dağılımlarının elde edilmesine neden olduğu gözlemlenmiştir. Sonuçlar, bu tür ağaç şekilli (fractal) dal kanal yapısına sahip akış kanallarında, dal seviyesinin artmasının öneminin olmadığını göstermektedir. Sonuçlar, ısı değıştiricisinde, kapalı ve açık devre durumları için, paralel akışın zıt akış çalışma şartlarına göre daha etkin olduğunu göstermiştir.

2017, 159 sayfa

Anahtar Kelimeler: Fractal Teory, Constructal Teory, MATLAB, ANSYS, Tree-Shaped Heat Exchanger; Parallel and Counter Flow, Branching Micro-Channel.

ABSTRACT

Master Thesis

TREE SHAPED BY BIFURCATION CHANNELS PARALLEL AND COUNTER FLOW OF HEAT EXCHANGER HEAT TRANSFER AND FLOW INVESTIGATION CHARACTERISTICS

Alperen Bugra COLAK

Ataturk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Department of Thermodynamics

Supervisor: Associated Prof. Dr. Isak KOTCIOGLU

In this study, a heat exchanger system capable of working on tree-shaped three-level parallel and opposite flow basis was designed and manufactured to improve the thermal characteristics in a single-phase flow, based on the branched Fractal like flow channel structure. A similar phylum of heat exchanger on discs that consists the plates of lower, middle and upper. On one surface of the lower and upper plates and both surfaces of middle plate, 156 Branched-micro channels with cylindrical sections were opened in three levels symmetrically with each other at different levels and diameters. In this heat exchanger, as the fluid double, fluid liquid (cold and hot water) is used. On the both heat exchangers' both bottom and upper plates, in the input, 1 longitudinally; in the output 12 cylindrical radially channels are existing. According to the parallel and counter flow type based open circuit and closed circuit principle, the fluid enters the system at equal thermal capacity ratios from the axial or radial connection points and discharges. In the open circuit operating conditions, the heating water is in the temperature range of 35-45°C and the flow rate is 2,0-4,0 lt / min. Similarly, in the closed circuit operating conditions, the heating water is in temperature range of 45-60°C and the flow rate is 2,0-4,0 lt/ min. During the experimental work, the temperature and hydrodynamic characteristics of the system are controlled through software written in the MATLAB R2013b package program. In this study, experimental and numerical analyzes were carried out using MATLAB R2013b and ANSYS-Fluent ready packet programs. In the analysis, in the increasing flow rate, positions of some external and lateral channels are determined as cause of the decreasing in level of velocity. The result, requirement of designation as the bifurcation geometry divides the mass flow rate equally for each level of branching, is obtained. The effects of the change in thermal capacity (Cr) on the test zone were investigated by the ϵ -NTU method. For different thermal capacities, $\epsilon = 0,24-0,58$ and $NTU = 0,3-0,81$. The efficiency of the heat exchanger is also increased because the fluid flow rate in the heating section is gradually increased with respect to the fluid flow in the cooling section, which increases the average temperature in the heating section. As a result, it has been observed that increasing the number of channel levels in such flow channel geometries results in lower and more uniform velocity, increasing pressure drop and homogeneous temperature distributions when the existing maximum temperature is lowered. The results show that increase in level of branches is not important on the fluid channels which includes this kind (fractal) branch channel with tree-shaped. The results also show that, in the branched model heat exchanger, for opened and closed circuits, parallel flow is more efficient than the opposite flow conditions.

2017, 159 pages

Keywords: Fractal Teory, Constructal Teory, MATLAB, ANSYS, Tree-Shaped Heat Exchanger; Parallel and Counter Flow, Branching Micro-Channel.

TEŞEKKÜR

Bu tez konusunun seçiminde bana yol gösteren, istenilen her anda ilgi ve yardımlarını esirgemeyen büyük özveride bulunan tez danışmanım ve Hocam Sayın Doç. Dr. İsak KOTCİOĞLU'na en içten teşekkürlerimi sunarım.

Alperen Buğra ÇOLAK

Haziran, 2017



İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvii
1.GİRİŞ.....	1
1.1. Mikro Kanal	1
1.2. Fraktal ve Konstruktal Teori	3
2. KURAMSAL TEMELLER.....	12
2.1. Isı Transferi İşlemleri	12
2.1.1. Taşınımın fiziksel mekanizması.....	12
2.1.2. Reynolds sayısı.....	14
2.1.3. Prandtl sayısı	15
2.1.4. Nusselt sayısı.....	15
2.2. İç Akış	16
2.2.1. Hidrodinamik ve ısı giriş uzunluğu.....	16
2.2.2. Gelişmekte olan akışlar için nusselt korelasyonları	17
2.3. Ağaç Şekilli Dal Kanallı Isı Değiştiricisi İçin Isı Transferi	18
2.3.1. Dallanma detayları	18
2.3.2. Dal seviyeleri ölçü detayları.....	21
2.3.3. Toplam ısı transfer katsayısı.....	22
2.3.4. Ortalama ısı taşınım katsayısı.....	23
2.3.5. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı	24
2.3.6. ϵ -NTU yöntemi	27
2.3.7. Etkenlik-NTU bağıntıları	29
2.4. Isı Değiştiricilerinde Basınç Kayıpları	29
2.4.1. Düz borular içinde akış ve sürtünme katsayısı.....	30
2.4.2.Yerel kayıplar	31

2.4.2.a. Ani daralma kayıpları	32
2.4.2.b. Konik genişlemede basınç kaybı	33
2.4.2.c. Kol ayrılma ve kol birleşme noktalarındaki basınç kayıpları	34
2.5. Bilgisayar Destekli Analizler	36
2.5.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)	37
2.5.1.a. Sonlu farklar yöntemi (FDM)	38
2.5.1.b. Sonlu elemanlar yöntemi (FEM)	41
2.5.1.c. Sonlu hacimler yöntemi (FVM)	42
2.5.2. Temel akışkanlar mekaniği denklemleri	43
2.5.2.a. Kütle korunumu kanunu	43
2.5.2.b. Momentumun korunumu kanunu	43
2.5.2.c. Enerjinin korunumu kanunu	44
2.5.2.d. k-ε Türbülans Modeli	45
3. MATERYAL ve METOD	47
3.1. Deney Sistemi	47
3.1.1. Sistem denge kontrolü	52
3.1.2. Pompalar (santrifüj pompa)	53
3.1.3. Kumanda panosu ve veri işleme sistemi	53
3.1.4. Debimetreler	55
3.1.5. Sıcaklık transmitterleri	56
3.1.6. Basınç transmitterleri	57
3.2. Isı Değiştiricisi	58
3.3. Deneysel Sisteminin Çalıştırılması ve Deneysel Verilerin Toplanması	64
3.4. Kalibrasyon İşlemleri	65
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	71
4.1. Isı Transfer Analizi	71
4.2. Basınç Kayıpları	78
4.3. Reynolds Sayıları ve Dal İç Akış Hızları	79
4.4. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkları	85
4.5. Nusselt-Reynolds Sayılarının Değişimi	89
4.6. Toplam Isı Transfer Katsayısı (U) Değişimi	102

4.7. ϵ -NTU Yöntemi İle Isı Transfer Analizi.....	105
4.8. Isıl Kapasite Oranlarının Etkilerinin Analizi.....	119
4.9. ANSYS-Fluent Analizleri	120
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	149
5.1. Sonuçlar.....	149
5.2. Öneriler.....	153
KAYNAKLAR	156
ÖZGEÇMİŞ	160



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

A	Isı Transfer Yüzey Alanı (m ²)
A_0	0.Seviye Dallanma Isı transfer Yüzey Alanı (m ²)
A_1	1.Seviye Dallanma Isı transfer Yüzey Alanı (m ²)
A_2	2.Seviye Dallanma Isı transfer Yüzey Alanı (m ²)
A_d	Borunun Dış Yüzey Alanı (m ²)
A_i	Borunun İç Yüzey Alanı (m ²)
A_k	k'nci Seviyedeki Kanalin Yüzey Alanı
C_h	Sıcak Akışkanın Isıl Kapasite Debisi (W/K)
C_c	Soğuk Akışkanın Isıl Kapasite Debisi (W/K)
C_{max}	Maksimum Isıl Kapasite Debisi (W/K)
C_{min}	Minimum Isıl Kapasite Debisi (W/K)
$C_{p,h}$	Sıcak Akışkanın Özgül Isısı (J/kg.K)
$C_{p,c}$	Soğuk Akışkanın Özgül Isısı (J/kg.K)
C_r	Isıl Kapasite Debileri Oranı
D	Boru Çapı (m)
$D_{h,k}$	k'nci Seviyedeki Dalın Hidrolik Çapı (m)
D_h	Hidrolik Çap (m)
ΔT_{LM}	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (K)
$\Delta p_{y,k.g}$	Konik Genişleme Basınç Kaybı
$\Delta p_{y,d}$	Daralma Basınç Kaybı
Δp_y	Yerel Kayıp
ΔP	Basınç Farkı (Pa)
ΔT	Sıcaklık Farkı (K)
ε	Etkenlik
f	Sürtünme Katsayısı
Φ	Viskoz Dağılım Miktarı
$\bar{h} = h_{ort}$	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K)
h_k	k'nci Seviyedeki Dalın Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² K)

k	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
k_d	Dal Seviyesi
K_k	Yerel Kayıp Katsayısı
$L_{h,laminer}$	Laminer Akışta Hidrodinamik Giriş Uzunluğu (m)
$L_{h,türbülans}$	Türbülanslı Akışta Hidrodinamik Giriş Uzunluğu (m)
L_k	k'nci Seviyedeki Dalın Boyu (m)
$L_{t,laminer}$	Laminer Akışta Isıl Giriş Uzunluğu (m)
$L_{t,türbülans}$	Türbülanslı Akışta Isıl Giriş Uzunluğu (m)
L	Uzunluk (m)
$LMTD$	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı ($^{\circ}C$)
$\dot{m}$	Kütleli Debi (kg/s)
$\dot{m}_h$	Sıcak Akışkanın Debisi (kg/s)
$\dot{m}_c$	Soğuk Akışkanın Debisi (kg/s)
MEMS	Mikro Elektromekanik Sistemler
N_k	Kol Sayısı
N	Dallanma Sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
NTU	Birim Geçiş Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
ρ	Yoğunluk
Q	Sıcak Akışkandan Soğuk Akışkana Yapılan Isı Transfer Miktarı (W)
$\dot{q}$	Birim Hacimde Isı Üretim Miktarı
$Q_{\% ısıfark}$	Deney Sistemine Giren ve Sistemden Alınan Isı Arasındaki Yüzde Fark
$Q_{\check{c}}$	Deney Sisteminden Alınan Isı Miktarı (W)
Q_g	Deney Sistemine Giren Isı Miktarı (W)
$Q_{kayıplar}$	Kayıp Isı Miktarı (W)
Q_{max}	Sıcak Akışkandan Soğuk Akışkana Olabilecek Maksimum Isı Transfer Miktarı (W/)
Q_{ort}	Deney Sistemine Giren ve Sistemden Alınan Isı Miktarlarının Ortalaması
$Q_{taş}$	Taşıma Yoluyla Aktarılan Isı Miktarı (W)

Q_{top}	Taşınım, Işınım ve Kayıp Isı Miktarlarının Toplamı (W)
$Q_{ışın}$	Işınım Yoluyla Aktarılan Isı Miktarı (W)
r	Yarıçap (m)
Re	Reynolds Sayısı
R_k	k'nci Seviyedeki Kanalin Çapı
R_{top}	Toplam Isıl Direnç
$R_{l,k}$	k'nci Seviyedeki Kanalin Isıl Direnci
T	Sıcaklık (°C)
$T_{h,i}$	Sıcak Akışkanın Isı Değiştiriciye Giriş Sıcaklığı (K)
$T_{h,o}$	Sıcak Akışkanın Isı Değiştiriciden Çıkış Sıcaklığı (K)
$T_{c,i}$	Soğuk Akışkanın Isı Değiştiriciye Giriş Sıcaklığı (K)
$T_{c,o}$	Soğuk Akışkanın Isı Değiştiriciden Çıkış Sıcaklığı (K)
U	Toplam Isı Transfer Katsayısı (W/m ² .K)
μ	Dinamik Viskozite (Pa.s)
μ_0	Cidar Sıcaklığında Akışkanın Dinamik Viskozitesi (Pa.s)
ν	Viskozite
V	Hız (m/s)
$\Sigma(\Delta p)_d$	Toplam Düz Boru Kayıpları (Pa)
$\Sigma(\Delta p)_{iv}$	Akışın İvmelenmesinden Kaynaklanan Basınç Kayıpları (Pa)
$\Sigma(\Delta p)_{kal}$	Kaldırma Kuvvetinden Meydana Gelen Basınç Kayıpları (Pa)
$\Sigma(\Delta p)_t$	Toplam Basınç Kaybı (Pa)
$\Sigma(\Delta p)_y$	Toplam Yerel Kayıplar (Pa)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. $Pr > 1$ İçin Boru İçerisindeki Akışta Isı Taşınım Katsayısı ve Sürtünme Katsayısının Değişimi	17
Şekil 2.2. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi dallanma detayları	19
Şekil 2.3. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinde kanallarda direnç dağılımı	20
Şekil 2.4. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi alt ve üst plaka detayı	20
Şekil 2.5. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisindeki dallanma detayının teknik resmi	21
Şekil 2.6. Paralel ve zıt akışlı ısı değiştiricilerinde giriş ve çıkış sıcaklıkları	25
Şekil 2.7. Paralel ve zıt akışlı ısı değiştiricilerinde sıcaklık dağılımı	26
Şekil 2.8. Ani kesit daralması	32
Şekil 2.9. Ani kesit daralmasında yerel kayıp katsayısının değişimi	33
Şekil 2.10. Konik kesit genişlemesi	33
Şekil 2.11. Konik genişleme halinde kd katsayısının değişimi	34
Şekil 2.12. Kol ayrılımda kayıp katsayıları değişimi	35
Şekil 2.13. Kol ayrılımda kayıp katsayıları değişimi	35
Şekil 2.14. Kol birleşmede kayıp katsayıları	36
Şekil 2.15. Türevin geometrik yorumu	38
Şekil 2.16. Bağımlılık alanı, eliptik	40
Şekil 2.17. Bağımlılık alanı, parabolik	40
Şekil 2.18. Bağımlılık alanı, hiperbolik	41
Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik çizimi	47
Şekil 3.2. Deney sisteminin kapalı devre çalışma durumu	48
Şekil 3.3. Deney sisteminin açık devre çalışma durumu	49
Şekil 3.4. Deney sisteminin parçaları	50
Şekil 3.5. Deney sistemi test bölgesi	50
Şekil 3.6. Akışkan ısıtma rezistansları bağlantı detayları	51
Şekil 3.7. 2,0 lt/dak debi ve giriş suyu sıcaklığı 65°C için sıcaklığın zamana göre değişimi	52

Şekil 3.8. 9,0 lt/dak debi ve giriş suyu sıcaklığı 65°C için sıcaklığın zamana göre değişimi	53
Şekil 3.9. Kumanda ve haberleşme elektrik panoları	55
Şekil 3.10. Şamandıralı tip debimetreler.....	56
Şekil 3.11. PT100 sıcaklık transmitteri(3 kablolu tip direnç termometre)	57
Şekil 3.12. Basınç transmitteri	58
Şekil 3.13. Test ekipmanı iç kısım detayı	59
Şekil 3.14. Test bölgesi parçalarının montaj öncesi detaylı tasarım görüntüsü.....	60
Şekil 3.15. Test bölgesi parçalarının montaj sonrası detaylı tasarım önden görünüşü	61
Şekil 3.16. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi plakalarının montaj resmi	62
Şekil 3.17. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştirici plakalarının çeşitli bağlantı detayları	62
Şekil 3.18. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştirici orta plaka detayları.....	63
Şekil 3.19. Sıcaklık ve basınç transmitteri bağlantı detayları	65
Şekil 3.20. PT100 sıcaklık ölçüm elemanlarının deney sistemi üzerindeki yerleşimi	66
Şekil 3.21. PT100 Sıcaklık Transmitterleri için Kalibrasyon İşlemi	67
Şekil 3.22. 1 Nolu sıcaklık transmitteri kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasındaki sıcaklık ölçümü sapma değerleri (°C)	69
Şekil 3.23. 2 Nolu sıcaklık transmitteri kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasındaki sıcaklık ölçümü sapma değerleri (°C)	69
Şekil 3.24. 3 Nolu sıcaklık transmitteri kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasındaki sıcaklık ölçümü sapma değerleri (°C)	70
Şekil 3.25. 4 Nolu sıcaklık transmitteri kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasındaki sıcaklık ölçümü sapma değerleri (°C)	70
Şekil 4.1. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi paralel akışlı çalışma durumu kesit görünümü	72
Şekil 4.2. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi zıt akışlı çalışma durumu kesit görünümü.....	72
Şekil 4.3. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi kısmi kesit görünüşü.....	73

Şekil 4.4. Kapalı devre ve paralel akış durumunda ısı transfer miktarının hacimsel debi ile değişimi	74
Şekil 4.5. Kapalı devre zıt akış durumunda ısı transfer miktarının hacimsel debi ile değişimi	75
Şekil 4.6. Açık devre paralel akış durumunda ısı transfer miktarının hacimsel debi ile değişimi	76
Şekil 4.7. Açık devre zıt akış durumunda ısı transfer miktarının hacimsel debi ile değişimi	76
Şekil 4.8. Kapalı ve açık devre çalışma durumlarında ısı transfer miktarı / giren ısı miktarı oranının hacimsel debiye göre değişimi.....	77
Şekil 4.9. Artan ve azalan dallanma seviyeleri yönündeki basınç kayıplarının hacimsel debi ve dallardaki reynolds sayısına göre değişimi.....	79
Şekil 4.10. Farklı Th, i giriş sıcaklıkları için hacimsel debi reynolds sayısı değişimi	84
Şekil 4.11. Hacimsel debi ile farklı dal seviyeleri için hızların değişimi	85
Şekil 4.12. Kapalı devre paralel akışta ısıtma ve soğutma bölümü için logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile hacimsel debi arasındaki değişim.....	86
Şekil 4.13. Kapalı devre zıt akışta ısıtma ve soğutma bölümü için logaritmik ortalama sıcaklık farkının hacimsel debi ile değişimi	87
Şekil 4.14. Açık devre paralel akış durumunda logaritmik ortalama sıcaklık farkının hacimsel debi ile değişimi	88
Şekil 4.15. Açık devre zıt akış durumunda logaritmik ortalama sıcaklık farkının hacimsel debi ile değişimi	88
Şekil 4.16. Kapalı devre paralel akışlı çalışma şartları için 65°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi	91
Şekil 4.17. Kapalı devre paralel akışlı çalışma şartları için 45°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi	92
Şekil 4.18. Kapalı devre zıt akışlı çalışma şartları için 65°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi	94
Şekil 4.19. Kapalı devre zıt akışlı çalışma şartları için 45°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi	96

Şekil 4.20. Açık devre paralel akışlı çalışma şartları için 45°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi	97
Şekil 4.21. Açık devre paralel akışlı çalışma şartları için 35°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi	98
Şekil 4.22. Açık devre zıt akışlı çalışma şartları için 45 °C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi	100
Şekil 4.23. Açık devre zıt akışlı çalışma şartları için 35°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi	101
Şekil 4.24. Kapalı devre paralel akış durumunda toplam ısı transfer katsayısının hacimsel debi ile değişimi	103
Şekil 4.25. Kapalı devre zıt akış durumunda toplam ısı transfer katsayısının hacimsel debi ile değişimi	104
Şekil 4.26. Açık devre paralel akış durumunda toplam ısı transfer katsayısının hacimsel debi ile değişimi	104
Şekil 4.27. Açık devre zıt akış durumunda toplam ısı transfer katsayısının hacimsel debi ile değişimi	105
Şekil 4.28. Kapalı devre paralel akışlı çalışma durumunda etkenlik değerinin hacimsel debi ile değişimi	106
Şekil 4.29. Kapalı devre zıt akışlı çalışma durumunda etkenlik değerinin hacimsel debi ile değişimi	106
Şekil 4.30. Açık devre paralel akışlı çalışma durumunda etkenlik değerinin hacimsel debi ile değişimi	107
Şekil 4.31. Açık devre zıt akışlı çalışma durumunda etkenlik değerinin hacimsel debi ile değişimi	108
Şekil 4.32. Kapalı devre paralel akışlı çalışma durumunda ϵ -NTU değişimi.....	111
Şekil 4.33. Kapalı devre zıt akışlı çalışma durumunda ϵ -NTU değişimi.....	114
Şekil 4.34. Açık devre paralel akışlı çalışma durumunda ϵ -NTU değişimi.....	116
Şekil 4.35. Açık devre zıt akışlı çalışma durumunda ϵ -NTU değişimi	119
Şekil 4.36. Isıl kapasite oranlarının etkenlik üzerindeki etkileri	120
Şekil 4.37. Artan dallanma seviyesi yönündeki akışta 2,0 lt/dak için ısı değiştirici içerisindeki hız dağılımları.....	122

Şekil 4.38. Artan dallanma seviyesi yönündeki akışta 9,0 lt/dak için ısı değiştirici içerisindeki hız dağılımları.....	123
Şekil 4.39. Azalan dallanma seviyesi yönündeki akışta 2,0 lt/dak için ısı değiştirici içerisindeki hız dağılımları.....	125
Şekil 4.40. Azalan dallanma seviyesi yönündeki akışta 9,0 lt/dak için ısı değiştirici içerisindeki hız dağılımları.....	126
Şekil 4.41. 45°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	128
Şekil 4.42. 45°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	128
Şekil 4.43. 45°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	129
Şekil 4.44. 45°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	129
Şekil 4.45. 65°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	130
Şekil 4.46. 65°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	130
Şekil 4.47. 65°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	131
Şekil 4.48. 65°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	131
Şekil 4.49. 35°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	132
Şekil 4.50. 35°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	132
Şekil 4.51. 35°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	133
Şekil 4.52. 35°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	133
Şekil 4.53. 45°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	134

Şekil 4.54. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	134
Şekil 4.55. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	135
Şekil 4.56. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	135
Şekil 4.57. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	136
Şekil 4.58. 45°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	136
Şekil 4.59. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	137
Şekil 4.60. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	137
Şekil 4.61. 35°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	138
Şekil 4.62. 35°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	138
Şekil 4.63. 35°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	139
Şekil 4.64. 35°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	139
Şekil 4.65. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	140
Şekil 4.66. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	140
Şekil 4.67. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	141
Şekil 4.68. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	141
Şekil 4.69. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	142

Şekil 4.70. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	142
Şekil 4.71. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı	143
Şekil 4.72. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı	143
Şekil 4.73. Artan dallanma seviyesi yönündeki 2,0 lt/dak hacimsel debideki akışta ısı değiştirici içerisindeki basınç dağılımı.....	145
Şekil 4.74. Azalan dallanma seviyesi yönündeki 2,0 lt/dak hacimsel debideki akışta ısı değiştirici içerisindeki basınç dağılımı.....	146
Şekil 4.75. Artan dallanma seviyesi yönündeki 9,0 lt/dak hacimsel debideki akışta ısı değiştirici içerisindeki basınç dağılımı.....	147
Şekil 4.76. Azalan dallanma seviyesi yönündeki 9,0 lt/dak hacimsel debideki akışta ısı değiştirici içerisindeki basınç dağılımı.....	148

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Gelişmekte olan akışlar için nusselt korelasyonları.....	18
Çizelge 2.2. Isı değıştirici farklı dallanma seviyeleri için ölçü detayları.....	21
Çizelge 2.3. k-ε Modelindeki sabit sayılar	46
Çizelge 3.1. Sirkülasyon pompalarının teknik özellikleri.....	53
Çizelge 3.2. Şamandıralı debimetrelerin teknik özellikleri	56
Çizelge 3.3. PT100 sıcaklık transmitteri teknik özellikleri.....	57
Çizelge 3.4. Basınç Transmitterleri Teknik Özellikleri	57
Çizelge 3.5. Kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasında sıcaklık değeri	68

1. GİRİŞ

Gelişen teknolojiye paralel olarak küçük boyutlarda tasarlanan yüksek performanslı yüksek teknoloji gerektiren endüstriyel uygulamalara ait elektronik sistemlerin kullanımı esnasında soğutma problemi de o oranda giderek artmıştır. Çeşitli endüstriyel ekipmanlar, diğer mekanik aygıtlar ve elektronik cihazların ürettiği ısıyı uzaklaştırmak için çalışma esnasında meydana gelen aşırı ısınmayı önlemek amacıyla kullanılan farklı soğutma yöntemleri mevcuttur. Özellikle bunlar arasında en güçlü ve etkili soğutma mekanizmaları yüksek ısı akıllı genişletilmiş yüzeyli mikro-kanallı ısı alıcılarıdır.

1.1. Mikro Kanal

Mikro kanalların özelliği genişletilmiş yüzeylerin hacmi ve kütlesini minimize ederek ısı atma yeteneğini maksimize etmektir. Büyük ısı transfer katsayıları ve minimum hacim için birim hacim başına yüksek yüzey alanı bu tür kanal geometrilerinde avantaj sağlamaktadır. Çünkü taşınması ile ısı transferi açısından sistemin kütlesinin minimize ve ısı transfer yüzey alanının maksimize edilmesi kullanılabilir yüzey alanı ile direkt olarak önemlidir. Mikro-kanallı ısı alıcılarda ısı ve hidrodinamik özelliklerin belirlenmesi noktasında çok sayıda çalışma mevcut olup henüz yeterli değildir. Gelişen teknoloji gereği soğutma sistemi olarak kullanılan mikro-kanalların ısı ve hidrodinamik davranışları noktasında literatürde çeşitli çalışmalar mevcuttur.

Tuckerman and Pease. (1981), mikro kanal ısı alıcılarla ilgili olarak çalışmışlardır. Bu araştırmacıların çalışmalarında tek bir mikro-kanala ait termal ve hidrodinamik özellikler ele alınmıştır. Yaptıkları çalışmada ısı taşınım katsayısı h ile kanal genişliği arasında zıt bir ilişki olduğunu görmüşler, bu nedenle mikroskobik ölçüde kanalların kullanılmasının gerekliliğini söylemişlerdir. Minimum kanal genişliğini belirlemede ise akan akışkanın viskozitesinin belirleyici bir etken olduğunu söylemişlerdir.

Vafai and Lu (1999), iki ayrı alt ve üst plakalara işlenen zıt akışlı bir mikro-kanal ısı alıcısı tasarlayarak çalışmalarını yürütmüşlerdir. Yine tek ve çift tabakalı zıt akışlı mikro-kanal ısı alıcısının optimizasyonunu incelemiş, tasarladıkları mikro kanal türleri için termal performans ve sıcaklık dağılımı analizi yapıp optimum tasarım parametrelerini belirlemeye çalışmışlardır. İki tabakalı ısı değiştiricinin (ısı eşanjörünün) daha etkin olduğunu bulmuşlar aynı zamanda basınç düşüşünün iki tabakalı soğutucuda daha düşük olduğunu görmüşlerdir.

Chong *et al.* (2002) ve Lee *et al.* (2015) yürüttükleri çalışmalarda eğik kanallı ısı alıcılara sahip mikro-kanalda akış ve ısı transferi ilgili performans analizi deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Eğik kanalların ikincil akışlar ve termal sınır tabakanın yeniden oluşmaya başlaması nedeniyle daha etkili olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca daha küçük açılar ve daha sık yerleştirilen kanatçıkların (fin) ısı transferi açısından daha etkili olduğu sonucuna varmışlardır.

Yang *et al.* (2014) yaptıkları deneysel çalışmada dairesel bir disk üzerine açılmış mikro kanallı ısı değiştiricisinde gazdan gaza ısı geçişinin etkisini paralel, zıt ve çapraz akış için incelemişlerdir. Sonuçta zıt akışlı ısı değiştiricisinin ısı performansının daha etkin olduğunu belirlemişlerdir.

Peterson (1999), ısı iletkenliği çok düşük malzemeden olan mikro-kanallarda zıt akış için eşlenik etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Küçük boyutlu cihazlarda iyi bir performans elde etmek için mikro akışlı ısı değiştiricisinin yapısında düşük ısı iletkenliğe sahip malzemelerin kullanılması gerektiğini bulmuşlardır.

Stief *et al.* (1999) yaptıkları nümerik çalışmada ısı iletkenliği yüksek malzemeler seçildiği takdirde zıt akış için ısı değiştiricisinin cidarlarında sayısal olarak ısı verimliliğinin maksimum değerini belirlemişlerdir.

Moreno *et al.* (2008) yaptıkları benzer bir çalışmada ısı iletkenliği yüksek malzemelerden oluşan mikro-kanallı ısı değiştiricilerde ısı verimin azalma eğiliminde olduğunu teyit etmişlerdir.

Diğer bir çalışmada ise mikro-kanallı ısı değiştiricisinin alt plakası daha düşük ısı iletkenliğe sahip malzemeden imal edilirse sıcaklık değişiminin daha yüksek olacağı nümerik olarak gösterilmiştir (Huang *et al.* 2012).

Hernando *et al.* (2009) tarafından yürütülen deneysel çalışmada geçen sıvı akışkanın geçtiği mikro-kanallı çapraz akışlı ısı değiştiricisinde eksenel yönde ısı iletimini dikkate alarak hidrodinamik ve ısı performans analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar viskoz akış ve ısı transferi teorisinin tahminleri ile karşılaştırılmış, sonuçta deneysel sonuçlar ile teorik sonuçların uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Küçük ölçekli mikro- kanallı ısı değiştiricilerde eksenel yönde ısı transfer artışı ve basınç düşüşüne herhangi bir etkisinin olmadığı sonucuna varılmıştır. Aksine, gaz akışlı mikro-kanallı ısı değiştiricilerde yapılan deneysel çalışmalarda eksenel iletim etkisinin her zaman bu cihazların termal performansı için çok önemli olduğu deneysel analiz yapılarak incelenmiştir (Bier *et al.* 1993).

1.2. Fraktal ve Konstruktal Teori

Günümüzde geline nokta, soğutma teknolojisinde düzgün olmayan ve parçalanmış bir akış çevresinin en büyük ve en küçük ölçekte belli başlı fiziksel ve matematiksel özelliklere sahip sonsuz küçük orana sahip kendine benzer simetrik geometrik yapı *fractal channel network* (fraktal kanal ağı) olarak adlandırılan sistemler teorik ve deneysel olarak araştırılmaya başlanmıştır.

Fraktal benzeri kanal ağ yapısında tabakanın her iki bölümünde de, fraktal kanal ağları aynı geometride ve simetrik olarak oluşturulur. Fraktal benzeri kanal ağ yapısı, büyükten küçüğe doğru doğadaki birçok geometrik şekli yaklaşık olarak tanımlayabilen yeni bir araştırma prosesidir. Bu tür kanallar uygulamalı mühendislik sistemlerinde

performansı arttırıcı özelliklere sahip olarak kabul edilir. Kanalların akış yönünde giderek çaplarının küçülmesi sonucu yüzey sıcaklıkları da giderek azalmaktadır. Aynı zamanda akış yönünde kanal çapının azalması hızı artmasına ve bu yüzden basıncın artması dolayısı ile gerekli pompa gücünün artmasına neden olmaktadır. Arzu edilen ise basınç düşüşünün artmaksızın uygun yüzey sıcaklık dağılımının elde edilmesidir. Mikro kanallarda arzu edilmeyen basınç düşüşlerindeki ve pompalama gücündeki artış nedeni ile oluşan olumsuzlukların üstesinden gelmek için Fraktal benzeri kanal yapıları üzerinde durulmaktadır. Çünkü bu yapılar doğada, biyolojik sistemlerde ve insan vücudundaki kan dolaşım sistemlerindeki yapının fraktal benzeri yapılar olmasından yola çıkarak kanal yapısının iyileştirilmesinde kullanılmaktadır. Fakat bu özelliklere sahip sistemler konusunda literatürde hala eksiklikler söz konusudur. Bu yapıların özelliği soğutma yüzeyine işlenirken kanal çapları çatallanma (dallanma) seviyesine bağlı olarak giderek azalmaktadır. Bu konuda literatürde, West *et al.* (1997), Pence (2000 ve 2002), Pence and Enfield (2004) tarafından yapılan çalışmalarda fraktal benzeri akış kanallarında kanal çap ve boylarının yanı sıra kanallardaki basınç düşüşleri ve yüzey sıcaklıklarının tahmini için model geliştirmişlerdir. Benzeri yapılara göre geliştirilmiş kanal yapılarında çift fazlı akışlarla ilgili olarak çalışma Daniels *et al.* [16] tarafından yürütülmüştür.

Bu yapılara benzer literatürde *constructal* (konstruktal) yapılar olarak bilinen kanal yapılarında aynı amaçlar için geliştirilmiştir. *Constructal yapı*, daha net bir ifadeyle verilen şartlarda çok sayıda basit elemanlardan oluşan kompleks yapı ve temeline konstruktal teori adı verilir. Konstruktal teorinin ortaya çıkışı ve gelişimi doğa ve mühendislikte bu türlü yapıları araştırmak için bilimde yeni bir çalışma alanı oluşturmuştur. Bu teorinin özünde optimal performansı elde etmek için üretilen doğadaki çeşitli yapı ve şekillerin davranışı yer alır. Konstruktal teori ve onun uygulamaları doğada canlı ve cansız hayat ile ısı, mekanizma, akan akış, elektrik akımı, manyetizma ve kimya gibi farklı disiplinlerden örneklemelerle verilebilir. Biyolojik yapılardan esinlenerek doğadaki ağaç gibi çatal (dal) kanatçıkların, geleneksel olarak kullanılan dikdörtgen kesitli kanatçıklarla karşılaştırıldığında bu tip kanatçıkların kullanımı birim kütlesi başına yüzey alanında bir artış olur.

Konstruktal teori, doğada ve mühendislikte var olan bir olguyu özetleyen bir fizik kanunudur. Konstruktal teori fizik, biyoloji, çeşitli teknoloji ve sosyal bilimler alanında hızla büyüyen yeni bir alandır. Konstruktal teorinin ortaya çıkışı ve gelişimi mevcut bilimsel literatürde tüm akış sistemlerinin doğal gelişimine paralel olarak daha da önemli hale gelmiştir. Konstruktal teori üzerindeki son on yılda yapılan çalışmalar teorik ve uygulamalı bilimlerde ilerleme kaydetmiş ve bu alanda çalışan araştırmacılarının sayısının artması bu teoriye dayalı yeni tasarımların gelişmesine öncü olmuştur. Konstruktal teori ve fraktal teori birbirleri ile karşılaştırıldığında Konstruktal teori sonlu küçük bir birimden büyük bir yapıya doğru olan bir prosestir. Fraktal teorinin ana görevi kendi kendine benzeyen büyükten küçüğe doğru sonlu küçüklükteki yapıları tahmin edilenden ziyade mümkün olabilen tamlikta bu yapılara benzetebilmektir.

Her iki teori arasındaki ilişki sadece doğadan esinlenerek tasarlanan yapıların hem içyapıları hem de dış şekilleri ile ilgili değil aynı zamanda yön itibari ile birbirinin tersi olan bir ilişki vardır. Bu tür akış sistemlerinin termodinamik optimizasyon teorisi Bejan (1996) tarafından ortaya atılan konstruktal teori yardımıyla ısı transferi performansını iyileştirmek için ısı değiştiricinin yapısını tasarlamada kullanılan teorik bir metottur. Bejan (1997) bir başka çalışmasında düşük ve yüksek iletkenlikli malzemelerden konstruktal teoriye uygun geliştirilen farklı yapılarda soğutma için volumetrik ısı üretimlerini teorik olarak incelemiştir.

Değişik çalışmalarda, Bejan (2002); Wechsato *et al.* (2002); Bonjour *et al.* (2003, 2004); Silva *et al.* (2004) küçük boyutlarda çapraz akışlı ve büyük boyutlarda zıt akışlı ağaç yapraklı yapı (*dendritic constructal*) özelliklerine sahip bir ısı değiştiricisinin ısı performansını analitik ve sayısal olarak çalışmışlardır. Araştırmacılar biyolojik temellere dayanan ağaç gibi birbirini takip eden değişen açı, boyut ve şekillerde çatallanmış kanatçıklı akış sistemlerinden oluşan bir ısı değiştiricisinin doğal taşınım ile ısı transfer davranışını ve performansını incelemişlerdir.

Bejan (2007), yaptığı çalışmada fizik prensiplerine dayalı (Konstruktal teoriye göre) olarak tahmin edilen ve açıklanabilen doğal olayları makroskopik akış yaklaşımı ile ele alarak, akış sistemleri oluşturmak amacıyla doğa olaylarını değerlendirmiştir.

Murray (1926) and Cohn (1954) ağaç gibi çatallanmış dalları olan bitki ve hayvanların damar sistemlerinden esinlenerek iç akış boruları şeklinde tasarlanan sistemlerde akış direncini minimize ederek bu tür uygulamaların avantajlı olduğunu göstermişlerdir.

Lee and Lin (1995,1997) çatallanmış dallar şeklinde tasarlanmış çapraz akışlı ısı alıcılar üzerinde ikinci kanun analizini incelemiş, ısı transferi ile dal şeklindeki ısı alıcıların termal performansı ve optimum dal seviyesinin azalması ile Reynolds sayısının arttığı sonucuna varmışlardır.

Lorenzini and Rocha (2006) yaptıkları çalışmalarda Y tipi ve T tipi tasarlanmış kanatçıkları karşılaştırarak termal direnci minimize eden ve ısı performanslarını arttıran optimal çözümlerini nümerik olarak gerçekleştirmişlerdir.

Xia *et al.* (2015) çalışmalarında ağaç dalı benzeri yapılmış kanallı ısı alıcılarda basınç düşüşü, üniform sıcaklık dağılımı ve performans katsayılarının geleneksel helisel kanallı ısı alıcılara göre daha büyük olduğunun sonucuna varmışlardır.

Literatürde bu konuda yapılan çalışmaların çoğu teorik olup deneysel çalışma sayısı oldukça azdır. Chen and Cheng (2002)'in çalışmasında elektronik sistemlerin soğutulması için dolaşım ve solunum sistemlerin yapılarından esinlenerek geliştirilen ağaç benzeri farklı dal yapılarından oluşan mikro kanalda basınç düşüşü ve ısı transferi davranışları incelenerek geleneksel paralel kanallarla karşılaştırmaları yapılmıştır.

Chen and Cheng (2005) yaptıkları bir deneysel çalışmada ilerleyen MEMS (Micro Electro Mechanic Systems) teknolojisi yardımı ile silikon bir levha üzerinde ağaç dalı benzeri kanallı ısı alıcılar üretmişlerdir. Bu tür ısı alıcılara sahip kanalın ısı etkinliğinin

aynı hız, aynı sıcaklık, aynı ısı transfer miktarında geleneksel paralel ısı alıcılara göre daha yüksek olduğunu doğrulamışlardır.

Silva and Bejan (2006) yaptıkları çalışmada silindirik bir alan üzerine işlenen ağaç şekilli ve zıt akışlı ısı değiştiricisinin hidrolik ve ısı davranışını deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları deneylerde plenyum kullanılmasının istenmeyen hacimsel akış asimetrlilerine sebep olduğunu görmüşlerdir.

Zimparov *et al.* (2006)'de yaptıkları çalışmalarında birbirine paralel iki yüzeye H-şeklinde açılmış kanalları olan iki akımlı paralel akışlı ısı değiştiricinin zıt akışa göre tasarlanmış olan diğer bir ısı değiştiricisi ile performanslarını teorik olarak karşılaştırmışlardır.

Xu *et al.* (2006) çalışmalarında geometrik olarak ağaç benzeri dallı şekilde hazırlanmış bir sistemde ısı iletimini, geometrik yapı ile ısı iletkenlik arasında ilişkiyi analiz etmişlerdir. Ağların efektif termal iletkenliğinin tek bir kanalın efektif termal etkinliğinden daha düşük olduğunu ve ağların ısı iletkenliğinin bazı koşullarda sıfıra ulaşma eğilimli olduğunu bulmuşlardır.

Kwak *et al.* (2009) yaptıkları deneysel çalışmada mikro ölçekte ağaç benzeri akış sisteminde iki fazlı su ve hava akışlı bir çalışma yapmışlar, çalışmalarında makro ölçekte akış rejim haritaları ve korelasyonlardan yola çıkarak Taitel ve Dukler modeli yardımıyla akışın her seviyesi için yapılan karşılaştırmaları sunmuşlardır. Taitel ve Dukler modelinin fraktal benzeri ağlardaki çeşitli seviyelerdeki akış rejimlerini tahmin etmede oldukça doğru sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir.

Chen *et al.* (2010), dikdörtgen kesitli bir yüzeye H-tipi dallardan oluşan mini kanallı ısı alıcılara sahip bir yapıya ait üç boyutlu ısı ve hidrodinamik model geliştirmişlerdir. Bu çalışmalarında kanal cidarlarındaki akış ve ısı transferi nümerik olarak çözülmüştür. Deneysel olarak basınç düşüşü ve sıcaklık dağılımı incelenmiş ve nümerik sonuçlarla uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir. Konstruktal yapıdaki soğutucuların geleneksel

serpantin yapısındaki soğutuculara göre hem ısı transferi hem de basınç düşümü açısından daha avantajlı olduklarını gözlemlemişlerdir.

Heymann *et al.* (2010), bir disk üzerine işlenen ağaç dalı benzeri kanallı ısı alıcılara sahip bir sistemde basınç düşüşü ve akış gücünü minimize eden nümerik bir çalışma yapmışlardır. Daha yüksek ısı akılı soğutma uygulamaları için giriş noktasından itibaren çok kanallı ancak daha düşük dallanma seviyesinin uygun olduğu sonucuna varmışlardır. Daha yüksek ısı akılarındaki dallanma seviyelerinin boy ve çap oranlarının düşük akılarda olduğundan daha büyük olduğunu gözlemlemişlerdir.

Zhang *et al.* (2013) yaptıkları çalışmalarında S- şekilli ve düz kanallı dal benzeri simetrik mikro-kanal sistemde laminar akışta ısı ve hidrodinamik karakteristikler deneysel ve nümerik olarak incelenmiş farklı dal seviyelerinde basınç düşüşü ve ısı transferi miktarları araştırılmıştır. Yaptıkları çalışmada boy oranının ve dallanma seviyesinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde etkili olduğunu bulmuşlardır. Mikro kanallardaki yumuşak geçişlerin 90° lik dönüşlere kıyasla basınç düşümünü azalttığı ancak ısı transferi üzerinde ciddi bir etkisi olmadığını görmüşlerdir. Daha küçük en-boy oranı, daha yüksek dallanma seviyesi ve yumuşak geçişlerin ısı transferi ve basınç düşümü açısından daha yüksek performans sağladığını görmüşlerdir.

Salakij *et al.* (2013), ürettikleri hidrofobik gözenekli membran kullanılarak ağaç dalı benzeri bir mikro-kanal model içerisinden geçen kaynamalı akışı simule etmek için teorik çalışmalar yürütmüş ve kaynamalı akışta ısı transfer performansı üzerine buhar atılımının etkilerini belirlenmeye çalışılmıştır. Bir disk üzerine açılmış olan simetrik çatal yapılı darbeli akış yöntemine göre çalışan mikro-kanalın ısı performansı nümerik simülasyonu yapılmış ve buhar atılım oranı arttıkça kanal içindeki basınç düşümünde, yığın akışkan sıcaklığında ve çıkıştaki buhar kalitesinde azalma olduğunu gözlemlemişlerdir.

Xu *et al.* (2015) tarafından farklı Reynolds sayıları ve darbe sayısına göre basınç düşüşü, sıcaklık dağılımı ve Nusselt sayısının değişimi belirlenmiştir. 2-10 Hz ve 30-40 Hz

aralığındaki darbe sayısında ısı transferi hızının aynı Reynolds sayısındaki 10-20 Hz aralığındaki darbe sayısından daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Reynolds sayısının artmasıyla iyileşme faktörlerinin incelenen frekans aralığında yaklaşık olarak %40'dan %5'e düştüğünü gözlemlemişlerdir.

Escher et al. (2009)'da yaptıkları çalışmada tek bir giriş noktası bulunan ve dikey olarak ağaç benzeri dallanma gösteren bir ısı değiştirici ile konik bir kanaldan dallanan paralel mikro kanalların performansını karşılaştırmışlardır. Yaptıkları bu çalışmada bir akışkana taşınım ile olan ısı transferinin yanı sıra giriş ve karıştırma etkilerini de incelemişlerdir. Sabit akış miktarı için paralel olarak dallanan bir ısı değiştiricide ısı transfer miktarının ağaç benzeri dallanma gösteren yapıya göre beş kat daha fazla olduğunu, sabit basınç gradyeni için dört kat daha fazla olduğunu gözlemlemişlerdir.

Ghodoossi (2005)'de yaptığı çalışmada laminar ve türbülanslı akış koşulları için fraktal yapıdaki kanallı ısı değiştiricisi ile paralel kanallı bir ısı değiştiricisini karşılaştırmıştır. Yaptığı çalışmanın sonucunda fraktal yapıda bir ısı değiştiricisini paralel kanallı bir ısı değiştiricisi yerine kullanılması durumunda ısı transferinin artmadığını gözlemlemiştir. Hidrodinamik performansın ise fraktal şekilli yapıda türbülanslı akışta paralel kanallı yapıya göre artarken, laminar akışta paralel kanallı yapıya göre azaldığını gözlemlemiştir.

Andhare et al. (2016) yaptıkları çalışmada plakalı tip ısı değiştiricilerin kanal yapısını manifold tipi yapı ilave ederek performans değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları deney ve analizlerin sonucunda manifold yapısının ısı transfer miktarını artırdığını görmüşlerdir.

Hong et al. (2007)'de yaptıkları çalışmada fraktal yapıya dik açılı mikro kanallı bir ısı değiştiricinin hidrodinamik ve termal özelliklerini Navier-Stokes ve enerji denklemlerini çözerek incelemişlerdir. Bu tip ısı değiştiricilerde yapısal sınırlandırmalardan dolayı mikro kanalların seyrek olarak dağıldığı kısımlarda sıcak bölgelerin bulunabileceğini bulmuşlardır. Yaptıkları çalışmada fraktal yapıya dik açılı

olarak dallanan yapıda bazı değişiklikler yaparak fraktal yapının hidrodinamik ve termal performansını artırmış, aynı basınç düşüşü ve pompalama gücü şartlarında yeni geliştirdikleri yapının ısı direnç ve üniform ısı dağılımı açısından daha iyi olduğunu söylemişlerdir.

Meyer *et al.* (2005)'de yaptıkları çalışmada ısı transfer alanını artıracak yeni bir fraktal yapı geliştirmişlerdir. Tasarladıkları yapının ısı transfer analizi için analitik, nümerik ve deneysel yöntemleri kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmanın sonucunda fraktal yapılı bir ısı değiştiricinin geleneksel iç içe borulu ısı değiştiriciye göre daha yüksek ısı transferi oranına sahip olduğunu görmüşlerdir.

Kim *et al.* (2014)'de yaptığı çalışmada akış yönüne dik olarak dallanan kanatçıklara sahip ısı değiştiricisinin ısı optimizasyonunu geliştirmiştir. Su soğutmalı bir sistem için dikdörtgen kanatlara sahip bir ısı değiştiriciye kıyasla dalla kanatçıklı ısı değiştiricinin ısı direnci %30'a kadar azalttığını gözlemlemiştir.

Kuen Tae Park *et al.* (2014) yaptıkları çalışmada düz kesitli dallanmış kanatçıklara sahip dikey bir silindirden doğal taşınım ile ısı transferini farklı açılar, farklı kanatçık sayıları ve taban sıcaklıkları için deneysel olarak incelemiş ve Nusselt sayısını tahmin edebilmek için bir korelasyon geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri korelasyonu kullanarak kanatçık sayısı ve kanatçık kalınlığının bir fonksiyonu olarak ısı direnci gösteren bir kontur haritası hazırlamışlar, ısı direncin minimize edildiği kanatçık sayısı ve kalınlığını bulmuşlardır. Dallanmış kanatçıklara sahip ısı değiştirici ile düz plaka kanatçıklı ısı değiştiricileri karşılaştırdıklarında, dallanmış kanatçıklara sahip ısı değiştiricinin %36 mertebesinde daha düşük ısı dirence sahip olduğunu görmüşlerdir.

Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiriciler, tasarımında yapılabilecek basit değişiklikler ile farklı sınır şartlarında, gaz veya sıvı akışkanlar ile çalışabilecek şekilde tasarlanabilirler. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiriciler, basınç düşümü açısından diğer tip ısı değiştiricilerine göre avantajlıdır, çok küçük boyutlarda da imal edilebilmesi MEMS gibi ileri teknolojiler içinde kullanılabilir olması açısından önemlidir. Yapılan tez

alışması kapsamında, fraktal benzeri silindirik kesitli kanallara sahip 3 diskten oluşan ısı değiştiricisinin tasarımı ve imali gerçekleştirilmiş, kurulan deney düzeneği yardımıyla ısı değiştiricisinin termal ve hidrodinamik davranışları deneysel olarak incelenmiştir. Disk şeklindeki alt ve st plakanın iç kısımlarına fraktal biçimindeki kanallar ile eksenel yönde 1 adet, radyal yönde eşit aırlarla yerleştirilmiş 12 adet akışkan besleme ve tahliye noktaları oluşturulmuştur. Orta plakanın her iki yüzeyi de fraktal benzeri silindirik kesitli kanallar alt ve st yüzeyi birbirine simetrik olacak şekilde işlenmiştir. Yapılan deneyler ile ısı değiştiricisinin çalışma rejimleri, akışkan giriş sıcaklıkları ve debileri değiştirilerek termal ve hidrodinamik davranışları incelenmiştir. Deneysel çalışmanın yanı sıra ANSYS hazır paket programı yardımı ile sıcaklık, hız ve basınç dağılımları sayısal olarak incelenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Isı Transferi İşlemleri

2.1.1. Taşınımın fiziksel mekanizması

Isı transferinin iletim, taşınım ve ışıyım olmak üzere üç temel mekanizması vardır. İletim ve taşınım ile ısı transferi maddesel bir ortamın varlığını gerektirdiği için benzerdir, fakat taşınım bir akışkan hareketi ihtiyacı gerektirir. Katı cisim molekülleri birbirlerine göre sabit konumda kaldıkları için bir katı içindeki ısı transferi yalnızca iletim ile gerçekleşir. Bir akışkanda ise yığın akışkan hareketinin olduğu durumda taşınım ile ısı transferi oluşmaktadır. Taşınım doğal ve zorlanmış taşınım olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Doğal taşınım akışkan içindeki sıcaklık farkından dolayı akışkanın hareket etmesi ile ortaya çıkan ısı taşınımı şeklindedir. Zorlanmış taşınım ise akışkan hareketinin dışarıdan uygulanan bir kuvvetle pompa, fan gibi elemanlarla sağlandığı ısı taşınımı şeklindedir.

Bu tez çalışmasında ısıtma bölümündeki akışkan (sıcak su) kapalı devre esasına göre deney sisteminde sirküle edilmiş, soğutma bölümündeki akışkan (soğuk su) ise açık ve kapalı devre olmak üzere iki farklı çalışma rejiminde sistemde dolaştırılmıştır. Kapalı devre çalışma şartlarında test bölgesinden ısınmış olarak çıkan akışkan radyatörler vasıtasıyla soğutulup sirkülasyon pompası yardımıyla basınçlandırılarak tekrar test bölgesine gönderilir. Açık devre çalışma şartlarında ise soğutma bölümüne giren akışkan şebekeden alınır, sistem içinde dolaşımı için şebeke suyunun basıncından faydalanılır. Test bölgesinden ısınmış halde çıkan akışkan sıcaklığı ölçüldükten sonra sistemden dışarı atılır.

Deney sisteminde sıvı akışkandan plakalara olan ısı geçişi taşınım ile, plaka içerisinde ise iletimle olmaktadır. Deney sistemi test bölgesi dış kısmından 40 mm kalınlığında cam yünü ile yalıtıldığından ışıyım ile olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir. Deneyler esnasında

ısıtma ve soğutma bölümüne giren ve çıkan ısı transfer miktarları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Deney sistemindeki test bölgesi, sıvı akışkanı taşıyan hortumlar ve kollektörler yalıtılmış olsa bile ısı kayıpları kaçınılmazdır. Bu nedenle grafikler ve hesaplamalar giriş ve çıkıştaki ısı transfer miktarlarının ortalaması alınarak aşağıda eşitlikle hesaplanır,

$$Q_{ort} = \frac{Q_g + Q_c}{2} \quad (2.1)$$

Bu eşitlikte, Q_g sisteme giren ısı miktarı, Q_c sistemden alınan ısı miktarıdır. Sistemin ısı dengeliği aşağıdaki denklemle verilmiştir.

$$Q_{top} = Q_{ilet} + Q_{taş} + Q_{ışın} + Q_{kayıplar} \quad (2.2)$$

Yukarıdaki eşitlikte test bölgesinden ışınlama olan ısı kaybı, ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisine giren akışkandan alınan ısı miktarının yaklaşık %5'i mertebesindedir. Bu miktar akışkan giriş hattındaki ısı transfer miktarına oranla ihmal edilebileceğinden, denklem aşağıdaki gibi yeniden düzenlenir,

$$Q_{top} = Q_{ilet} + Q_{taş} + Q_{kayıplar} \quad (2.3)$$

Alt ve orta plaka arasından geçen sıcak akışkandan dolayı sisteme giren ısı transfer miktarı aşağıda eşitlikle hesaplanır.

$$Q_g = \dot{m}_h C_p (T_1 - T_2) \quad (2.4)$$

Bu eşitlikte, T_1 sıcaklığı ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisine giren sıcak akışkanın giriş sıcaklığıdır. T_2 sıcaklığı ise sıcak akışkanın ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin çıkışına yerleştirilen kollektörden çıkan akışkan sıcaklığıdır.

Üst ve orta plaka arasından geçen soğuk akışkandan dolayı sistemden çıkan ısı transfer miktarı aşağıdaki eşitlikle belirlenmiştir.

$$Q_c = \dot{m}_c C_p (T_4 - T_3) \quad (2.5)$$

Verilen eşitlikte, T_3 sıcaklığı soğuk akışkanın ısı değiştiricisine giriş sıcaklığıdır. T_4 sıcaklığı ise soğuk akışkanın ısı değiştiricisinin çıkışına yerleştirilen kollektörden çıkış sıcaklığıdır. Enerjinin korunumu kanununa göre alt ve orta plakaya sıcak akışkandan verilen ısı miktarı, orta ve üst plakadan alınan ısı miktarına eşit olmalıdır. Ancak test bölgesinden ortama olan ısı kayıpları, ölçümde yapılan hatalar ve deney sistemi test bölgesi ekipmanlarının kütlesinin büyük olması sebebiyle deneyler sırasında tekrar dengeye gelme süresi uzun olmakta bu nedenle verilen ve alınan ısı miktarları hesaplamalarda eşit çıkmamaktadır. Bilindiği üzere bu kayıp ısı miktarı aşağıda verildiği gibi hesaplanabilir,

$$Q_{\% ısıl fark} = \left(1 - \left(\frac{Q_c}{Q_g} \right) \right) \times 100 \quad (2.6)$$

R.S. Andhare *et al.*(2016) tarafından bu ısı farkın %10 mertebesinde olabileceği ifade edilmiş, çalışmalarımızda bu oran hesaplanmış ve grafik olarak Şekil 4.8’de verilmiştir.

2.1.2. Reynolds sayısı

Reynolds sayısı akış özellikleri ve ısı transferinin hesaplanmasında kullandığımız atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanan boyutuz bir sayıdır. Silindirik kesitli bir boru içerisindeki akışta Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (2.7)$$

Yukarıdaki eşitlikte, (ρ) yoğunluk, (μ) dinamik viskozite, $D=D_h$ her bir seviye için hidrolik çaptır. Silindirik kesitlerde silindirin çapı eş değer hidrolik çapa eşittir. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştirici içerisinde 3 farklı ölçüde silindirik kesitli kanallar bulunmaktadır. Isıtma ve soğutma bölümleri için toplam 6 farklı Reynolds sayısı hesaplanmış ve ilgili Reynolds sayıları ile akışkan debileri arasındaki ilişkiler Şekil 4.10'daki grafiklerde her bir durum için verilmiştir.

2.1.3. Prandtl sayısı

Prandtl sayısı, ısı ve hidrodinamik sınır tabakalar içinde momentum difüzyonunun ve ısı difüzyona oranıdır. Yapılan tez çalışmasında, ısıtıcı ve soğutucu bölümde dolaşan sıvı akışkan için, ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklık değerlerinin ortalamasına göre iki farklı Prandtl sayısı kullanılmıştır. Sıcaklık değişimi miktarı az olduğundan ısı değiştirici içerisindeki değişim ihmal edilmiştir. Bu eşitlikte, (ν) kinematik viskozite, (α) ısı difüzivite, (c_p) özgül ısı, (μ) dinamik viskozite olarak tanımlanmıştır. Prandtl sayısı aşağıdaki gibi tanımlanır,

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (2.8)$$

2.1.4. Nusselt sayısı

Nusselt sayısı taşınım ile olan ısı transferinin iletimle olan ısı transferi miktarına oranını veren boyutsuz bir sayıdır. Nusselt sayısı ne kadar yüksek ise ısı transfer miktarı da o oranda yüksek olacaktır. Nusselt sayısı; tam gelişmiş ve gelişmekte olan akışlar için ayrı ayrı incelenir. Nusselt sayısının D_h çaplı silindirik kesitli bir boruda (h) ısı taşınım katsayısı ve k ısı iletim katsayısı ile olan ilişkisi aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (2.9)$$

2.2. İç Akış

2.2.1. Hidrodinamik ve ısı giriş uzunluğu

Hidrodinamik giriş uzunluğu sürtünme faktörünün tam gelişmiş haldeki kayma gerilmesi değerine %2 dolaylarında yaklaştığı uzaklık olarak alınır. Laminer akışta hidrodinamik ve ısı giriş uzunlukları yaklaşık olarak aşağıdaki gibi sıra ile verilmiştir.

$$L_{h,laminer} \approx 0,05 * Re * D \quad (2.10)$$

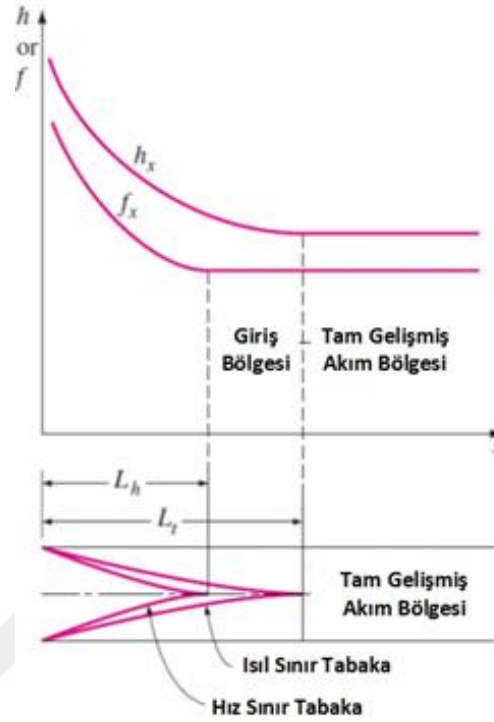
$$L_{t,laminer} \approx 0,05 * Re * Pr * D \quad (2.11)$$

Türbülanslı akışta oluşan dalgalanmalar genellikle momentum ve ısı difüzyon etkilerini gölgede bırakır, bu nedenle hidrodinamik ve ısı giriş uzunlukları Prandtl sayısından bağımsız ve aynı boyuttur. Ayrıca sürtünme ve ısı transfer katsayısı tam gelişmiş laminer ve türbülanslı akışta sabit kalmaktadır. Şekil 2.1’de ısı taşınım ve sürtünme katsayısının boru içerisindeki akışta değişimi verilmiştir. Türbülanslı akış için hidrodinamik giriş uzunluğu aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$L_{h,türbülans} = 1,359 * Re^{1/4} \quad (2.12)$$

Hidrodinamik giriş uzunluğu türbülanslı akışta daha kısadır ve Reynolds sayısına bağımlılığı daha azdır. Pratik uygulamalarda ise hidrodinamik ve termal giriş uzunluğu boru çapına bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$L_{h,türbülans} \approx L_{t,türbülans} \approx 10 * D \quad (2.13)$$



Şekil 2.1. $Pr > 1$ İçin Boru İçerisindeki Akışta Isı Taşınım Katsayısı ve Sürtünme Katsayısının Değişimi (Isı ve Kütle Transferi, Yunus A. Çengel)

2.2.2. Gelişmekte olan akışlar için nusselt korelasyonları

Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştirici deney düzeneğinde ısı değiştirici içerisindeki akış, çalışılan debi aralıkları için, 0. Dallanma seviyesinde 4,0 lt/dak debiye kadar ısı ve hidrodinamik açıdan gelişmekte olan laminar akış, 1 ve 2. Dallanma seviyelerinde ise çalışılan tüm debi aralıklarında ısı ve hidrodinamik açıdan gelişmekte olan akış şartları geçerlidir. Reynolds sayısı, akış rejimi ve ısı şartlarına bağlı olarak bu şartlarda bu çalışma için gerekli Nusselt korelasyonları Çizelge 2.1’de verilmiştir.

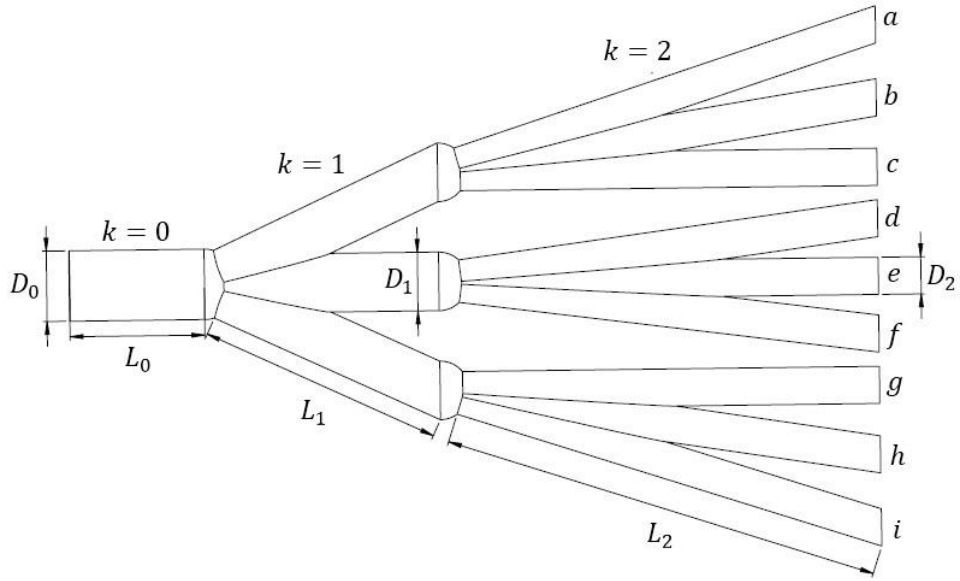
Çizelge 2.1. Gelişmekte olan akışlar için nusselt korelasyonları (Stephan and Preußer)

Reynolds Sayısı	Akış Rejimi	Isıl Şartlar
$Re < 2300$	Isıl ve Hidrodinamik Olarak Birlikte Gelişen Akış	Sabit Isı Akısı
$Nu = 4.364 + \frac{0,086 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{1.33}}{1 + 0.1 Pr \left(\frac{Re D}{L} \right)^{0.83}}$		
$Re < 2300$	Isıl ve Hidrodinamik Olarak Birlikte Gelişen Akış	Sabit Yüzey Sıcaklığı
$Nu = 3.657 + \frac{0,0677 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{1.33}}{1 + 0.1 Pr \left(\frac{Re D}{L} \right)^{0.3}}$		

2.3. Ağaç Şekilli Dal Kanallı Isı Değiştiricisi İçin Isı Transferi

2.3.1. Dallanma detayları

Ağaç şekilli dal kanallı dallanmış ısı değiştiricisine ait tasarım detayları Şekil 2.2’de verilmiştir. Bu tip ısı değiştiriciler N dallanma sayısı, mevcut kanalın bir sonraki seviyede ayrılacağı kol sayısını, k dallanma seviyesi ise akışkan giriş noktasından itibaren kaç kere dallanma olacağını ifade etmektedir. Bu tez çalışmasında modellenen ısı değiştiricisi için $N=3$, $k=2$ yani $k=0$, $k=1$, $k=2$ seviyesindedir. Giriş noktasından itibaren akış Şekil 2.3’de gösterildiği gibi 0. seviyedeki 12 kola ayrılır, ardından 1. seviyeye ulaşan akışkan tekrar 3’e bölünür ve 36 kola ayrılmış olur, 2. seviyede ise akışkan tekrar 3 bölünerek 108 kola ayrılır ve 12 adet olan toplama kanalı çıkışından ısı değiştiriciden ayrılarak ısıtıcı ve soğutucu kollektörlere gönderilir. Şekil 2.2’de görüldüğü gibi D_0 , D_1 ve D_2 ve L_0 , L_1 ve L_2 sıra ile sıfırıncı seviyeden ikinci seviyeye kadar üç ayrı seviye için kanal çap ve uzunlukları olarak belirtilmiştir.



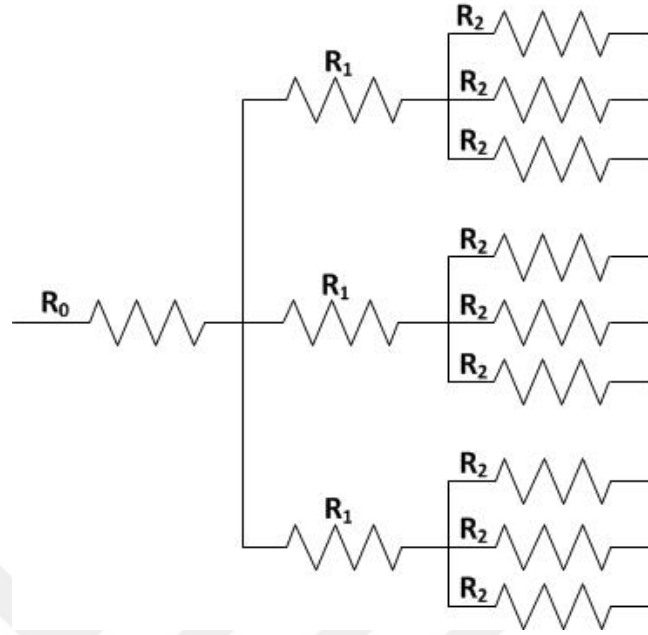
Şekil 2.2. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değıştircisi dallanma detayları

Yukarıdaki ağaç şekilli dal kanallı ısı değıştircisi için Fourier kanununa göre k . seviyede kanalın tek bir kanalının ısıl direnci Şekil 2.3’de görüldüğü gibi çizilmiş ve aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

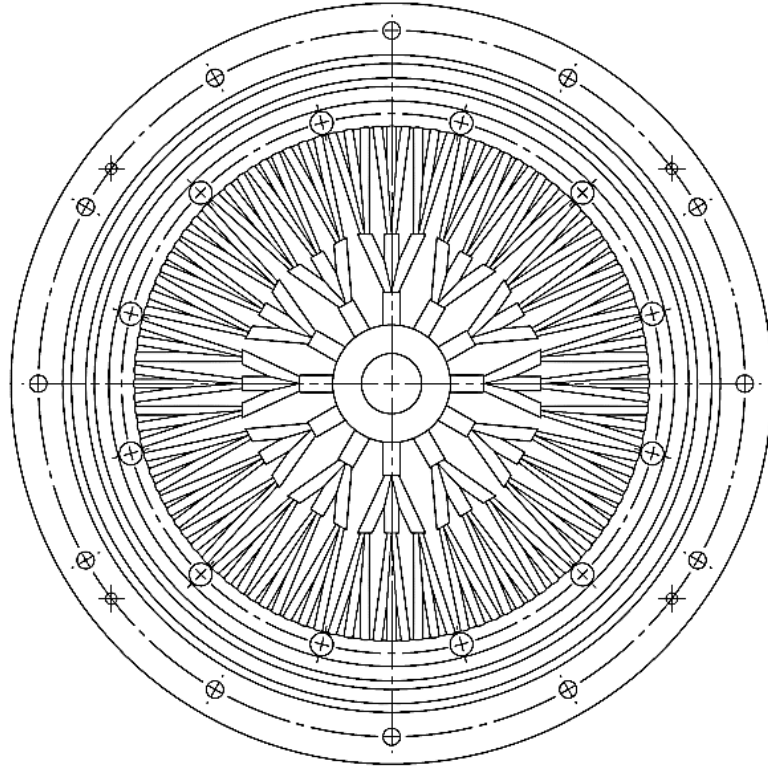
$$R_{t,k} = \frac{L_k}{kA_k} \quad (2.14)$$

Ağaç şekilli dal kanal yapısına sahip ısı değıştircisinde akışa ait ısıl direnç, ısıl-elektrik benzeşimi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Dal seviyesine bağlı olarak toplam ısıl direnci Ohm kanununa göre aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

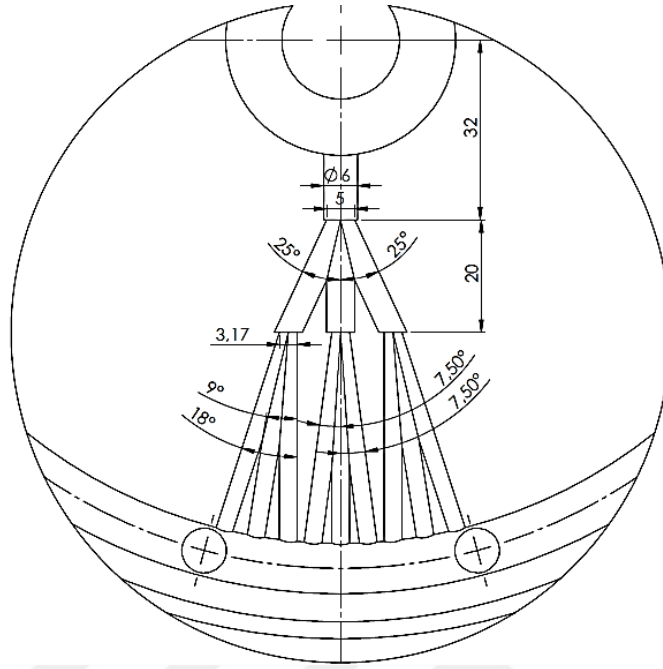
$$R_{top} = \sum_{k=0}^m \frac{R_{t,k}}{N^k} \quad (2.15)$$



Şekil 2.3. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değıştiricisinde kanallarda direnç dağılımı



Şekil 2.4. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değıştiricisi alt ve üst plaka detayı



Şekil 2.5. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisindeki dallanma detayının teknik resmi

2.3.2. Dal seviyeleri ölçü detayları

Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisine ait plakaların teknik detayı Şekil 2.2, Şekil 2.4 ve Şekil 2.5’de verilmiştir. Plaka üzerinde 0. seviyede 12 adet, 1. seviyede 36 adet, 2. seviyede 108 adet dallanma (branch) bulunmaktadır. Disk şeklindeki plaka üzerine açılmış simetrik dallanmaların teknik detayı Çizelge 2.2’de verilen detaya göre alüminyum malzemeden üretilmiştir.

Çizelge 2.2. Isı değiştirici farklı dallanma seviyeleri için ölçü detayları

Dallanma Seviyesi	Daldaki Kol Sayısı	Hidrolik Çap	Dal Boyu
k	N_k	$D_{h,k}(mm)$	$L_k(mm)$
0	12	6,00	11,50
1	36	5,00	20,00
2	108	3,17	37,50

Isı değiştirici üzerine açılan N_k seviyedeki dallanmaların toplam alanı aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$A_k = \pi \times N_k \times D_{h,k} \times L_k \quad (2.16)$$

$$N_k = 12(3^k) \quad (2.17)$$

Bu eşitlikte, (N_k) k'ncı seviyedeki dal sayısı, $D_{h,k}$ k'ncı seviyedeki dalın hidrolik çapıdır. (L_k) k'ncı seviyedeki dalın boyudur.

Isı değiştiricisi test bölümü plakalarının üzerine açılan dallanmaların alanları her bir seviye için ayrı ayrı aşağıdaki eşitliklerden elde edilmiştir.

$$A_0 = \pi \times N_0 \times D_{h,0} \times L_0 = 2,601 \times 10^{-3} m^2$$

$$A_1 = \pi \times N_1 \times D_{h,1} \times L_1 = 0,0113 m^2$$

$$A_2 = \pi \times N_2 \times D_{h,2} \times L_2 = 0,04033 m^2$$

$$A_{top} = A_0 + A_1 + A_2 = 0,05423 m^2$$

2.3.3. Toplam ısı transfer katsayısı

Isı $(T_h - T_c)$ sıcaklık farklarından dolayı akışkan-cidar-akışkan arasındaki dirençlerden transfer edilir. Eşit yüzey alanları dikkate alınırsa toplam ısı transfer katsayısı,

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_c} \quad (2.18)$$

eşitliği ile verilir. U toplam ısı transfer katsayısı, $1/h$ taşınım dirençleri, t/k iletim direncidir. Her iki akışkanın kütleli debileri, giriş ve çıkış sıcaklıkları ve ısı kapasitelerinden yola çıkarak ısı transfer miktarları ayrı ayrı hesaplanır. Sıcak akışkandan olan ısı transfer miktarı,

$$Q_h = \dot{m}_h c_p (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.19)$$

eşitliği ile bulunur. Benzer şekilde soğuk akışkana olan ısı transfer miktarı ise,

$$Q_c = \dot{m}_c c_p (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (2.20)$$

eşitliği ile hesaplanır. Sıcak akışkan ile plaka iç yüzeyi arasındaki toplam ısı transfer katsayısı,

$$U = \frac{Q_h}{A_{top} \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}}} \quad (2.21)$$

eşitliği ile bulunur. Bu eşitliklerde Q_h sıcak akışkandan ısı transfer miktarı, $T_{h,i}$ ısı değiştiricinin ısıtma bölümüne giren sıcak akışkanın sıcaklığı, $T_{h,o}$ ısı değiştiricinin ısıtma bölümünden soğumuş olarak çıkan akışkanın sıcaklığı, $T_{c,i}$ ısı değiştiricinin soğutma bölümüne giren akışkanın sıcaklığı, $T_{c,o}$ ısı değiştiricinin soğutma bölümünden ısınmış olarak çıkan akışkanın sıcaklığı, A_{top} ısı değiştirici içerisindeki dallanmış yüzeylerin toplam yüzey alanıdır.

2.3.4. Ortalama ısı taşınım katsayısı

Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricinin farklı seviyeleri için, farklı Nusselt sayıları dolayısıyla farklı ısı taşınım katsayılarına ait değerler mevcuttur. Bu nedenle

hesaplamalar yapılırken, ortalama ısı taşınım katsayısının bulunması gereklidir. Ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır,

$$\bar{h} = \frac{1}{A} \left[\int_0^A h dA \right] \quad (2.22)$$

Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinde, her bir dallanma seviyesi için farklı iç yüzey alanları söz konusudur. Bu nedenle her bir seviye için ayrı ayrı (h) değerleri hesaplanır. Ortalama ısı taşınım katsayısı, bulunan her bir dallanma seviyesi için hesaplanan (h) değerlerinin etki miktarına göre ortalaması aşağıdaki eşitlikle belirlenir.

$$\bar{h} = h_{ort} = \frac{1}{A} \left[\int_0^{A_k} h_k dA + \int_0^{A_{k+1}} h_{k+1} dA + \int_0^{A_{k+2}} h_{k+2} dA \right] \quad (2.23)$$

Sıcak akışkan ile plaka iç yüzeyi arasındaki ısı taşınım katsayısı,

$$h_h = \frac{Q_h}{A_{top}(T_{h,i} - T_{h,o})} \quad (2.24)$$

2.3.5. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

Isı değiştiricisi ısı analizinde, Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (*LMTD*) yöntemi ve $\mathcal{E}$ -*NTU* yöntemi kullanılmıştır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (*LMTD*) yönteminde ısı değiştiricisinin giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmesi durumunda ısı değiştiricisi hesaplamalarında kullanılan yöntemdir. $\mathcal{E}$ -*NTU* yöntemi ise ısı değiştiricisinden çıkan akışkanların çıkış sıcaklıklarının bilinmesi durumunda kullanılabilecek bir yöntemdir. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı yönteminde ısı değiştiricisinin ısı transfer miktarı aşağıda verilen eşitlikle hesaplanır.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (2.25)$$

Verilen eşitlikte, $Q(Watt)$ ısı transfer miktarını, $U(W/m^2 K)$ toplam ısı transfer katsayısını, A ısı değiştiricinin iç yüzey alanını, ΔT_{lm} ise tüm giriş ve çıkışta akışkanların sıcaklıkları esas alınarak hesaplanan logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir. Yukarıda verilen eşitlikteki Logaritmik ortalama sıcaklık farkı,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}}\right)} \quad (2.26)$$

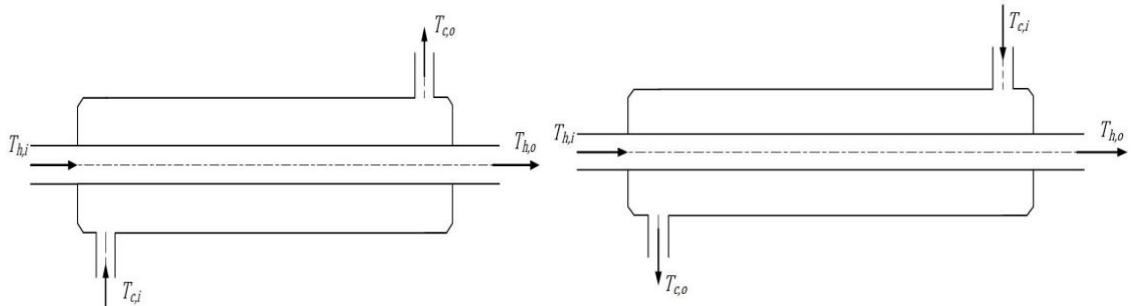
eşitliği ile verilmiştir. Paralel akışlı bir ısı değiştirici için Logaritmik ortalama sıcaklık farkı için giriş ve çıkışta ΔT_1 ve ΔT_2 sıcaklık farkları aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (2.27)$$

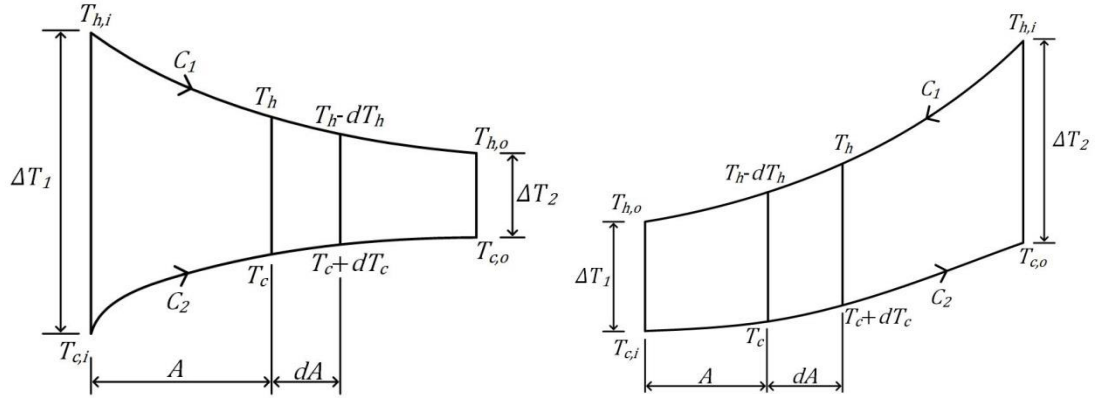
ve

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (2.28)$$

Bu eşitliklerdeki, $T_{h,i}$ sıcak akışkanın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı, $T_{c,i}$ soğuk akışkanın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı $T_{h,o}$ sıcak akışkanın ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığı, $T_{c,o}$ soğuk akışkanın ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığı olarak tanımlanmıştır. Paralel ve zıt akışlı bir ısı değiştiricisinin şematik gösterimi aşağıda Şekil 2.6'de, sıcaklık dağılımı ise Şekil 2.7'de gösterildiği gibidir.



Şekil 2.6. Paralel ve zıt akışlı ısı değiştiricilerinde giriş ve çıkış sıcaklıkları



Şekil 2.7. Paralel ve zıt akışlı ısı değiştiricilerinde sıcaklık dağılımı

Zıt akışlı bir ısı değiştirici için Logaritmik ortalama sıcaklık farkı için giriş ve çıkışta ΔT_1 ve ΔT_2 sıcaklık farkları aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (2.29)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (2.30)$$

Bu eşitliklerdeki, $T_{h,i}$ sıcak akışkanın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı, $T_{c,i}$ soğuk akışkanın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı, $T_{h,o}$ sıcak akışkanın ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığı, $T_{c,o}$ soğuk akışkanın ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığı olarak tanımlanmıştır. Isı değiştiriciye aynı giriş ve çıkış sıcaklıklarında zıt akış durumunda paralel akış durumuna göre daha büyük logaritmik ortalama sıcaklık farkı görülmektedir. Aynı ısı transfer katsayısı ve sabit ısı akısı için zıt akışta ısı transfer yüzey alanı daha küçük olmaktadır. Ayrıca zıt akışlı bir ısı değiştiricide soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından daha fazladır. Deney sistemi test bölgesinde sıcak ve soğuk akışkanlar hem aynı yönde hem de zıt yönde akabilirler. Ayrıca her iki akışkan için giriş ve çıkış sıcaklıkları ısı transfer alanının başlangıç ve bitişinde ölçülebilmektedir.

2.3.6. ϵ -NTU yöntemi

Bir ısı değıştirici için etkenlik tanımını yapmadan önce, bu ısı değıştiricisi için olabilecek en fazla ısı transfer miktarı Q_{max} hesaplanması gerekir. Q_{max} maksimum ısı transfer miktarı prensipte, ters akışlı bir ısı değıştiricide sağlanabilir. Böyle bir durumda ısı değıştiricisinde akışkanlardan olabilecek maksimum sıcaklık farkı $(T_{h,i} - T_{c,o})$ ile gerçekleştirecektir. Bu durumu açıklayabilmek için soğuk olan akışkanın ısıl kapasite debisi olan $C_c = \dot{m}_c c_p$ nin sıcak akışkanın ısıl kapasite debisi olan $C_h = \dot{m}_h c_p$ 'den küçük olması gerekir ($C_c < C_h$). Bu durumda $|dT_c| > |dT_h|$ olacaktır. $L \rightarrow \infty$ durumunda soğuk akışkan çıkış sıcaklığı sıcak akışkanın giriş sıcaklığına kadar ısınabilecektir. $C_c < C_h$ ve $T_{c,o} = T_{h,i}$ şartlarında Q_{max} ,

$$Q_{max} = C_c(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.31)$$

Eşitliği ile verilmiştir. Benzer olarak, eğer $C_h < C_c$ durumunda ise, sıcak akışkanda daha büyük bir sıcaklık değışimi gerçekleştirecek ve soğuk akışkan giriş sıcaklığına kadar soğuyabilecektir. $C_h < C_c$ ve $T_{h,o} = T_{c,i}$ şartlarında Q_{max} aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$Q_{max} = C_h(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.32)$$

Bu iki durum karşısında Q_{max} ısı transfer miktarı minimum ısı kapasitesine (C_{min}) göre aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.33)$$

Bu denklemdeki C_{min} ısıl kapasite debisi, C_c veya C_h değerleri hesaplanarak bu değerlerden küçük olana eşit olan alınır. Bir ısı değıştiricide gerçek ısı transfer (Q) miktarının değerinin, olabilecek maksimum ısı transfer (Q_{max}) miktarına oranı, ϵ etkenlik olarak tanımlanır ve aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.34)$$

Bu durumda, denklemden anlaşılacağı üzere etkenlik (ε) birimsizdir ve $0 \leq \varepsilon \leq 1$ aralığındadır.

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h(T_{h,i}-T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i}-T_{c,i})} \quad (2.35)$$

veya

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o}-T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i}-T_{c,i})} \quad (2.36)$$

Herhangi bir ısı değıştiricisi için;

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (2.37)$$

bağıntısı yazılabilir. Bu bağıntıda C_{min}/C_{max} oranı, sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite debilerine bağılı olarak C_c/C_h veya C_h/C_c değerlerini alabilmektedir. NTU (Number of Transfer Unit) geçiş birim sayısı, Toplam ısı transfer kat sayısı ve ısı transfer yüzey alanının, minimum ısı kapasite oranına eşit olup aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.38)$$

(NTU) geçiş birim sayısı, boyutsuz bir parametredir.

2.3.7. Etkenlik-NTU bağıntıları

$C_{min} = C_h$ olan paralel akışlı bir ısı değiştiricisi göz önüne alınsın. Paralel akışlı bir ısı değiştiricisi için etkenlik değeri ε çözülürse;

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{-NTU[1 + (C_{min}/C_{max})]\}}{1 + (C_{min}/C_{max})} \quad (2.39)$$

$C_{min} = C_c$ için de aynı sonuç bulunduğu için, minimum akışkan ısıl kapasite debisinin, sıcak veya soğuk akışkandan hangisine ait olmasına bakılmaksızın bu bağıntı herhangi bir paralel akışlı ısı değiştiricisine uygulanabilir.

Ters akışlı çalışma şartları için etkenlik değeri $C_r < 1$ durumunda aşağıdaki eşitlikle verilmiştir,

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{-NTU(1 - C_r)\}}{1 - C_r \exp\{-NTU(1 - C_r)\}} \quad (2.40)$$

$C_r = 1$ olması durumunda ise etkenlik değeri,

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (2.41)$$

eşitliği ile verilmiştir. Bu tez çalışmasında deney sistemindeki her iki akışkanın debileri eşit olarak alınmak suretiyle deneyler yapılmıştır, her iki akışkanın ısıl kapasite debileri eşittir ($C_{min} = C_{max}$). Ayrıca zıt akış şartlarında $C_r = 0,25$ ve $C_r = 0,125$ şartlarında sadece sıcak akışkanın debisi artırılarak ek deneyler yapılmıştır.

2.4. Isı Değiştiricilerinde Basınç Kayıpları

Isı değiştiricilerde, ısı transferi ile basınç kayıpları arasında yakın fiziksel ve ekonomik bir ilişki vardır. Sabit ısı kapasitesi için tasarımı yapılmak istenen bir ısı değiştiricide,

akışkanların hızlarının artırılması ısı taşınım katsayısını artırır ve daha küçük ısı geçiş yüzeyli ısı değiştiricisi yapılmasına imkân verir. Buna karşılık, akışkanların hızlarının artması ısı değiştirici içindeki basınç kaybının artmasına neden olur. Bu durum daha güçlü fan veya pompa kullanımını gerekli kıldığından sistemin işletme masrafları ve daha büyük pompanın yatırım masrafını artıracaktır. Bu nedenle, bir ısı değiştiricisinin tasarımında ısı transfer miktarı ve basınç kaybı birlikte düşünülmeli ve sistem için en uygun çözüm aranmalıdır. Bir ısı değiştiricisi içerisindeki toplam basınç kaybı, düz borulardaki basınç kaybı ve yerel basınç kaybı olmak üzere iki şekilde hesaplanır. Düz borulardaki basınç kayıpları sabit kesitli borulardaki sürtünmeden kaynaklı kayıplardır.

Yerel basınç kayıpları ise akıştaki kesit ve yön değişimlerinin meydana getirdikleri kayıplardır. Bir ısı değiştiricisindeki basınç kaybı tüm bu etkenlerin toplamından bulunur.

2.4.1. Düz borular içinde akış ve sürtünme katsayısı

Tam gelişmiş akışta bir boru içinde laminar veya türbülanslı akışta basınç düşümü,

$$\Delta p_d = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.42)$$

eşitliği ile verilmiştir. Bu eşitlikte gösterilen f boyutsuz sayısı sürtünme katsayısıdır. f sürtünme katsayısı Moody diyagramından veya araştırmacıların geliştirmiş olduğu bağıntılardan hesaplanabilir. Boru içinde laminar akışta ($Re < 2300$) f , sürtünme katsayısı boru iç yüzey pürüzlülüğünden bağımsız olup laminar akış için aşağıdaki denklemde gösterildiği gibi Reynolds sayısının bir fonksiyonudur. Laminar akışta sürtünme katsayısı f aşağıdaki eşitlikle belirtilmiştir.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.43)$$

Türbülanslı akış halinde ise türbülanslı akışın gelişme bölgesinde pürüzsüz kabul edilebilen borular için f sürtünme katsayısı, Reynolds sayısı aralıklarına göre aşağıdaki eşitliklere göre hesaplanır;

$$3 \cdot 10^3 < Re < 2 \cdot 10^4 \text{ için } f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.44)$$

$$2 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^6 \text{ için } f = \frac{0,184}{Re^{0,2}} \quad (2.45)$$

$$Re > 10^6 \text{ için } \frac{1}{\sqrt{f}} = -0,8 + 2 \cdot \log(Re\sqrt{f}) \quad (2.46)$$

Tam türbülanslı akış bölgesinde ise f sürtünme katsayısı Reynolds sayısından bağımsız olup, sadece (ε/D) izafi pürüzlülüğünün bir fonksiyonudur. Bu durumda Prandtl/Von Karman;

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log\left(\frac{D}{\varepsilon}\right) + 1,14 \quad (2.47)$$

bağıntısını önermiştir. Moody diyagramında gösterilen geçiş bölgesi için Colebrook / White ise aşağıdaki eşitliği önermiştir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left[\frac{2,51}{Re\sqrt{f}} + \frac{\varepsilon/D}{3,71}\right] \quad (2.48)$$

2.4.2.Yerel kayıplar

Akışkanın bir kanalda ilerlerken yön değiştirmesi, kesit değiştirmesi, akışın ayrılması veya birleşmesi de basınç kayıplarına neden olmaktadır. Bunlara yerel kayıplar adı verilir. Akışkanın hız ve yönündeki değişiklikler enerji kaybına sebep olan Eddy girdaplarını oluşturur. Yerel kayıplar kısa mesafelerde meydana gelmelerine rağmen etkilerini uzun bir mesafede gösterirler. Yerel kayıplar aşağıdaki

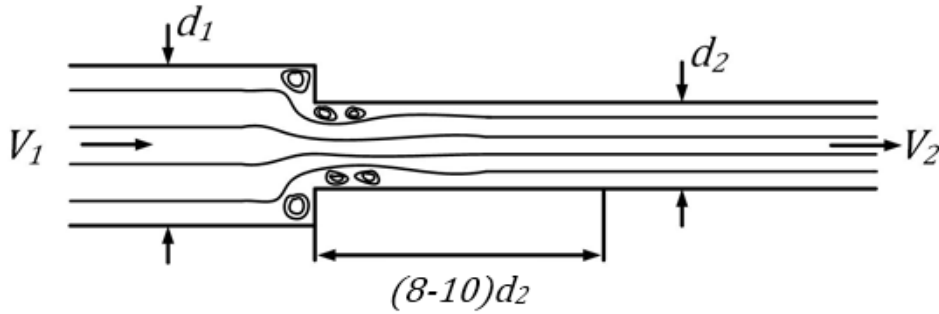
$$\Delta p_y = K_K \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.49)$$

eşitlikle verilmiştir. Bu formülde K_K yerel kayıp katsayısıdır.

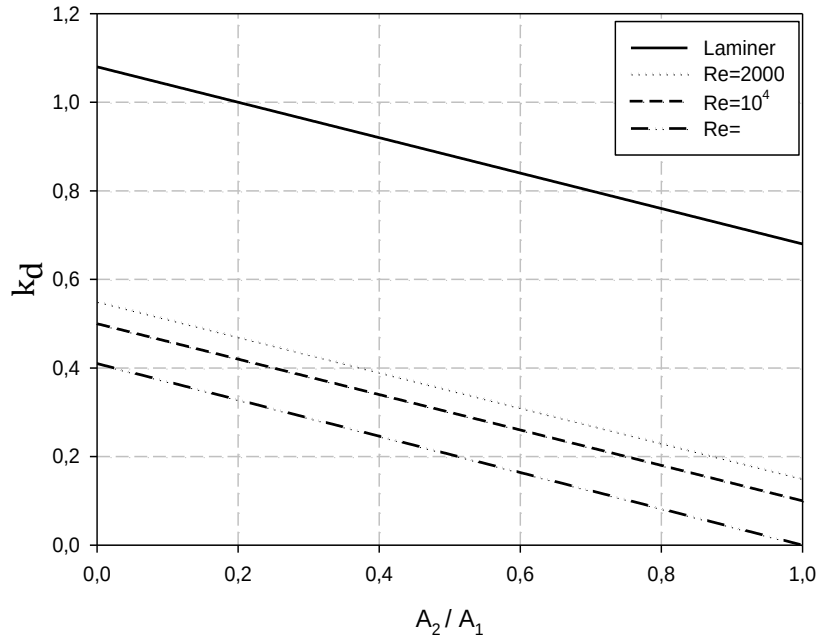
2.4.2.a. Ani daralma kayıpları

Şekil 2.8.'de gösterildiği gibi, boru çapındaki ani bir azalma halinde k_d yerel kayıp katsayısı Şekil 2.9.'da daraldan sonraki kesitin önceki kesite oranına ve Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Bu durumda basınç kaybı, dar kesitteki hıza göre aşağıdaki gibi tanımlanır; kesit değişiminin meydana getirdiği etki, kesit daraldıktan sonra çap değerinin 8-10 katı kadarlık bir mesafede devam etmektedir.

$$\Delta p_{y,d} = K_k \frac{\rho V_2^2}{2} \quad (2.50)$$



Şekil 2.8. Ani kesit daralması

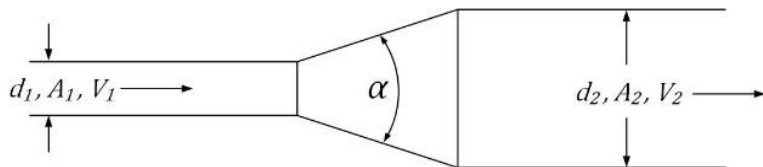


Şekil 2.9. Ani kesit daralmasında yerel kayıp katsayısının değişimi

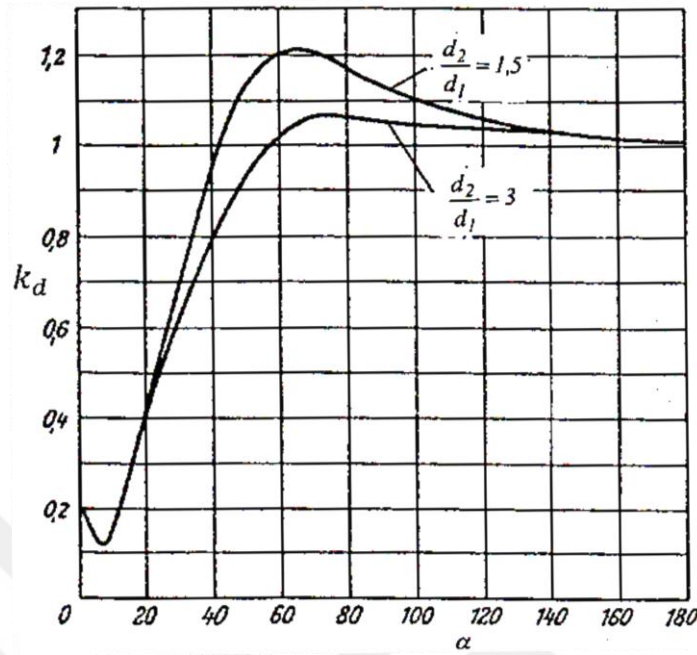
2.4.2.b. Konik genişlemede basınç kaybı

Konik kesit genişlemesi cidar pürüzlülüğü ve akış ayrılmaları kinetik enerjinin ideal şekilde basınca dönüşmesini engeller. Basınç kaybının miktarı Şekil 2.10'da gösterilen α açısına bağlı olup aşağıdaki denklemde verildiği gibi ifade edilir, k_d sürtünme katsayısının değişimi de Şekil 2.11'de verilmiştir.

$$\Delta p_{y,k.g} = k_d \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) \frac{\rho V_2^2}{2} \quad (2.51)$$



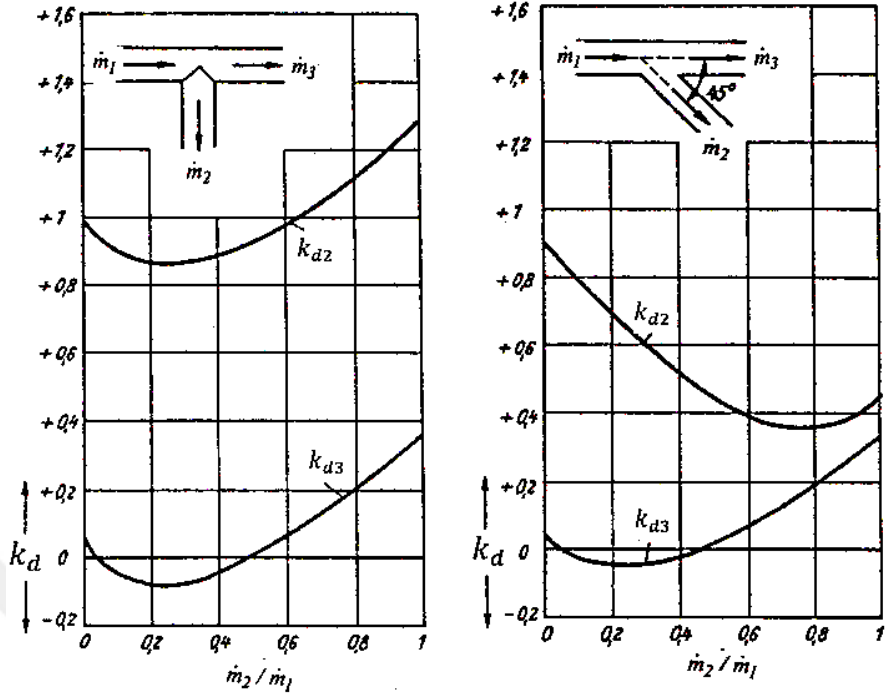
Şekil 2.10. Konik kesit genişlemesi



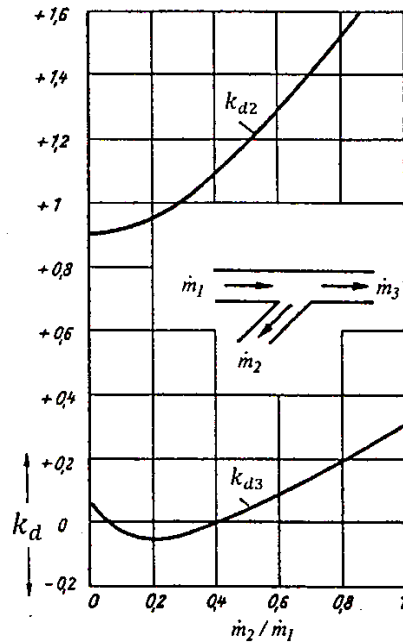
Şekil 2.11. Konik genişleme halinde k_d katsayısının değişimi (Isı Değiştiricileri, Osman F. Genceli)

2.4.2.c. Kol ayrılma ve kol birleşme noktalarındaki basınç kayıpları

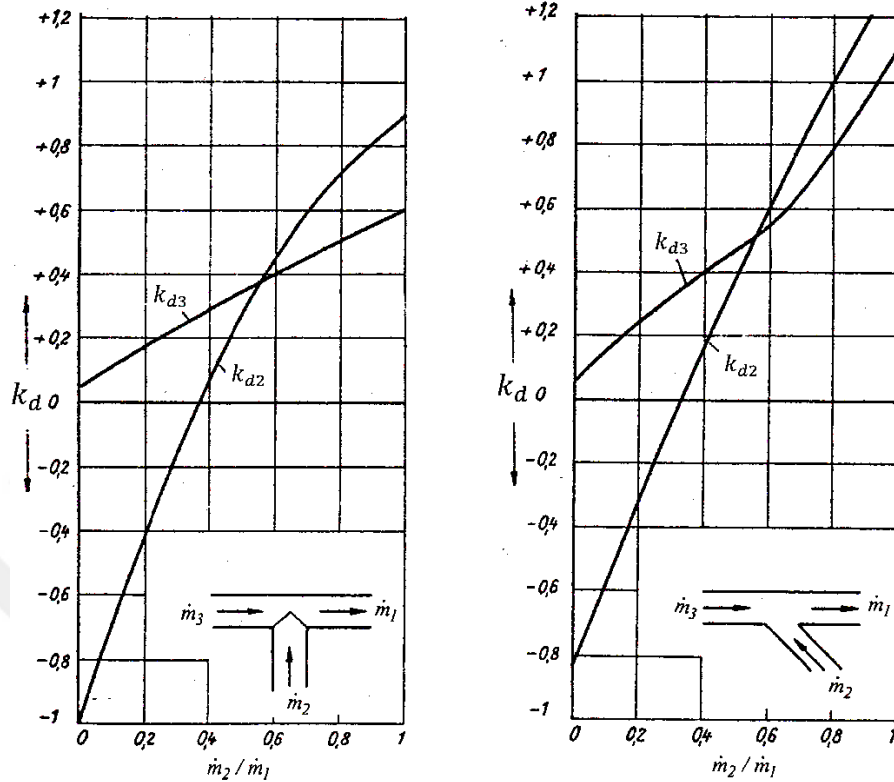
Dik ve eğik kol ayrılmalardaki basınç kayıpları en büyük kütleli debiye sahip kol ayrılma varsa ayrılmadan önceki, toplanma varsa toplanmadan sonraki akışkanın hızına göre belirlenir. Şekil 2.12, Şekil 2.13 ve Şekil 2.14'de kol ayrılmalardaki ve kol birleşmelerdeki kayıp katsayılarını gösteren eğriler verilmiştir. Bu eğrilerden $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3$ kütleli debilerine göre k_{d2} ve k_{d3} değerleri bulunabilir. Yuvarlatma yarıçap değeri $r=0,1d_2$ olması durumunda kayıp katsayısı grafikteki değerlerden %10-%30 aralığında daha azdır.



Şekil 2.12. Kol ayrılımda kayıp katsayıları değişimi (Isı Değiştiricileri, Genceli)



Şekil 2.13. Kol ayrılımda kayıp katsayıları değişimi (Isı Değiştiricileri, Osman F. Genceli)



Şekil 2.14. Kol birleşmede kayıp katsayıları (Isı Değiştiricileri, Osman F. Genceli)

2.5. Bilgisayar Destekli Analizler

Deneyleri gerçekleştirilen ağaç şekilli dal kanallı dallanmış ısı değiştiricisi deney sisteminden elde edilen deney sonuçları, bilgisayar destekli mühendislik yazılımı olan ANSYS-Fluent R16.0 yazılımı yardımıyla bilgisayar ortamındaki analizler ile karşılaştırılmıştır. Deneysel olarak gerçekleştirilen çalışmalardan elde edilen veriler güvenilir olmasına rağmen, yapılan çalışmanın boyutuna, ölçüm ekipmanlarının kabiliyetine ve fiziksel özelliklerine bağlı olarak sınırlı sayıda veri elde edilmesi imkânı sunmaktadır, özellikle mikro boyuttaki deneylerde ölçüm ekipmanları ve diğer ana ekipmanların test bölgesine olan fiziksel etkileri (titreşim, sıcaklık vb.) daha büyük olmakta bazı durumlarda bunu tolere etmek ise mümkün olmamaktadır. Ayrıca deney sisteminin yapısal özellikleri de yapılacak olan deneylerin çalışma şartlarını sınırlamaktadır. Bu tez çalışmasında yapılan deneylere ek olarak bilgisayar ortamında da analizler gerçekleştirilmiş, deneylerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Explicit metod: Hareket formüllerinin integrasyonunda kullanılan yöntemlerdir. Explicit metod küçük zaman aralıkları kullanılarak yüksek derecede non-linear olan problemlerin/sistemlerin çözülmesinde kullanılır.

Implicit metod: Implicit metod daha az non-linear olan problemlerin/sistemlerin geniş aralıklar kullanılarak çözülmesinde kullanılır.

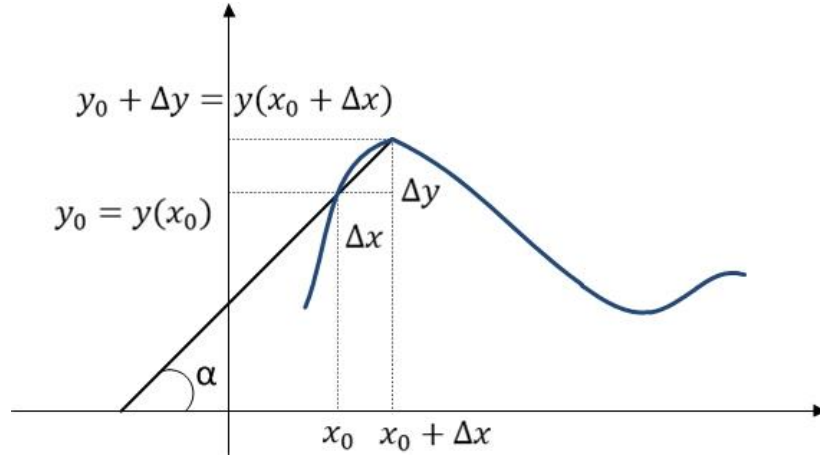
2.5.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) diğer bir deyişle Computational Fluid Dynamics (CFD) akışkanlar mekaniğinde karşılaşılan problemlerin çözülmesi için verilen sınır şartlarına göre çeşitli algoritmalar kullanarak çözümleme yapılmasına imkân tanıyan bir akışkanlar mekaniği dalıdır. HAD sonlu hacimler yöntemini kullanarak hesaplama yapmaktadır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemi, süreklilik denklemi, momentum denklemi ve enerji denklemini esas alır. Bu üç denklemin çözülmesi ile kontrol hacmi içerisindeki sıcaklık, basınç ve hız gibi parametrelerden yararlanarak nümerik çözümler gerçekleştirilir. HAD yönteminde yapılan hesaplamaların doğruluğu ve gerçek deneylere göre yaklaşık sonuç verme kabiliyeti hesaplamanın yapıldığı bilgisayarın kapasitesi ile sınırlıdır. Sayısal yöntemlerde üç ayrı yöntem olan sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu hacimler yöntemleri analizlerde kullanılmaktadır. Birinci mertebeden adi diferansiyel denklemlerin analitik çözümü,

$$\frac{dy}{dt} = f(t, y), y(t_0) = y_0 \quad (2.52)$$

şeklinde ifade edilir.

Türevin geometrik yorumu ise aşağıda gösterildiği gibidir,



Şekil 2.15. Türevin geometrik yorumu

2.5.1.a. Sonlu farklar yöntemi (FDM)

Sonlu farklar yöntemi bir sayısal yöntemdir. Sonlu fark denklemlerinden faydalanır. Bu denklemler ile diferansiyel denklemlerin analitik çözümlerine yaklaşılr. Sonlu farklar yöntemi kısmi diferansiyel denklemlerin ve sınır koşullarının cebirsel bir denklem şeklinde oluşturulmasına dayanır, diğer bir deyişle diferansiyel denklemlerin çözümünde sonlu farklar yönteminin uygulanması için ilk adım bilinmeyen büyüklüğü temsil eden fonksiyonun ayrıklaştırılmasıdır. Buna göre bir boyutlu $f(x)$ fonksiyonun eşit Δx aralıklarla (i) ayrık parçalara bölünmesi sonucunda, diferansiyel denklem ayrık hale getirilir. Kısmi diferansiyel denklemlerin veya sınır şartlarının cebirsel bir denklem şeklinde oluşturulmasında temel işlem sonlu farklar yardımıyla türevlere yaklaşılmaktır. Sonlu Farklar Metodu (FDM), kısmi diferansiyel denklemlerdeki bağımsız değişkenler üzerine yerleştirilen çözüm bölgesi bağımlı değişkenlerdeki sonlu grid (mesh=ağ) noktaları ile tanımlanır. Kısmi diferansiyel denklemlerdeki türevler grid noktaları üzerindeki fonksiyonların yaklaşık lineer kombinasyonlarıdır.

Aşağıdaki denklem kısmi diferansiyel (PDE) denklemdir.

$$a(t, x, y)U_t + b(t, x, y)U_x + c(t, x, y)U_{yy} = f(t, x, y) \quad (2.53)$$

Bu eşitlikte; a, b, c ve f bağımsız değişkenlerin bilinen fonksiyonlarıdır, t, x, y bağımsız değişkenler (zaman ve konum) U bağımlı değişken olup bağımsız değişkenlerin bilinmeyen fonksiyonudur.

Kısmi türevleri;

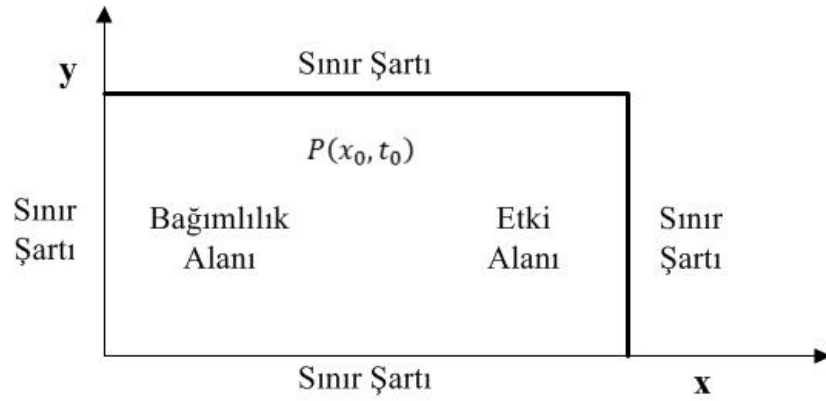
$$U_t = \frac{\partial U}{\partial t}, U_x = \frac{\partial U}{\partial x}, U_{yy} = \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \quad (2.54)$$

Zamana ve konuma bağlı denklemlerdir. Kısmi diferansiyel denklemi çözmek U bilinmeyen fonksiyonu çözmek demektir. Kısmi diferansiyel denklemlerin çoğu analitik çözümlere sahip değildir bu yüzden bilgisayar programlama yardımı ile yaklaşık sayısal çözümler bulunmalıdır. Kararlı halısı iletimi denklemi için Laplace denklemi, elektromanyetik dalgalar için Maxwell denklemleri, akış olayları için Navier-Stokes denklemler gibidir birçok fiziksel olayı açıklayan kısmi diferansiyel denklemlerdir. Kısmi diferansiyel denklemler, eliptik, parabolik ve hiperbolik olmak üzere üç tipte sınıflandırılabilirler.

Eliptik denklemler;

$$U_{xx} + U_{yy} = f(x, y) \quad (2.55)$$

Bu eşitlikte $f(x, y) = 0$ olduğunda kararlı halde sıcaklık dağılımını modellemek için Poisson denklemi ve Laplace denklemi kullanılır.

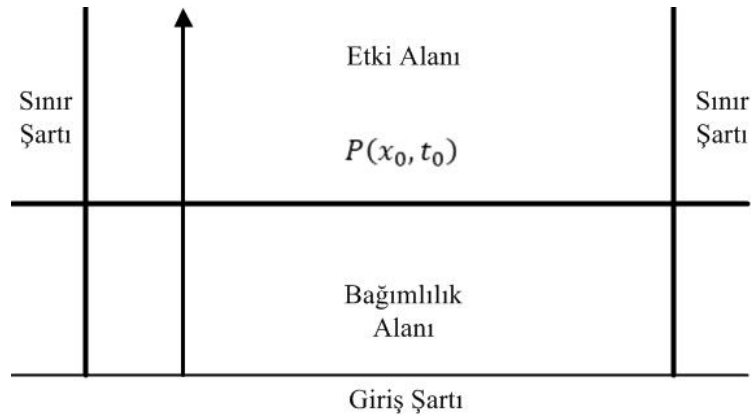


Şekil 2.16. Bağımlılık alanı, eliptik

Parabolik denklemler,

$$U_t = kU_{xx} \quad (2.56)$$

Bu denklemler bir boyutlu difüzyon denklemi olup, zamana bağlı sıcaklık dağılımını modellemek için kullanılır.

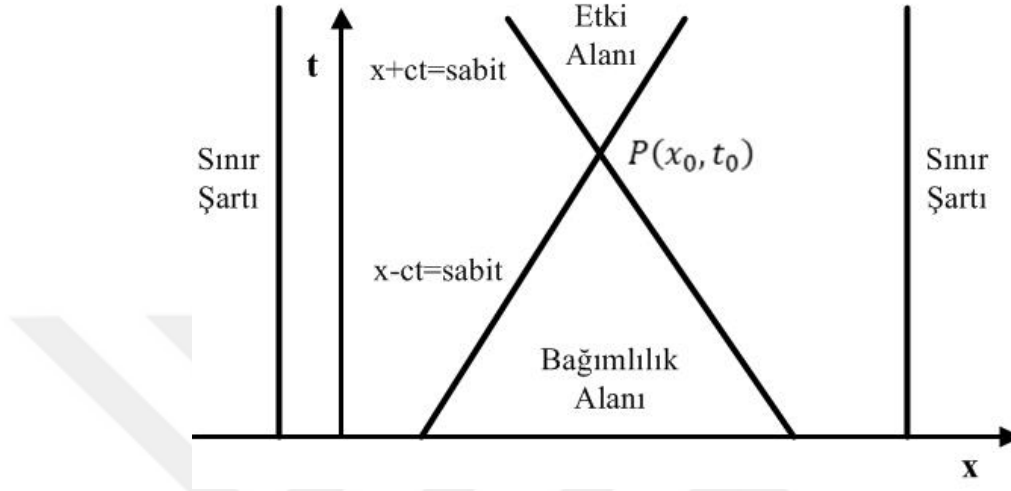


Şekil 2.17. Bağımlılık alanı, parabolik

Hiperbolik denklemler;

$$U_n = c^2 U_{xx} \quad (2.57)$$

Yukarıdaki eşitlik bir dalga denklemi olup süpersonik akış veya bir titreşimi modellemek için kullanılabilir.



Şekil 2.18. Bağımlılık alanı, hiperbolik

2.5.1.b. Sonlu elemanlar yöntemi (FEM)

Sonlu elemanlar metodundaki temel mantık, karmaşık bir problemi basite indirgeyerek çözüme götürmektir. Bu metotta çözüm bölgesi, çok sayıda, basit, küçük, birbirine bağlı, sonlu eleman adı verilen alt bölgelere ayrılmaktadır. Yani kısacası birbirine çok sayıda düğüm noktalarıyla bağlanmış parçalara ayrılan problemin çözümü kolay bir şekilde yapılabilmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi, kısmi diferansiyel denklemler aracılığıyla ifade edilen problemleri yaklaşık olarak çözmeye kullanılan sayısal bir yöntemdir. Bu yöntem karmaşık yapıların, üzerinde hesaplama yapılabilecek daha küçük yapılar (meshler) ile modelleme esasına dayanır. Sonlu elemanlar yöntemi ile çok sayıda sınır şartı olan problemler, düzgün bir geometriye sahip olmayan yapılar, kararlı durum ve zamana bağlı problemler, lineer ve lineer olmayan problemler gibi ısı transferi, biyomekanik ve akışkanlar mekaniği gibi alanlardaki problemlerin çözümü gerçekleştirilebilir. Bu yöntemde incelenecek fiziksel ortam düğüm noktalarını içeren elemanlara (element) ayrılır, her eleman ait fiziksel büyüklüklerin davranışları tanımlanır, elemanlar köşe düğüm (node) noktalarından bağlanılarak bölgeye uygun

denklem sistemi oluşturularak düğüm noktalarına ait iki bilinmeyen değerler için çözülerek seçilen elemana ait istenilen değerler hesaplanmış olur. Bu metot, yapısal mekanik problemlerinin yanı sıra, ısı iletimi, akışkanlar mekaniği, elektrik ve manyetik alanlar ile ilgili mühendislik problemlerinin çözümü için de kullanılmaktadır.

Bu yöntemde üç genel yaklaşım vardır, birincisi karmaşık yapıdaki geometrinin, sonlu elemanlar olarak tanımlanan daha basit geometriye sahip alt elemanlara bölünmesidir. İkinci ise, her elemandaki sürekli fonksiyonların ve matematik polinomların lineer birleşim olarak tanımlanabilmesidir. Üçüncü kabul ise aranan değerlerin, her eleman içinde belirli noktalardaki (düğüm noktaları) değerlerinin elde edilmesinin problemin çözümünde uygun ve yeterli olmasıdır.

2.5.1.c. Sonlu hacimler yöntemi (FVM)

Sonlu hacimler yöntemi (FVM), sonlu elemanlar yöntemine (FEM) çok benzer olup her ikisinde de hem integral hem de ortalama hücreler üzerine uygulanırlar. Sonlu hacimler yöntemi kısmi diferansiyel denklemlerin indirgeme tekniği olup, sonlu elemanlar yönteminin özel bir durumu olduğu söylenebilir. Problemin hacim integrali formülasyonunun kullanımı olup hacim integrali yüzey integriline dönüştürülür. Bu yöntem HAD denklemlerini indirgemek için çok yaygın bir şekilde kullanılır. Analiz edilecek karmaşık geometriyi çok sayıda parçaya bölerek bu parçalar için ayrı ayrı çözümleme yapmak, daha sonra bu çözümleri birleştirerek problemin genel çözümünü bulma temeline dayanır. Sonlu hacimler yönteminde de sonlu elemanlar yöntemi gibi sonlu farklar yaklaşımı temel alınmıştır. Fakat sonlu hacimler yöntemi, sonlu farklar yönteminden çok daha gelişmiş bir yöntemdir.

Sonlu hacimler yöntemi, sonlu elemanlar yönteminden farklı olarak hesaplama yaparken kontrol hacmini esas alır. Diğer bir deyişle bu teknik akış denklemlerinin integralini her bir kontrol hacminde alma esasına dayanır.

2.5.2. Temel akışkanlar mekaniği denklemleri

2.5.2.a Kütlenin korunumu kanunu

Kütlenin korunumu kanunu kapalı bir sistem içerisinde yapılan işlem ne olursa olsun kütlenin değişmeyeceğini açıklayan kanundur. Hareket halindeki akışkanın dolaştığı bir sistemde temel fizik ilkelerinden yola çıkıldığında kontrol hacmi için temel akışkanlar mekaniği denklemi kütlenin korunumu kanunu olarak bilinir. Kütlenin korunumu kanunu aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.58)$$

Bu eşitlikte u_i akışın x yönündeki hız vektörünün tensör notasyonu şeklinde kartezyen koordinatlarda ifade edilmiş hali ise $u_i = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$ ile belirlenir. Kararlı ve sıkıştırılamaz akışlar için süreklilik denklemi aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.59)$$

2.5.2.b. Momentumun korunumu kanunu

Newton'un ikinci kanununa göre bir cismin ivmesi cisme etki eden net kuvvet ile doğru, cismin kütlesi ile ters orantılıdır. Momentum miktarındaki değişim hızı ise etki eden net kuvvet kadardır. Sistem içerisine etki eden kuvvet sıfıra eşit olduğunda momentum miktarında değişim olmaz ve momentum korunur, buna momentumun korunumu kanunu adı verilir. Akışkanlar mekaniği için momentum denkleminin genel formu aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \rho F_i \quad (2.60)$$

Yukarıda verilen eşitlik için, $\delta_{ij} = \begin{cases} i = 1 \text{ için } i = j \\ i = 0 \text{ için } i \neq j \end{cases}$ şeklinde tanımlanır. Kartezyen koordinat sisteminde x, y ve z eksenleri için momentum eşitlikleri aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u V) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + (\rho f_x) \quad (2.61)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v V) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + (\rho f_y) \quad (2.62)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w V) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + (\rho f_z) \quad (2.63)$$

F_i , akışkanı hareket ettiren kuvvettir ve $F_i = f_x \vec{i} + f_y \vec{j} + f_z \vec{k}$ bağıntısı ile verilir.

τ_{ij} , kayma gerilme tensörü aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] \quad (2.64)$$

2.5.2.c. Enerjinin korunumu kanunu

Proses içerisine giren ve çıkan net enerji, sistemin enerji miktarındaki değişime eşittir. Enerji kapalı bir sistem içerisine iş ya da ısı olarak geçebilir. Kontrol hacimlerine ise kütleli debi ile de enerji geçişi söz konusudur. Termodinamiğin birinci kanununa göre, akışkanın entalpisi olarak da ifade edilebilir. Entalpi $dU = c dT$ iç enerji olarak ifade edilirse,

$$I = U + \frac{P}{\rho} \quad (2.65)$$

şeklinde yazılır. Enerji denklemi ise;

$$\frac{\partial(\rho u_i c_p T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (2.66)$$

veya

$$\rho \frac{DI}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\rho EV) = \nabla(k \nabla T) + \frac{DP}{Dt} + \Phi + \dot{q} \quad (2.67)$$

$\Phi + \dot{q}$ eşitlikleri ile tanımlanır. Eşitliğin solunda konvektif terim sağından itibaren sırasıyla, difüzyonla olan ısı geçişi, ikincisi sıkıştırma ile akışkan partiküllerine yapılan tersinir iş, birim hacimde viskoz dağılım miktarı (Φ) ve sonuncusu birim hacimde ısı üretim ($\dot{q}$) miktarıdır. Toplam enerji miktarı aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$E = h_e - \frac{P}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (2.68)$$

2.5.2.d. $k - \varepsilon$ Türbülans Modeli

$k - \varepsilon$ türbülans modeli, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) türbülanslı akışın olduğu durumlar için ortalama akış özelliklerini modellemede etmede en sık kullanılan yöntemdir. $k - \varepsilon$ türbülans modelinde k türbülans kinetik enerjisi, ε ise türbülans yayılım oranıdır. Bu durumda taşınım denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir,

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{\mu}_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.69)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{\mu}_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \left[C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) + C_{3\varepsilon} G_b \right] - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.70)$$

Yukarıda verilen eşitliklerde S_k ve S_ε kaynak terimi, σ_ε ve σ_k sırasıyla k ve ε için türbülans koşulları altında Prandtl sayısını ifade etmektedir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ türbülans model sabitlerine standart $k - \varepsilon$ model sabitleri denir.

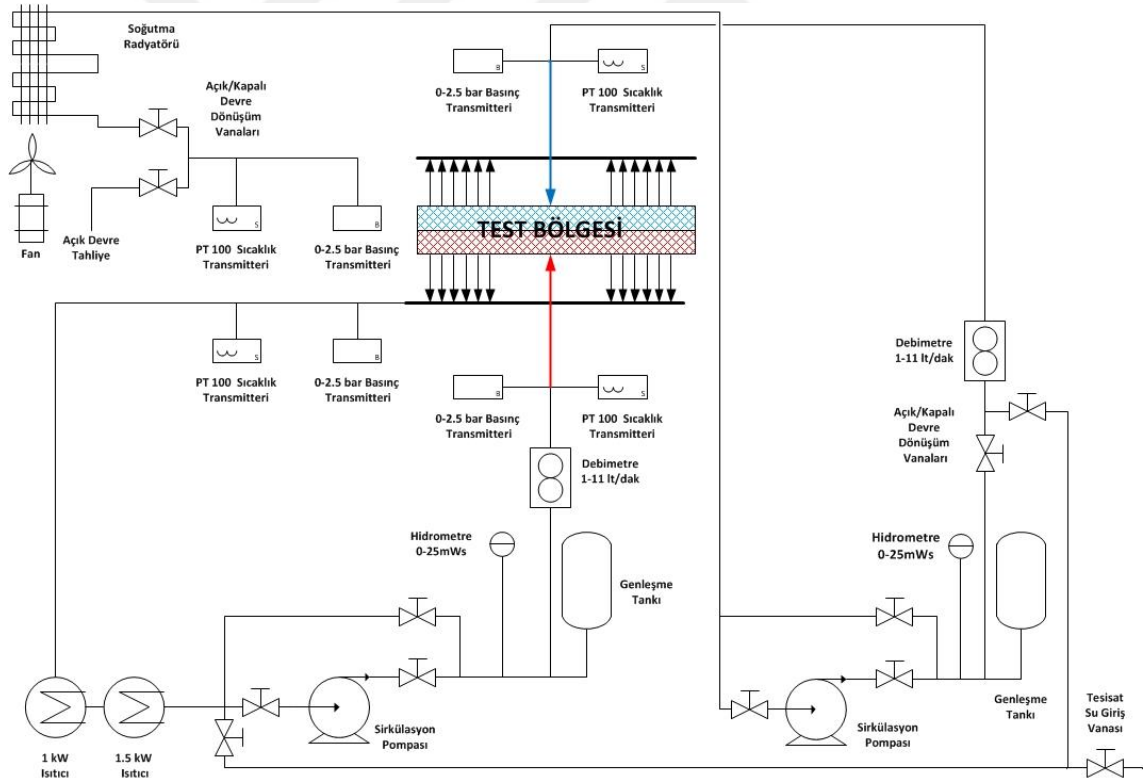
Çizelge 2.3. $k - \varepsilon$ Modelindeki sabit sayılar

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

3. MATERİYAL ve METOD

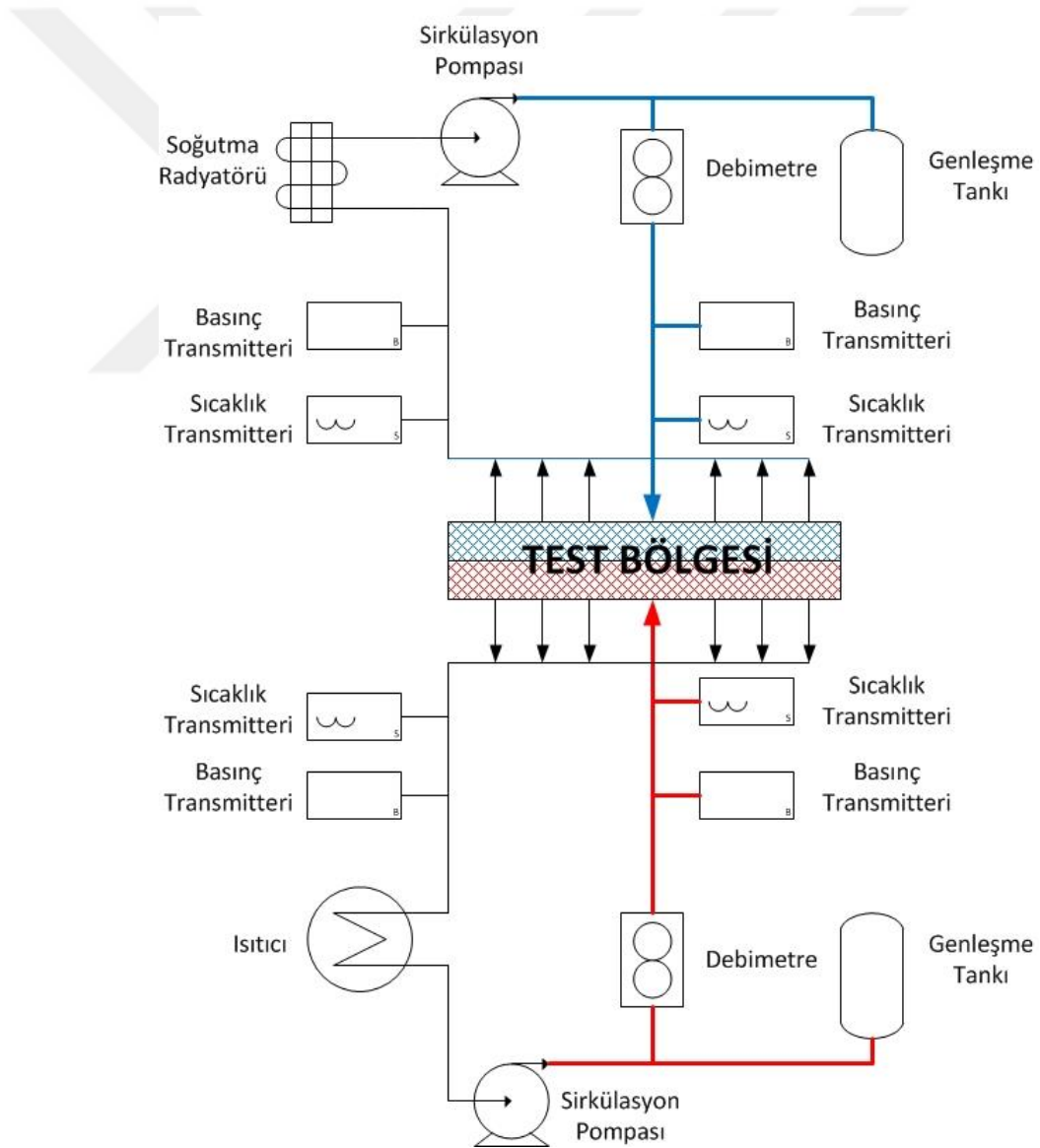
3.1. Deney Sistemi

Bu tez çalışmasında, ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi test düzeneğinin şematik çizimi Şekil 3.1’de verilmiştir. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi deney düzeneği test bölgesi, iki adet ısıtma ünitesi, iki adet sirkülasyon pompası, çapraz akışlı soğutma radyatörleri, elektrik kontrol panosu, bilgisayar haberleşme ünitesi ve ölçüm ekipmanlarından oluşmaktadır. Şekil 3.5-Şekil 3.15’de test bölgesi ekipmanlarına ait detaylı fotoğraflar ve montaj şemaları gösterilmiştir.

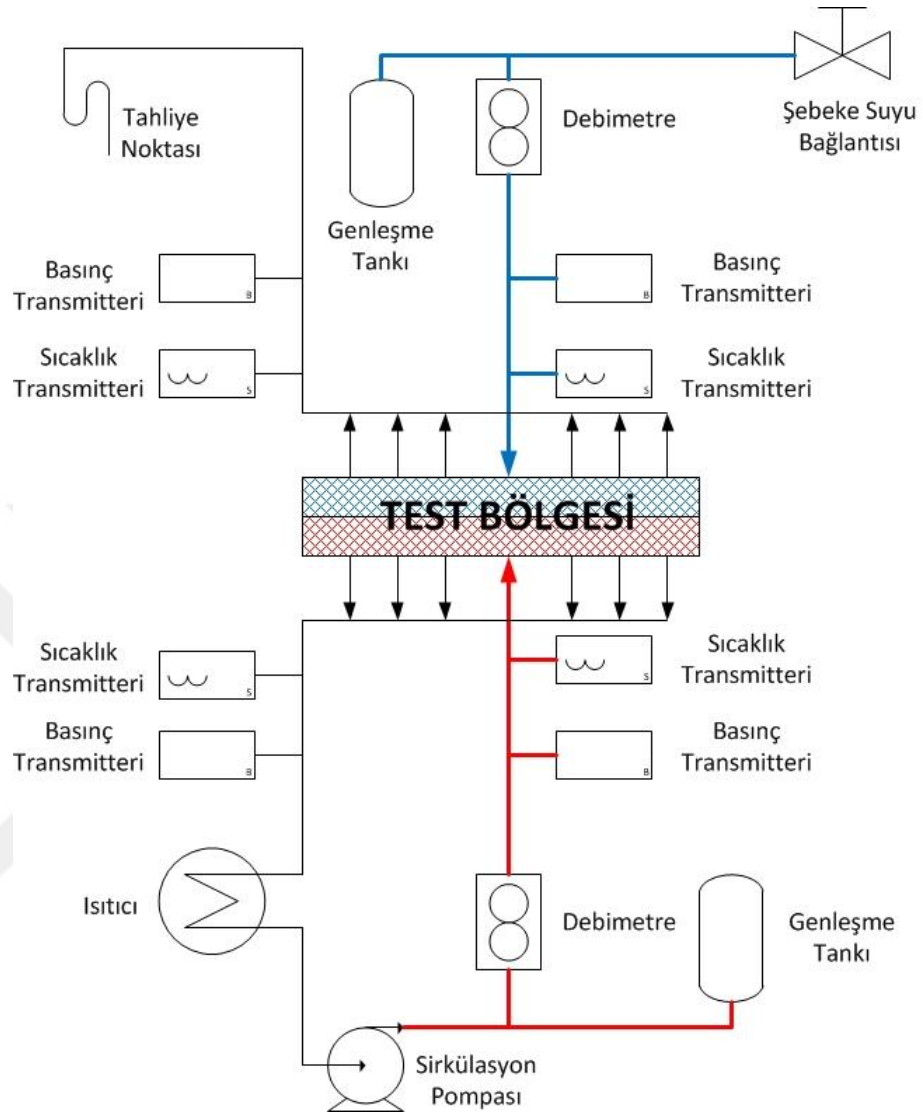


Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik çizimi

Deney sisteminin temel parçası olan ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin farklı çapta, farklı uzunlukta ve farklı seviyelerde dairesel kesitli dalların (kanalların) bulunduğu her iki bölümde su ile çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Isıl verimin daha yüksek olması sebebiyle alt kısımda bulunan dallı plaka ısıtma, üst kısımda bulunan dallı plaka ise soğutma işlemi için kullanılmıştır. Deney sistemi; ısıtıcı bölümü kapalı devre, soğutma bölümü ise hem kapalı hem de açık devre çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır. Kapalı ve açık devre çalışma durumları için şematik çizimler Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de gösterilmiştir.

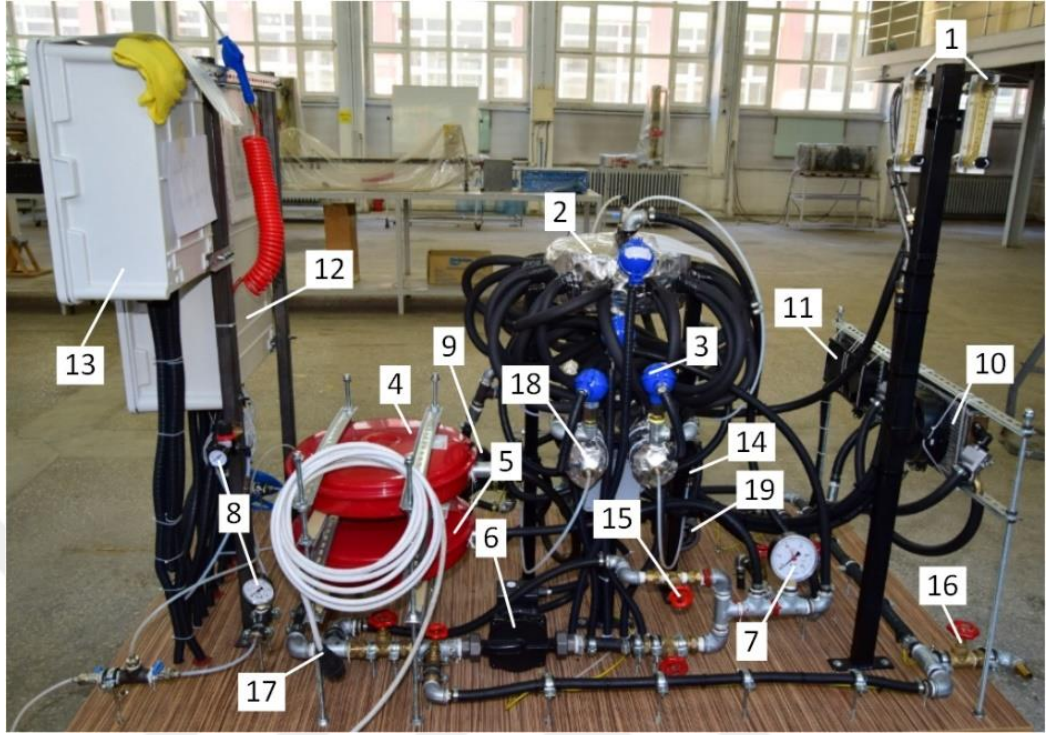


Şekil 3.2. Deney sisteminin kapalı devre çalışma durumu



Şekil 3.3. Deney sisteminin açık devre çalışma durumu

Isıtma ve soğutma bölümlerinde akışkan dolaşımını sağlamak amacıyla her iki akışkan devresi için eşit güçte birer adet sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Her iki devrede dolaşan akışkan miktarı kullanılan şamandıralı tip debimetrelerle ayarlanmıştır.



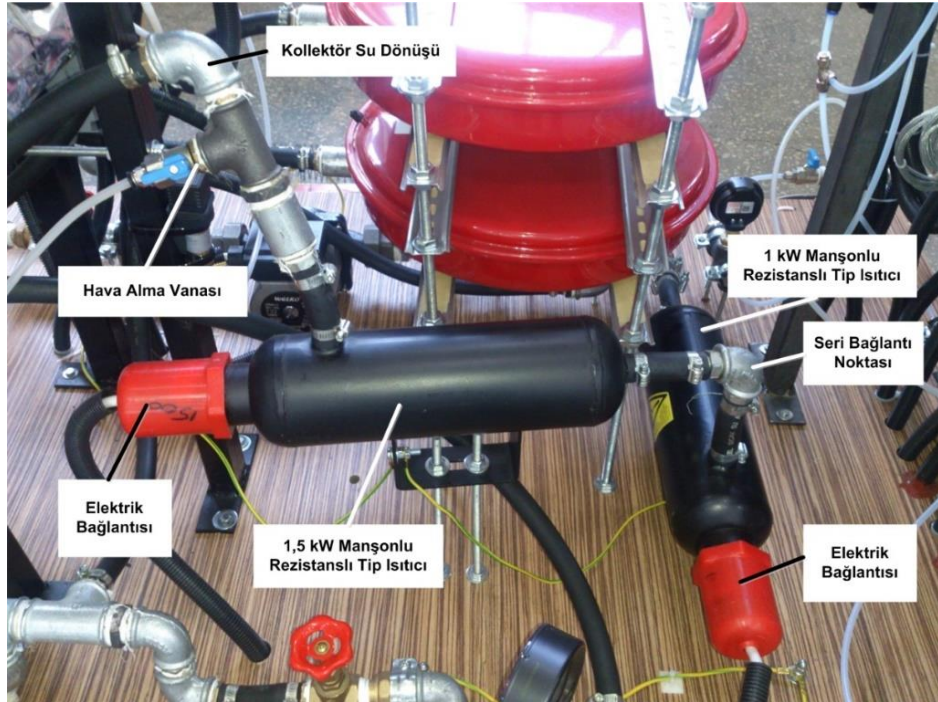
Şekil 3.4. Deney sisteminin parçaları

1) Debimetre 2) Test Bölgesi 3) PT100 Sıcaklık Transmitteri 4) Genleşme Tankı (Isıtma Bölümü) 5) Genleşme Tankı (Soğutma Bölümü) 6,19) Sirkülasyon Pompası 7) Hidrometre 8) Manometre 9) Isıtma Tankı 10) Soğutma Radyatörü 11) Radyatör Fan Motoru 12) Elektrik Kumanda Panosu 13) Elektronik Sistem Panosu 14) Basınç Transmitteri 15) Baypas Vanası 16) Dolum Vanası 17) Elektrik Bağlantısı 18) Kollektör.



Şekil 3.5. Deney sistemi test bölgesi

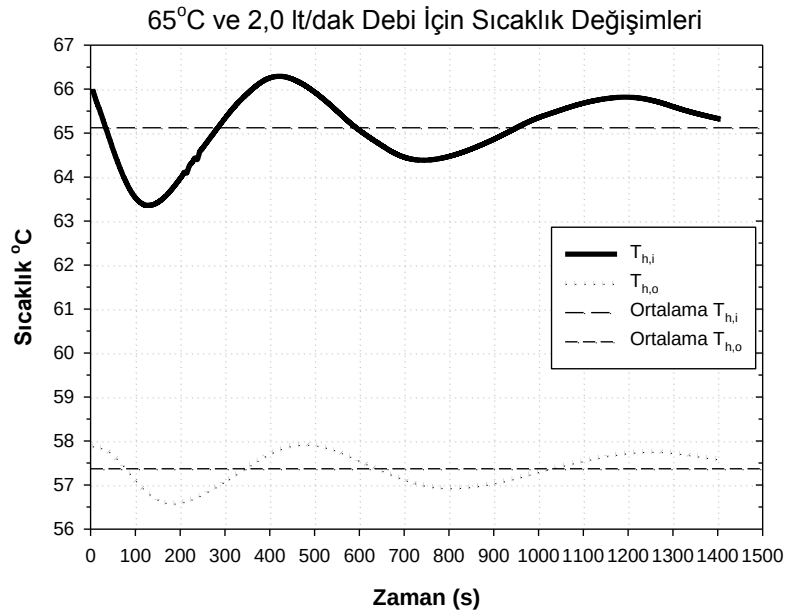
Şekil 3.6'da görülen ısıtma bölümünde kullanılan akışkanın ısıtılması amacıyla 2 adet manşonlu tip rezistanslı ısıtıcılar kullanılmıştır. Her biri ayrı küçük hacimli bir tank içinde bulunan elektrikle çalışan bu ısıtıcıların her biri 1 kW ve 1,5 kW gücünde olup akışkan bu iki ısıtıcıdan seri olarak geçip dolaşmaktadır. Isıtıcıların kontrolü için bağımsız bir termostat kullanılmamış olup, deney sisteminin çalıştırılmasını ve deneysel verilerin alınmasını sağlayan MATLAB programından yararlanılmıştır. Isıtıcılar istenen devreye girme ve devreden çıkma sıcaklık değerlerine göre MATLAB programı üzerinden hassas olarak ayarlanmış, kumandası kontaktör grupları ile sağlanmıştır. Deney esnasında su giriş sıcaklığı 1,5°C, deney sonunda ortalama su giriş sıcaklığı 0,5°C'lik farkı geçmeyecek şekilde sabit tutulmaya çalışılmıştır. Deneylerde kullanılan sıcak akışkanın en yüksek sıcaklığı 65°C'dir. Deneye başlamadan önce deney sisteminin her noktasındaki basınç 1 bar seviyesinde olacak şekilde ayarlanmıştır. Sistem içerisindeki hava, hem sistem kapalı iken hem de sirkülasyon pompaları devrede iken hava tahliye vanaları yardımıyla sistemden uzaklaştırılmıştır. MATLAB paket programında hazırlanan ön ısıtma programı yardımıyla deney sistemi kontrollü olarak önceden dengeye getirilip ısıtma işlemi sonrasında deneylere başlanmıştır.



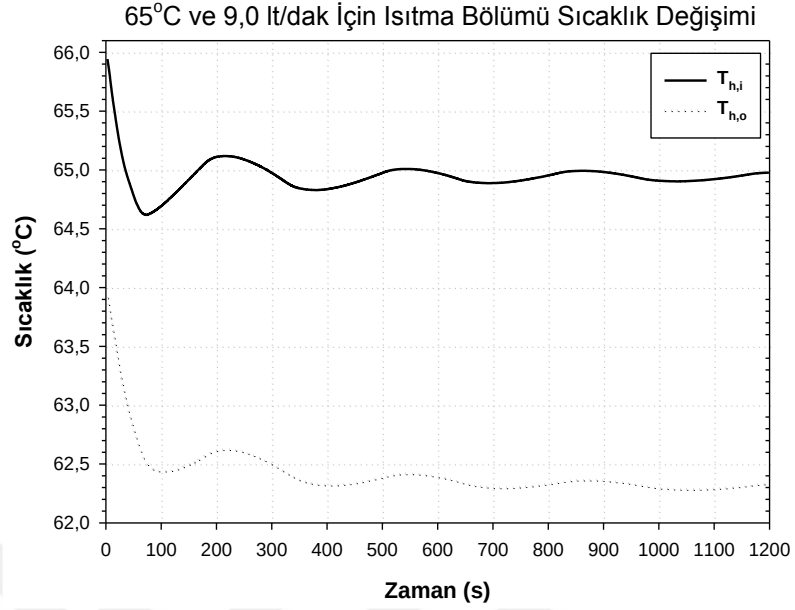
Şekil 3.6. Akışkan ısıtma rezistansları bağlantı detayları

3.1.1. Sistem denge kontrolü

Sistem denge kontrolü, zaman esaslı olarak yapılmayan deneylerde deney sisteminin kararlı hale gelme durumunu kontrol etmek amacıyla yapılan işlemdir. Test bölümüne 65°C giriş suyu sıcaklığı için deneyler sırasında kullanılan minimum akış debisi 2,0 lt/dak ve maksimum akış debisi 9,0 lt/dak olarak alınmıştır. Isıtma bölümüne giriş ve çıkış suyu sıcaklıklarının değişimi Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de ayrı ayrı verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü üzere deney sistemi için 3 kademeli olarak on/off kontrol ile çalışan ısıtma rezistanslarının 1,5°C’den daha büyük sıcaklık değişimi göstermediği ortalama sıcaklık değerinin ise set edilen sıcaklık değerine çok yakın olduğu görülmektedir. Deneyler esnasında transfer edilen ısı miktarı, deney sistemi içerisinde dolaşan akışkanın kütlesi ve deney sistemindeki ısı değiştiricinin kütlesi sebebiyle oluşan ısı akümülayon etkileri bu grafiğin şeklini belirlemede etkindir. Grafikteki salınım daha iyi bir kontrol sistemi ya da daha hassas kademeler ile ayarlanmış rezistanslar ile azaltılabilir. Bu grafiklerin gerçek zamanlı olarak deney esnasında çizilmesi sistemin dengeye gelip gelmediğini tespit etmede, deneyler öncesinde test amaçlı deneyler yapıp çizilmesi deney sürelerinin hesaplanmasında kullanılabilir.



Şekil 3.7. 2,0 lt/dak debi ve giriş suyu sıcaklığı 65°C için sıcaklığın zamana göre değişimi



Şekil 3.8. 9,0 lt/dak debi ve giriş suyu sıcaklığı 65°C için sıcaklığın zamana göre değişimi

3.1.2. Pompalar (santrifüj pompa)

Deney sisteminde iki adet sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Bu pompaların her ikisi de aynı teknik özelliklere sahiptir. Kapalı devre olarak yapılan deneylerde, her iki pompada hem ön ısıtma işleminde hem de deney esnasında daimi olarak devrede tutulmuştur. Pompalara ait teknik özellikler Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Sirkülasyon pompalarının teknik özellikleri

Basma Yüksekliği (m)	Debi (m ³ /h)	Gerilim (V)	Kademe Sayısı	Bağlantı Tipi
13 m	5,4 m ³ /h	220 V	1	Dişli Tip 1"

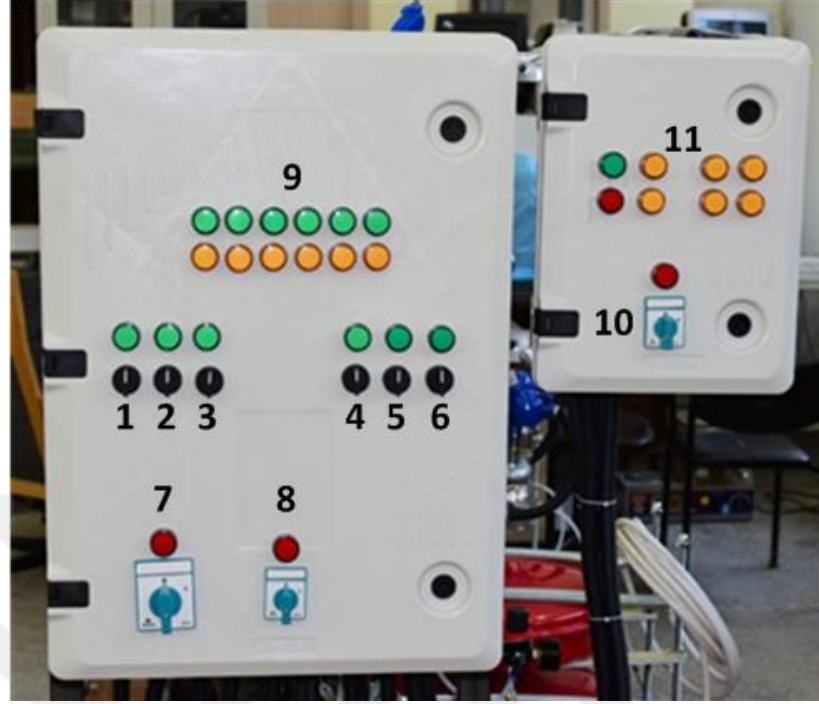
3.1.3. Kumanda panosu ve veri işleme sistemi

Deney sisteminde kullanılan 2 adet ısıtıcı, 2 adet sirkülasyon pompası ve 1 adet fan grubunu kontrol eden bir elektrik kumanda panosu mevcuttur. Pano içerisinde sigorta

grupları, kontaktör grupları, ölçüm ve haberleşme cihazları için alçak gerilim DC güç kaynağı ve sıcaklık transmitterleri için sinyal dönüştürücü elemanlar mevcuttur.

Deney sistemindeki tüm ekipmanlar hem manuel olarak, hem de otomatik olarak Matlab programı üzerinden kontrol edilebilmektedir. Deneyler esnasında tüm sistem otomatik olarak kontrol edilmekte, manuel olarak elle müdahale yapılmamaktadır. Deneyler öncesinde sisteme su ikmali, kontrol işlemleri ve hava alma işlemleri yapılırken sistem manuel olarak çalıştırılmaktadır. Isıtma devrelerinde arıza ve açık unutma durumlarına karşı bağımsız olarak çalışan 75°C sıcaklığa ayarlı emniyet termostatları mevcuttur.

Kumanda devreleri, haberleşme panosu üzerinden Matlab yazılımı ile iletişimini kurmaktadır. Haberleşme panosu Atmega Atmel 328 mikroişlemci kartı, kontaktörlerin kumandasında kullanılan 5 Volt ile çalışan mini röleler ve ölçüm cihazları sinyal bağlantıları 12 V ve 5 V alçak gerilim güç kaynağı ünitelerinden oluşmaktadır. Bilgisayar ile bağlantı işlemi USB portu üzerinden yapılmaktadır. Şekil 3.9’da kumanda ve haberleşme panolarının fotoğrafı verilmiştir. Pano üzerindeki mandallı butonlar ile kontrolü elle yapmak, otomatik kontrole geçiş yapmak ya da tamamen devre dışı bırakmak mümkündür. Panolar üzerindeki ikaz ışıklarından hangi elemanın devreye girip devreden çıktığı ve arıza durumları takip edilebilir. Ayrıca dengeye gelme durumu, mevcut deneyin bitip bitmediği ve alarm durumları haberleşme panosu üzerindeki kırmızı ve yeşil ikaz ışıklarından sürekli takip edilebilmektedir.



Şekil 3.9. Kumanda ve haberleşme elektrik panoları

1) Isıtma Rezistansı Otomatik-Manuel Çalışma Seçim Anahtarı, **2)** Isıtma Rezistansı Otomatik-Manuel Çalışma Seçim Anahtarı, **3)** Isıtma Bölümü Sirkülasyon Pompası Otomatik-Manuel Çalışma Seçim Anahtarı, **4)** Soğutma Bölümü Sirkülasyon Pompası Otomatik-Manuel Çalışma Seçim Anahtarı, **5)** Radyatör Fan Grubu Otomatik-Manuel Çalışma Seçim Anahtarı, **6)** Yedek Enerji Çıkışı, **7)** Ana Şalter, **8)** Kumanda Elemanları Besleme Şalteri, **9)** Çalışma-Durma İkaz Işıkları, **10)** Elektronik Sistemler Besleme Şalteri, **11)** Çalışma-Durma ve Arıza İkaz Işıkları

3.1.4. Debimetreler

Deney sisteminde dolaşan sıvı akışkanın miktarını ayarlamak için iki adet ayar vanalı şamandıralı tip debimetre kullanılmıştır. Her iki debimetrede aynı teknik özelliklere sahiptir. Isıtma bölümünde su sıcaklığının debimetrelerin çalışma sıcaklığının üst sınırında olması sebebiyle debi ölçümü ısı değiştiricinin çıkışından sonra yapılmıştır. Soğutma bölümünde ise debi ayarı ısı değiştiriciye akışkan girmeden önce yapılmaktadır. Debimetreler kolayca okunup ayar yapılabilecek şekilde sisteme yerleştirilmiştir. Ayrıca ölçüm sapmasına sebep olmaması için eğimleri su terazisi yardımıyla kontrol edilmiştir. Debimetrelere ait teknik detaylar Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Şamandıralı debimetrelerin teknik özellikleri

Ölçüm Aralığı (lt/dk)	Debimetre Boyu (mm)	Bağlantı Tipi	Çalışma Sıcaklığı (°C)	Çalışma Basıncı (bar)	Şamandıra Tipi	Gövde Malzemesi
1-11 l/dk	216 mm	G 1/2'' Dişli Tip	0-60°C	0-16 bar	Paslanmaz Çelik	Polipropilen

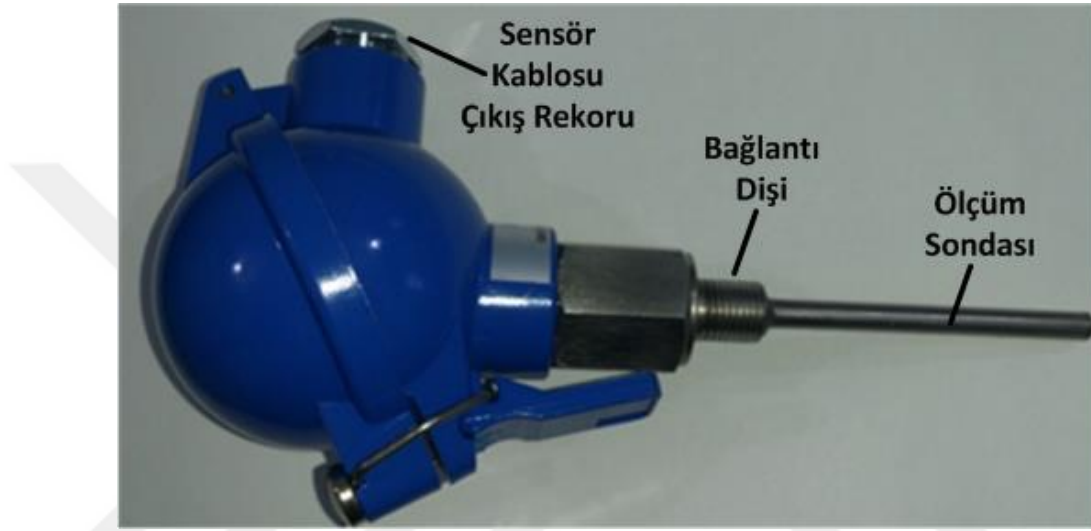
**Şekil 3.10.** Şamandıralı tip debimetreler

3.1.5. Sıcaklık transmitterleri

Deney sisteminde sıcaklık ölçümü için 4 adet PT100 (3 kablolu tip direnç termometre) sıcaklık ölçüm elemanlı sıcaklık transmitteri kullanılmıştır. Vidalı şekilde akışkan giriş hatları ve iki ayrı kollektör çıkış borularına tespit edilmiş olup dört ayrı noktadan sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ölçüm esnasında akışkan sondanın (uç çubuk kısım) üzerinden akıp geçmekte ve akışkanla direkt temas yoluyla ölçümler alınmaktadır. Akışkanın sonda üzerinden akması türbülansa neden olan etki, sıcaklık transmitterinin tepki süresini kısaltmaktadır. PT100 elemanlı sıcaklık transmitterinin teknik özellikleri aşağıda Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3. PT100 sıcaklık transmitteri teknik özellikleri

Sıcaklık Ölçüm Aralığı (°C)	Transmitter Çıkış Sinyali	Bağlantı Vida Tipi	Sonda Dalma Boyu (mm)	Hassasiyet t (°C)	Tekrarlanabilirlik (°C)
0-100°C	1-5 Volt	G 1/4"	100 mm	+/- 1 °C	+/- 0,25°C

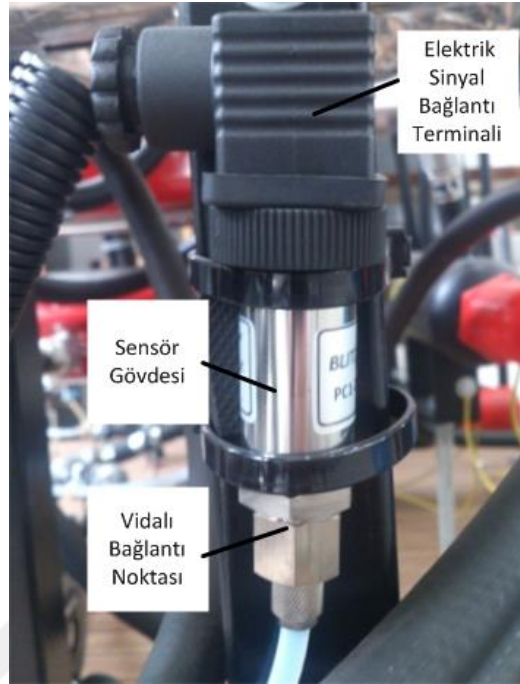
**Şekil 3.11.** PT100 sıcaklık transmitteri(3 kablolu tip direnç termometre)

3.1.6. Basınç transmitterleri

Test bölgesi giriş hattı ile kollektör çıkış hattı arasındaki basınç farkını ölçmek amacıyla hem ısıtma hem de soğutma bölümünde ikişer adet olmak üzere 4 adet basınç transmitteri kullanılmıştır. Basınç transmitterlerine, sıcak akışkanın sebep olabileceği olumsuz etkilere karşı ölçüm yapılacak noktadan itibaren yaklaşık 30 cm boyundaki teflon bir hortum ile sistemden uzağa yerleştirilmiştir. Basınç transmitterlerinin teknik özellikleri aşağıdaki Çizelge 3.4’de verilmiştir.

Çizelge 3.4. Basınç Transmitterleri Teknik Özellikleri

Basınç Ölçüm Aralığı (bar)	Çalışma Gerilimi (V)	Transmitter Çıkış Sinyali	Bağlantı Vida Tipi	Hassasiyet (%)
0-2,5 bar	8-32 Volt DC	0-5 Volt	G 1/4"	+/- %1



Şekil 3.12. Basınç transmitteri

3.2. Isı Değiştiricisi

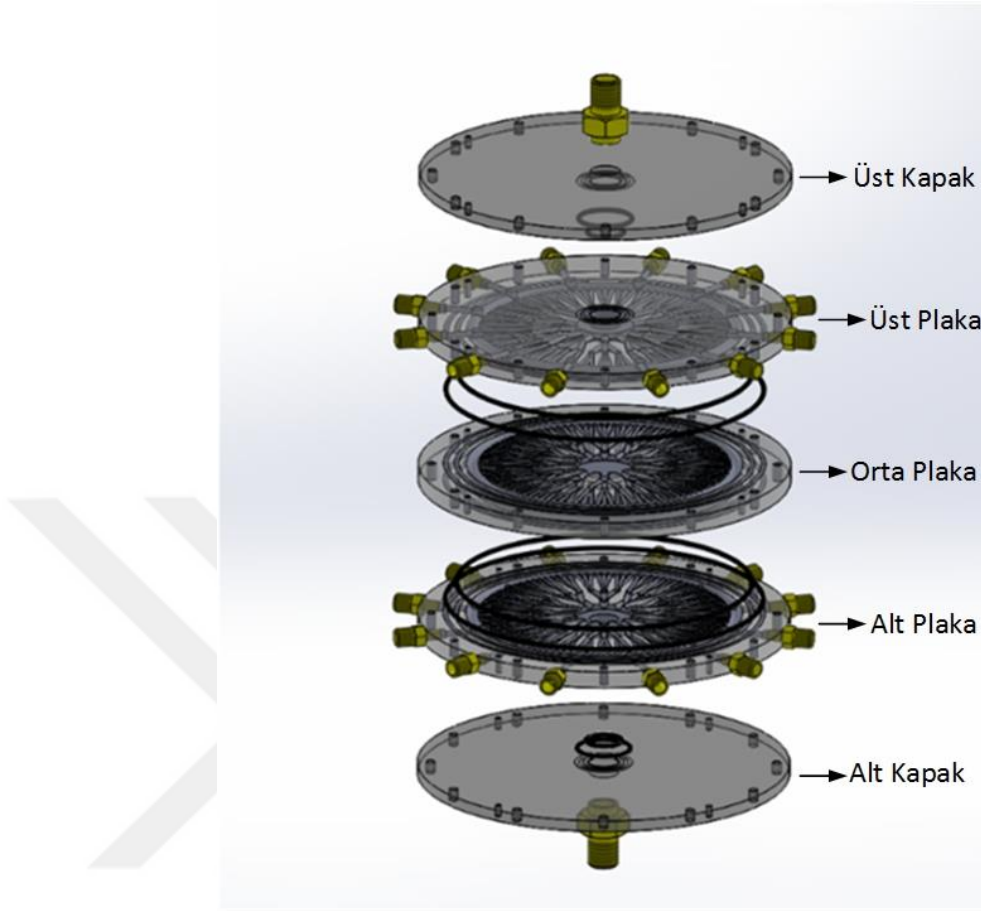
Isı değiştiricileri iki farklı sıcaklıkta iki farklı akışkanın birbirine karışmaksızın iki akışkan arasında ısı transferi gerçekleştiren elemanlardır. Isı değiştiricileri akış türü ve konstrüksiyon özelliklerine göre çok farklı şekillerde tasarlanabilir ve üretilebilirler. Bu tez çalışmasında da amaca yönelik olarak ağaç şekilli dal kanallı (branch - bifurcation - ağaç şekilli) dallara ayrılmış Fraktal benzeri kanal yapısı esas alınarak ağaç-şekilli üç seviyeli paralel ve zıt akış esasına dayalı çalışabilen bir ısı değiştiricisi sistemi tasarlanmış ve imal edilmiştir. Isı değiştiricisi tasarımı Solid Works hazır paket programı kullanılarak yapılmıştır. Tasarımı yapılan ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin imali disk şeklindeki alüminyum plakalar üzerine sayısal nümerik kontrollü (CNC) talaşlı imalat tezgahları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Alt, orta ve üst olmak üzere üç ayrı plakanın (diskler) üzerlerine dal benzeri akışkan geçiş açılan kanalların iç kısım detayı Şekil 3.13’de gösterilmiştir. Tasarlanan alt ve üst plakaların birer yüzeyi, orta plakanın ise her iki yüzeyi üzerine birbirine simetrik biçimde üç seviyeli ve her seviyesi farklı uzunluk ve çaplarda 156 adet silindirik kesitli dallanmış

kanallar açılmıştır. Bu ısı değiştiricisinde akışkan çifti olarak sıvı akışkan (sıcak ve soğuk su) kullanılmıştır. Her iki sıvı akışkanın ısı değiştiricisi alt ve üst plaka üzerinde girişte eksenel yönde 1 adet, çıkışta ise radyal yönde 12 adet silindirik kanal bulunmaktadır. Açık ve kapalı devre esasına dayalı paralel ve zıt akış türüne göre akışkan eksenel veya radyal yöndeki bağlantı noktalarından eşit ısıl kapasite oranlarında sisteme girmekte ve tahliye olmaktadır. Açık devre çalışma şartlarında ısıtma suyu 35-45°C sıcaklık aralıklarında ve 2,0-4,0 lt/dak debi aralığındadır. Kapalı devre çalışma şartlarında ısıtma suyu sıcaklığı 45-65°C sıcaklık aralıklarında ve 2,0-9,0 lt/dak debi aralığındadır. Aşağıda farklı şekilde görüntülerinin verildiği bu ısı değiştiricisi farklı akış debisi ve sıcaklıklarda ısı transfer ve akış deneyleri yapılmıştır.

Test bölgesi ekipmanları eş eksenli olarak üst üste yerleştirilen beş ana parçadan (disk) oluşmaktadır. En üstte ve en altta iki ayrı disk şeklinde kapaklar kullanılmaktadır. şekil 3.14’de görüldüğü gibi kapakların üzerinde montaj için 12 adet cıvata deliği, 4 adet pim deliği, 2 adet oring kanalı ve ısıtma ve soğutma bölümlerine akışkan giriş bağlantı noktası bulunmaktadır



şekil 3.13. Test ekipmanı iç kısım detayı

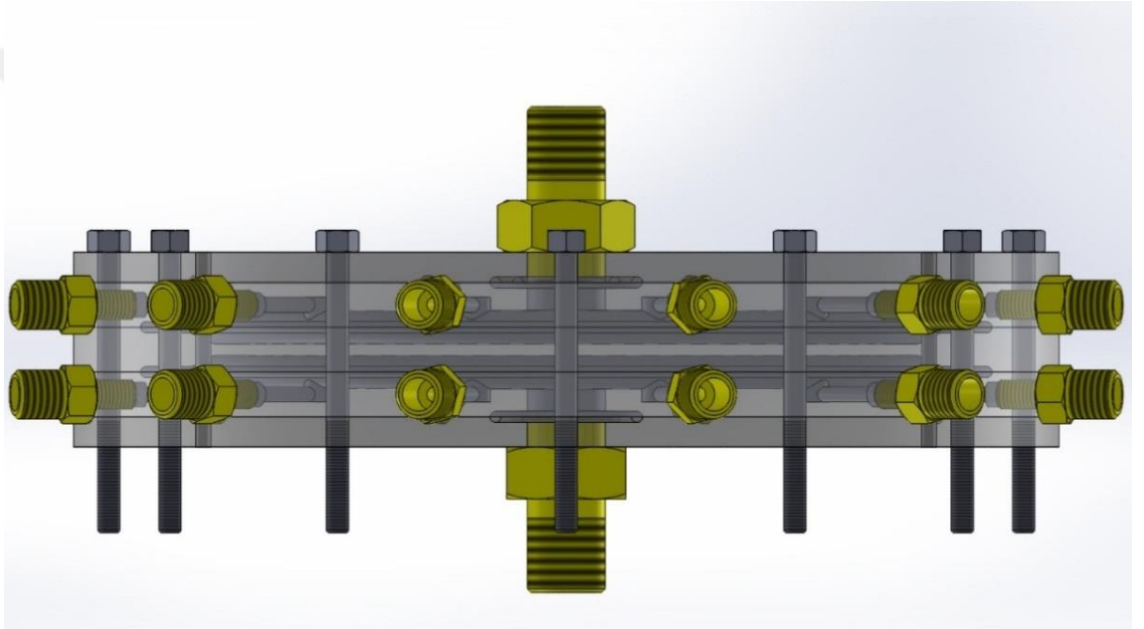


Şekil 3.14. Test bölgesi parçalarının montaj öncesi detaylı tasarım görüntüsü

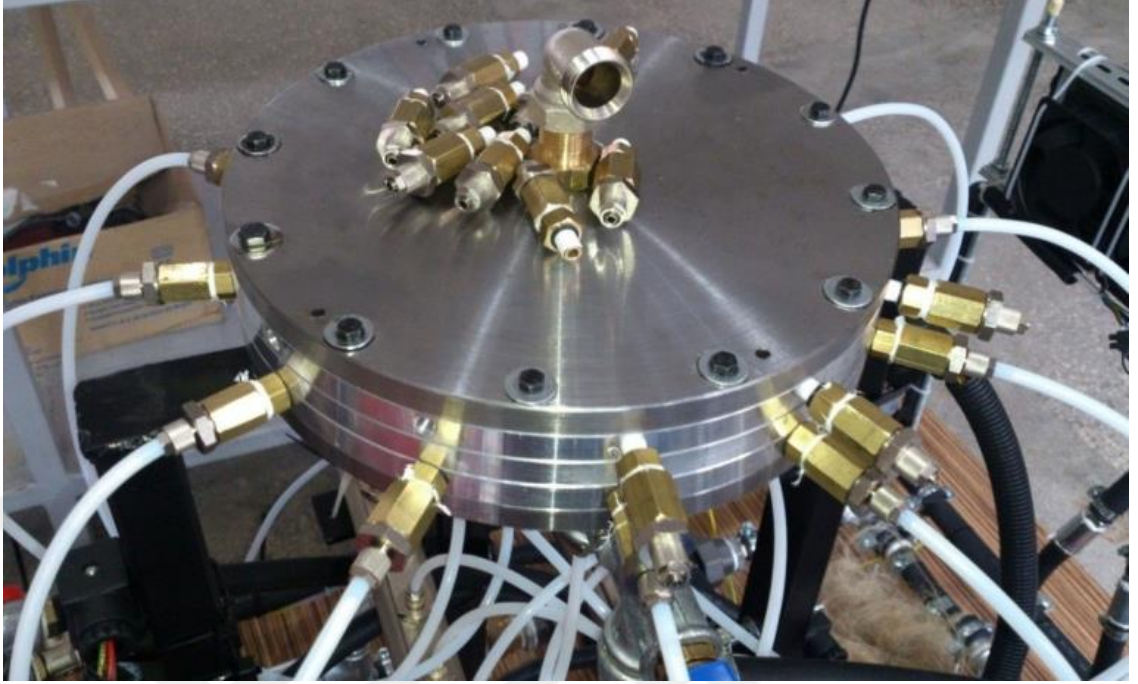
Kapaklardan sonraki simetrik iki parça (plaka), iki parçadan oluşan ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin alt ve üst kısmını oluşturmaktadır. Sadece birer yüzeyleri silindirik kesitli akış kanalları CNC tezgâhı ile işlenmiştir. Benzer şekilde ısı değiştiricisi test bölümünün orta plaka dediğimiz plakanın (disk) üzerine aynı kanalların her iki yüzeye simetrik olarak işlendiği orta plaka yine Şekil 3.18’de görüldüğü gibi tezgahta işlenmiş ve ısı değiştiricisi test bölümü elemanları tek tek imal edilmiştir.

Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin alt ve üst bölümlerinin her iki tarafında sızdırmazlığı sağlamak için oring kanalları mevcuttur. Dış kapaktan belli debi ve sıcaklıklarda test bölgesine ulaşan akışkan, ısı değiştiricisi dış bölümü yani ısıtma ve soğutma bölümü girişine gelir, ardından her iki akışkan giriş kesitinden dağıtım havuzuna ulaşır. Dağıtım havuzundan sonra ikinci yarım kesitte, orta kısımda bulunan

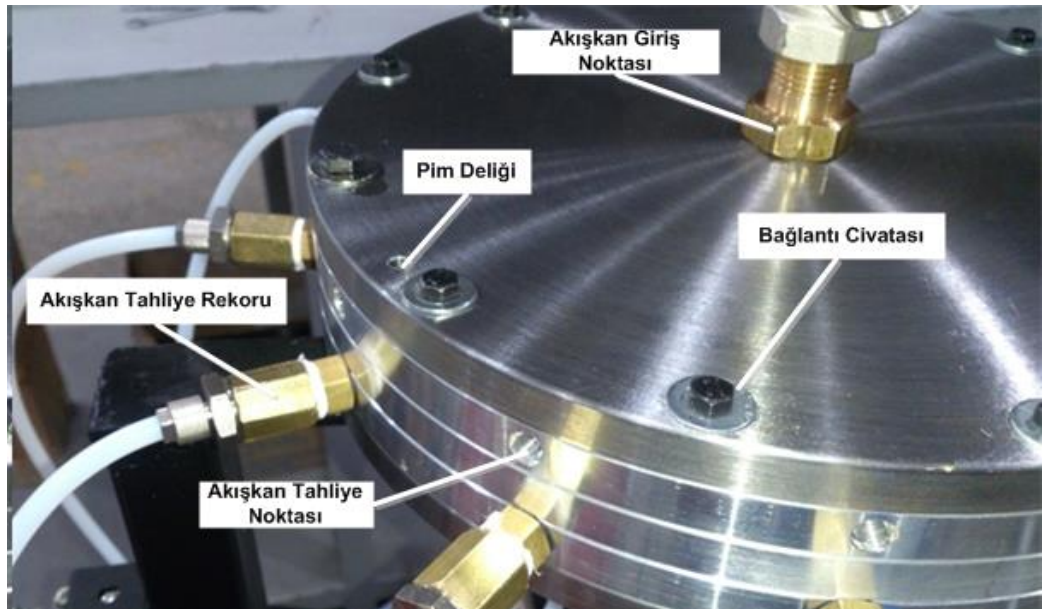
dallanmış yapı 12+36+108=156 adet farklı kesit ve uzunluktaki (farklı seviye) silindirik kesitli kanallardan geçerek toplama havuzuna ulaşır. Toplama havuzuna bağlı olan 12 adet tahliye çıkışı mevcuttur. Tahliye çıkış noktalarına ulaşan akışkan, buradaki dişli bağlantılı rekorlar yardımıyla ısı değiştiricisinden ayrılır ve yüksek sıcaklığa ve basınca dayanıklı 4 mm iç çapındaki teflon hortumlar vasıtasıyla sıcak ve soğuk akışkan ait kollektörlerde toplanır. Şekil 3.15, Şekil 3.16 ve Şekil 3.17’de test bölgesinin detaylı fotoğrafları ve katı modeli gösterilmiştir.



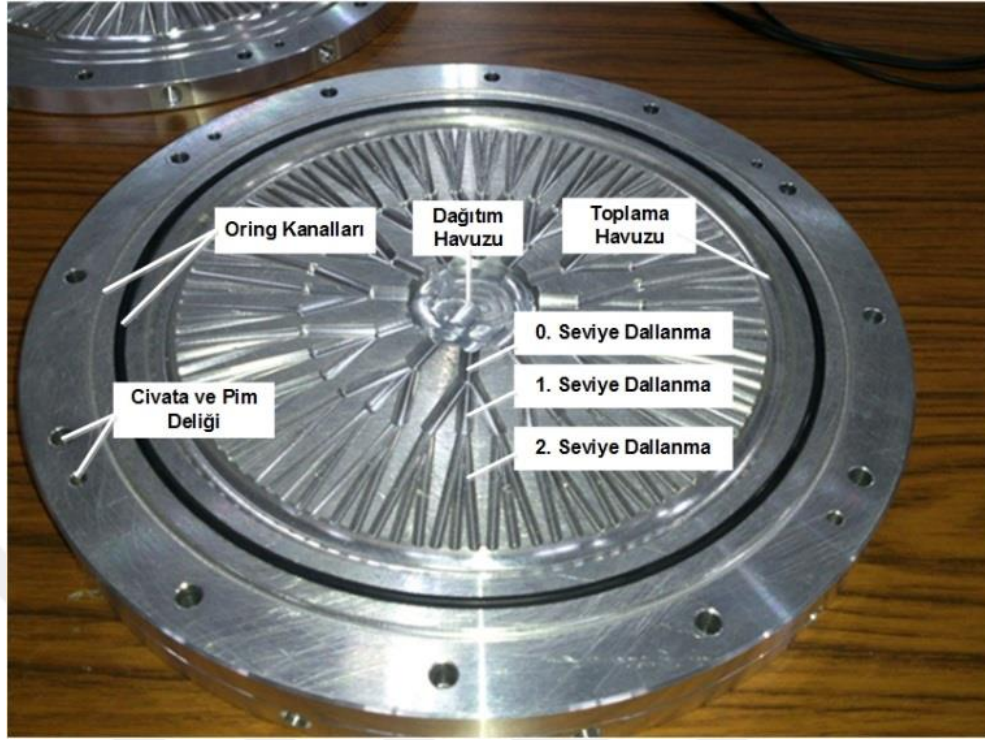
Şekil 3.15. Test bölgesi parçalarının montaj sonrası detaylı tasarım önden görünüşü



Şekil 3.16. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değıştiricisi plakalarının montaj resmi (Aşaması)



Şekil 3.17. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değıştiricisi plakalarının çeşitli bağlantı detayları

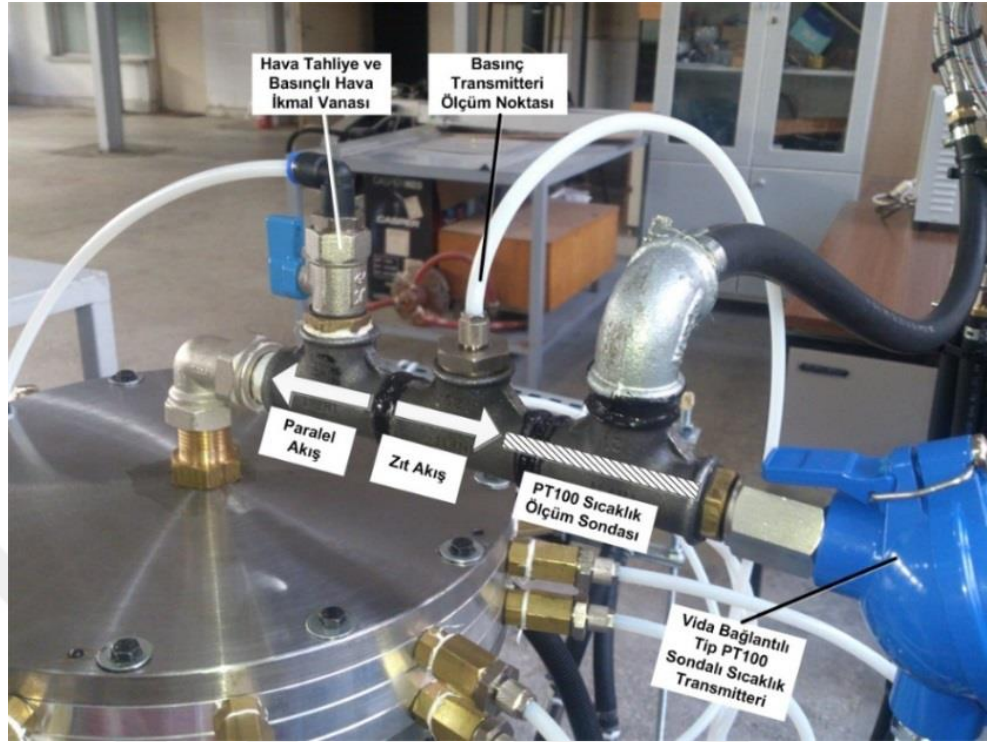


Şekil 3.18. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştirici orta plaka detayları

Şekil 3.18’de gösterilen parça (Disk-plaka) ise ısı değiştiricisi test bölgesinin orta plakasıdır. Bu plakanın her iki yüzeyine kanallar simetrik olarak işlenmiştir. Bu ısı değiştirici plakasının, bir tarafında sıcak akışkan dolaşırken diğer tarafında ise soğuk akışkan dolaşmaktadır. Orta plaka yardımı ile altta ve üst plakalar arasından geçen sıcak ve soğuk akışkanlar arasında birbirine olan ısı transferi gerçekleşmektedir. Şekil 3.4’de test sistemi ekipmanlarının birleştirilmiş montaj şekli görülmektedir. Test bölgesinde kullanılan parçalar arasındaki sızdırmazlık oringler vasıtasıyla sağlanmakta, parçaları bir arada tutan 12 adet (M6) civata tork kontrollü anahtar yardımıyla eşit miktarda sıkılmaktadır. Isı değiştiricisi tasarımı yapılırken ısı değiştiricisine ait geometrik özellikler, ısı transfer miktarı (ısı) ve basınç düşümü (hidrodinamik) açısından önemlidir.

3.3. Deneysel Sisteminin Çalıştırılması ve Deneysel Verilerin Toplanması

Deneyler esnasında deney sisteminin çalıştırılması ve deneysel verilerin toplanması için MATLAB R2013b paket programından yararlanılmıştır. Program ile deney sistemi arasındaki haberleşme (bağlantı) Atmel-Atmega 328 mikro işlemci ünitesi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. MATLAB üzerinde yapılan programlama işlemi ile hem deney sistemi çalıştırılmış hem de program deneysel verilerin toplanılması sağlanmıştır. Deney sisteminden 4 adet basınç, 4 adet sıcaklık olmak üzere 8 adet analog veri alınmaktadır. Sıcaklık verileri için 0-100°C aralığı için 1-5 V analog sinyal üreten sıcaklık transmitterleri, basınç için 0-2,5 bar aralığı için 0-5 Volt analog sinyal üreten basınç transmitterleri kullanılmıştır. Sıcaklık ve basınç transmitteri bağlantı detayı Şekil 3.19'da gösterildiği gibidir. Deneyde kullanılan tüm sıcaklıklar, PT100 sıcaklık transmitteri (direnç termometre) ölçüm elemanları ile ölçümler yapılmaktadır. PT100 sıcaklık transmitterleri 0,1°C doğrulukta ve 0,25°C tekrarlanabilirlik hassasiyetinde ölçüm yapabilen bir sıcaklık ölçüm elemanı olarak sistemde kullanılmıştır. Tüm sıcaklık transmitterleri, sinyal dönüştürücülere (RTD-1-5Volt), eşit uzunluktaki PT100 sıcaklık transmitteri kablosu ile bağlantı sağlanmıştır. Deneyde kullanılan PT100 sıcaklık transmitter elemanları 3 kablolu tiptir. Sıcaklık ölçüm elemanı (akışkana teması bir sonda üzerinden sağladığı için, direkt temaslı ölçüm elemanlarına göre tepki süresi (kararlı hale gelme) daha uzundur. Bu etkileşim süresini minimuma indirmek için ölçüm elemanının (transmitter) sondası, Şekil 3.19'da görüldüğü gibi akışkanın maksimum hıza ulaştığı fittings elemanının eksenine eş ekseninde olacak şekilde konumlandırılması sağlanmıştır. Ölçüm sondasına hücum eden (üzerinden geçen) akışkan, türbülanslı bir akış oluşturarak tepki süresini azaltmaktadır. Deneyler zamana bağlı olarak yapılmadığı için (kararlı hal) transmitterin tepki (ölçüm) süresinin olumsuz bir etkisi olmamaktadır.



Şekil 3.19. Sıcaklık ve basınç transmitteri bağlantı detayları

3.4. Kalibrasyon İşlemleri

Isı ve akış deneyleri yapılmadan önce, sıcaklık transmitterlerine kalibrasyon işlemi yapılarak sisteme monte edilmiştir. Kalibrasyon işlemi için sıcak su banyosundan yararlanılmıştır. Kalibrasyon işlemi, 1,5°C sıcaklıktan başlanarak 75°C sıcaklığa kadar 1-3°C'lik adımlarla yapılmıştır.

Kalibrasyon işlemi sonunda, 4 ayrı sıcaklık transmitteri için 1. dereceden denklemler aşağıda verilen eşitlikle oluşturulmuştur.

$$T_{h,i} = (T_1 - (T_1 * 0,02360) - 0,47)$$

$$T_{h,o} = (T_2 - (T_2 * 0,01826) - 0,07)$$

$$T_{c,i} = (T_3 - (T_3 * 0,02373) - 1,02)$$

$$T_{c,o} = (T_4 - (T_4 * 0,02586) - 0,78)$$

Yukarıda verilen eşitlikte T_1 ısı değiştirici ısıtma bölümü giriş sıcaklığının kalibrasyon öncesi değeri, T_2 ısı değiştirici ısıtma bölümü çıkış sıcaklığının kalibrasyon öncesi değeri, T_3 ısı değiştirici soğutma bölümü giriş sıcaklığının kalibrasyon öncesi değeri, T_4 ısı değiştirici soğutma bölümü çıkış sıcaklığının kalibrasyon öncesi değeridir.



Şekil 3.20. PT100 sıcaklık ölçüm elemanlarının deney sistemi üzerindeki yerleşimi

Transmitterin 1-5 Volt analog sinyal çıkışına Matlab hazır paket programı üzerinden yazılımsal olarak uygulanarak kalibrasyon işlemi tamamlanmıştır. Şekil 3.21’de kalibrasyon işlemi görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi transmitterlerin sonda (uç çubuk) kısmı su banyosuna daldırılmış ve diğer taraftan PT100 ölçüm elemanının çıkış

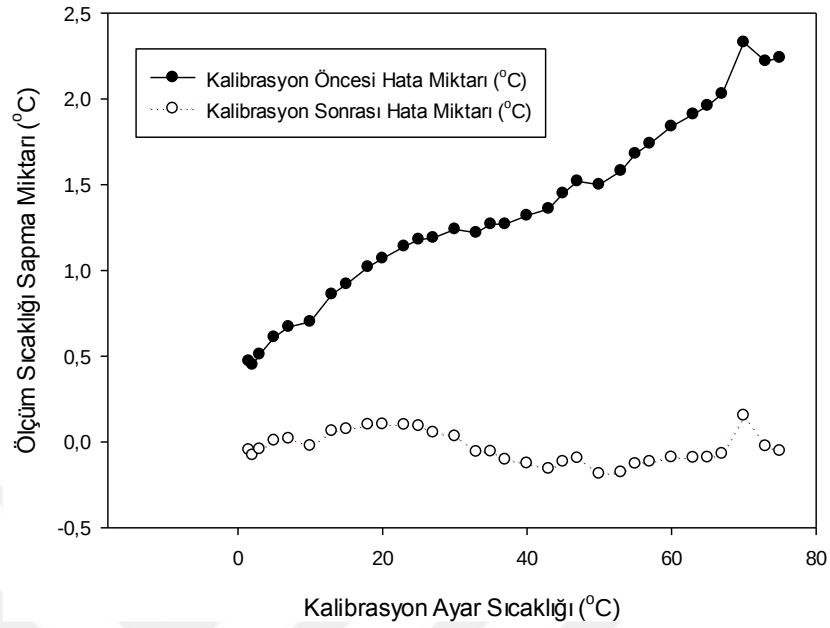
kablosu ana pano içerisindeki sinyal dönüştürücüye bağlanmıştır. Sinyal dönüştürücüden 1-5 Volt arasında lineer olarak sıcaklığa göre değişen gerilim mikroişlemciye (diğer pano) ulaşmış mikro işlemcinin çıkışında seri port aracılığıyla bilgisayara veri olarak ulaştırılmıştır. Bu veriler üzerinde yapılan düzeltme ile kalibrasyon işlemi gerçekleştirilir ve bilgisayar üzerine sıcaklık değeri °C olarak kaydedilir. Çizelge 3.5’de kalibrasyon işlemi öncesinde ve sonrasında okunan değerler gösterilmiştir. Şekil 3.22, Şekil 3.23, Şekil 3.24 ve Şekil 3.25’de kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasında PT100 ölçüm elemanlı sıcaklık transmitterlerinin ölçüm sırasındaki sapma miktarları gösterilmiştir. Kalibrasyon işlemi öncesinde deney sisteminin çalışma aralığında 2,5°C mertebesine ulaşan sıcaklık değerlerindeki ölçüm hatası, 0,2°C mertebesine düşürülmüştür. Bu işlem deney sistemi çalışma sıcaklık aralığı içerisinde gerçekleştirildiği için, kalibrasyon işlemi sırasında 75 °C üzerindeki sıcaklıklara çıkılmamıştır.



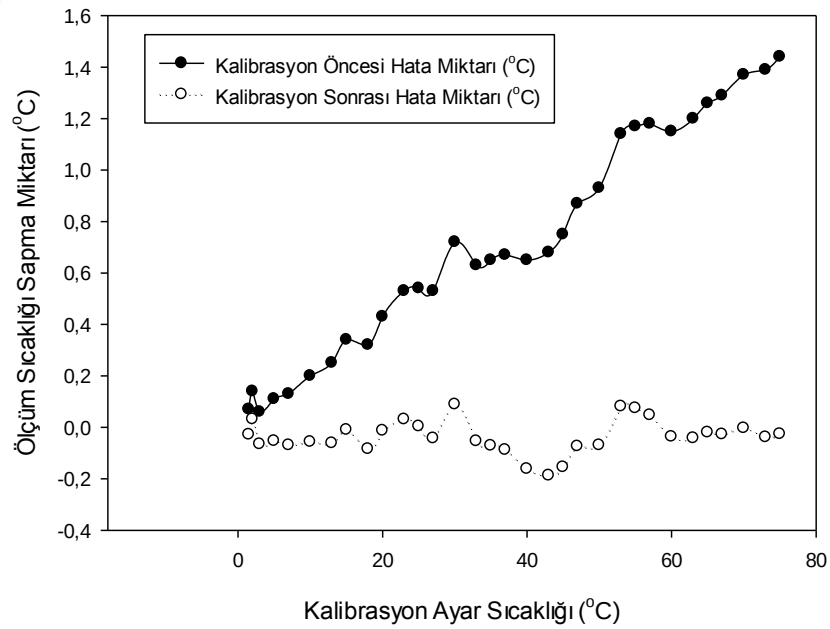
Şekil 3.21. PT100 Sıcaklık Transmitterleri için Kalibrasyon İşlemi

Çizelge 3.5. Kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasında sıcaklık değerleri

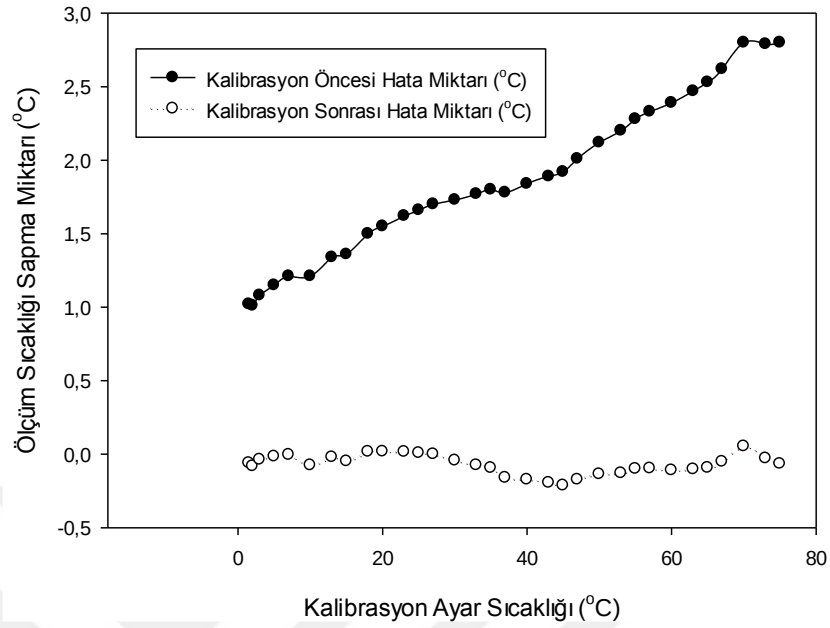
Gerçek Sıcaklık(°C)	Ölçülen Sıcaklık Değerleri(°C)				Kalibre Edilen Sıcaklık Değerleri(°C)			
	T1	T2	T3	T4	T1	T2	T3	T4
1,5	1,97	1,57	2,52	2,28	1,45	1,47	1,44	1,44
2	2,45	2,14	3,01	2,71	1,92	2,03	1,92	1,86
3	3,51	3,06	4,08	3,95	2,96	2,93	2,96	3,07
5	5,61	5,11	6,15	6,06	5,01	4,95	4,98	5,12
7	7,67	7,13	8,21	8,11	7,02	6,93	7,00	7,12
10	10,70	10,20	11,21	11,22	9,98	9,94	9,92	10,15
13	13,86	13,25	14,34	14,32	13,06	12,94	12,98	13,17
15	15,92	15,34	16,36	16,41	15,07	14,99	14,95	15,21
18	19,02	18,32	19,50	19,44	18,10	17,92	18,02	18,16
20	21,07	20,43	21,55	21,54	20,10	19,99	20,02	20,20
23	24,14	23,53	24,62	24,62	23,10	23,03	23,02	23,20
25	26,18	25,54	26,66	26,66	25,09	25,00	25,01	25,19
27	28,19	27,53	28,70	28,66	27,05	26,96	27,00	27,14
30	31,24	30,72	31,73	31,83	30,03	30,09	29,96	30,23
33	34,22	33,63	34,77	34,73	32,94	32,95	32,92	33,05
35	36,27	35,65	36,80	36,72	34,94	34,93	34,91	34,99
37	38,27	37,67	38,78	38,76	36,90	36,91	36,84	36,98
40	41,32	40,65	41,84	41,79	39,87	39,84	39,83	39,93
43	44,36	43,68	44,89	44,83	42,84	42,81	42,80	42,89
45	46,45	45,75	46,92	46,89	44,88	44,84	44,79	44,90
47	48,52	47,87	49,01	48,99	46,90	46,93	46,83	46,94
50	51,50	50,93	52,12	51,99	49,81	49,93	49,86	49,87
53	54,58	54,14	55,20	55,17	52,82	53,08	52,87	52,96
55	56,68	56,17	57,28	57,21	54,87	55,07	54,90	54,95
57	58,74	58,18	59,33	59,28	56,88	57,05	56,90	56,97
60	61,84	61,15	62,39	62,35	59,91	59,96	59,89	59,96
63	64,91	64,20	65,47	65,44	62,91	62,96	62,90	62,97
65	66,96	66,26	67,53	67,43	64,91	64,98	64,91	64,91
67	69,03	68,29	69,62	69,50	66,93	66,97	66,95	66,92
70	72,33	71,37	72,80	72,58	70,15	70,00	70,05	69,92
73	75,22	74,39	75,79	75,66	72,97	72,96	72,97	72,92
75	77,24	76,44	77,80	77,72	74,95	74,97	74,93	74,93



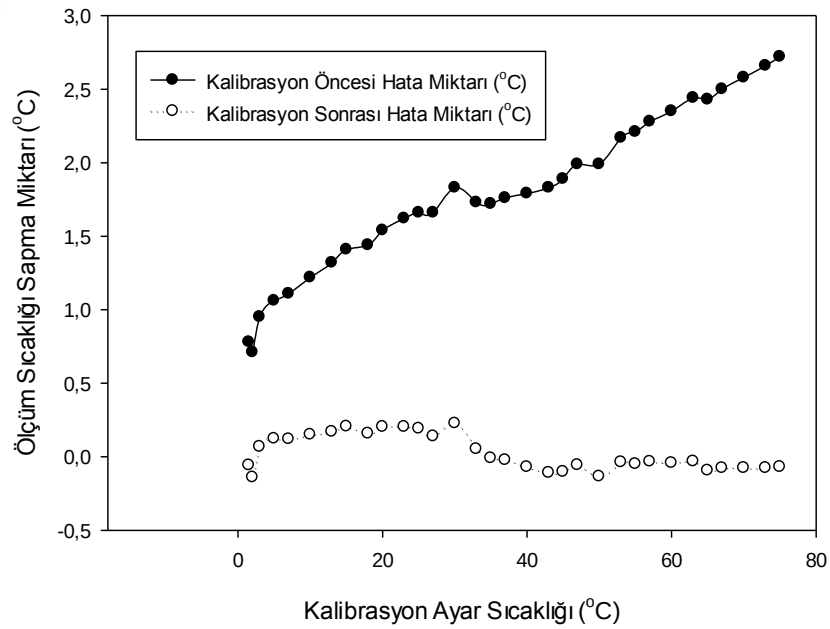
Şekil 3.22. 1 Nolu sıcaklık transmitteri kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasındaki sıcaklık ölçümü sapma değerleri (°C)



Şekil 3.23. 2 Nolu sıcaklık transmitteri kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasındaki sıcaklık ölçümü sapma değerleri (°C)



Şekil 3.24. 3 Nolu sıcaklık transmitteri kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasındaki sıcaklık ölçümü sapma değerleri (°C)



Şekil 3.25. 4 Nolu sıcaklık transmitteri kalibrasyon işlemi öncesi ve sonrasındaki sıcaklık ölçümü sapma değerleri (°C)

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

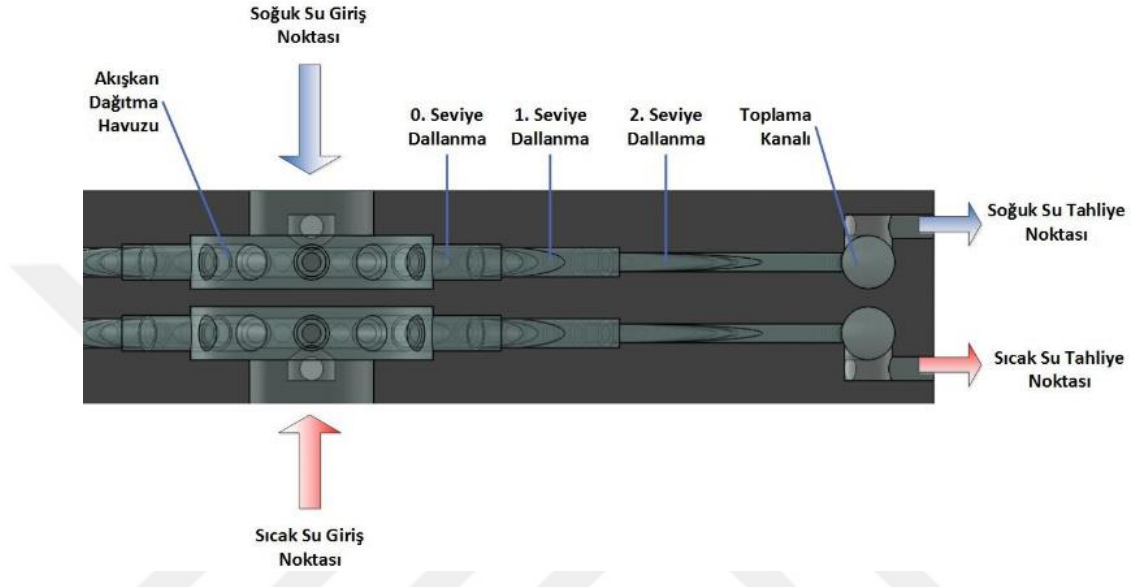
4.1. Isı Transfer Analizi

Bu tez çalışmasında tasarlanan ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin üst-orta ve alt-orta plakalardaki ısı kapasite debileri eşit tutularak alt ve üst plakadaki birbirine yakın akışkan giriş sıcaklık şartlarında çalışma durumu (kapalı devre) ve birbirine uzak akışkan giriş sıcaklık şartlarında çalışma durumu (açık devre) incelenmiştir. Paralel akış yapılandırmalarının performansı ile zıt akış yapılandırmalarının performansı karşılaştırılmıştır. Isı transfer analizinde $T_{h,i}$ alt plaka giriş suyu sıcaklığı, $T_{h,o}$ alt plaka çıkış suyu sıcaklığı, $T_{c,i}$ üst plaka giriş suyu sıcaklığı, $T_{c,o}$ üst plaka çıkış suyu sıcaklığı ölçülmüş tüm ısı hesaplamalar bu dört sıcaklık değeri esas alınarak yapılmıştır. Isı transfer analizi için giriş suyu sıcaklığı, kütleli debi ve akış şartları (paralel ve zıt) değiştirilerek 150 deney yapılmıştır. Kapalı devre çalışma şartlarında ısıtıcı plakalardan kazanılan ısıyı sistemden uzaklaştırmak için 2 adet çapraz akışlı radyatör kullanılmıştır, bu radyatörler yeterli güçte elektrik motoru tahrikli sabit devirde çalışan fanlar ile desteklenmiştir.

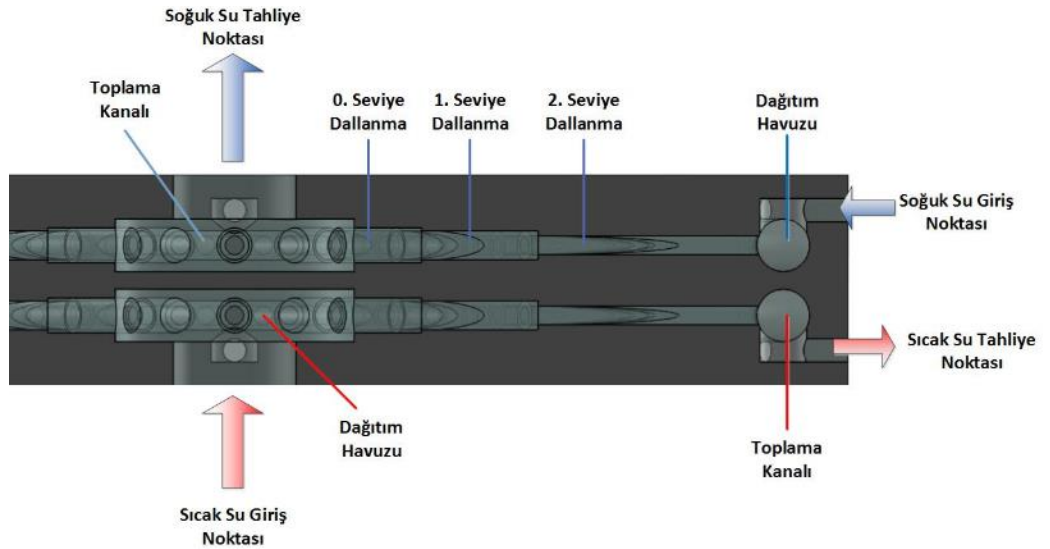
Deney sistemi soğutma plakalarından alınan ısı kapalı devre çalışma şartlarında sabit sıcaklık kontrollü bir sistem ile akışkan sıcaklığı sabit tutulmaya çalışılmıştır. Bu nedenle yüksek sıcaklıklarda yapılan deneylerde soğutma bölümünde ortalama sıcaklık yükselmiştir. Açık devre çalışma şartlarında ise ısıtma bölümü giriş suyu sıcaklığı $T_{h,i}$ ve soğutma bölümü giriş suyu sıcaklığı $T_{c,i}$ sabittir. Yapılan testlerde açık devre çalışma şartlarında deney esnasında $T_{c,i}$ soğutma bölümü giriş suyu sıcaklığının 0,5 °C değerinden daha büyük değişme göstermediği görülmüştür bu nedenle şebekeden alınan su soğutma bölümüne direkt verilmiştir.

Soğutma bölümünün açık devre çalışma şartlarına göre düzenlendiği durumda basınç dengesini sağlamak için genişleme tankları sistemden çıkarılmamış, ayrıca tahliye valfleri belli bir açıklık pozisyonunda tutularak sistemin basıncı ~1 bar mertebesinde

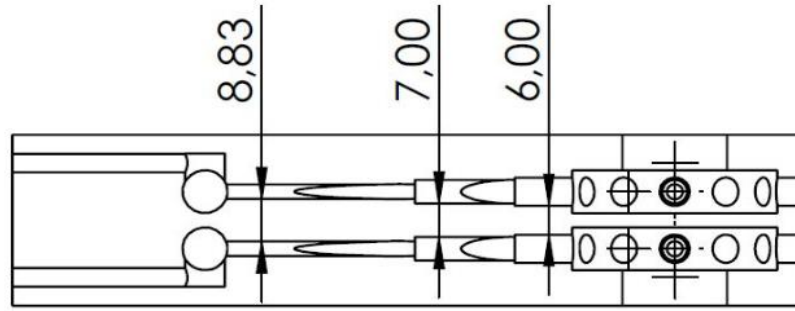
kalması sağlanmıştır. Soğutma suyunun kesildiği durumlarda sistemin hava yapmasının önüne geçilmesi için tahliye hortumu deney sistemine göre belirli bir yükseklikte konumlandırılarak test bölgesinin basıncı 0,3 bar mertebesinde kalması sağlanmıştır.



Şekil 4.1. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi paralel akışlı çalışma durumu kesit görünümü



Şekil 4.2. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi zıt akışlı çalışma durumu kesit görünümü



Şekil 4.3. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi kısmi kesit görünüşü

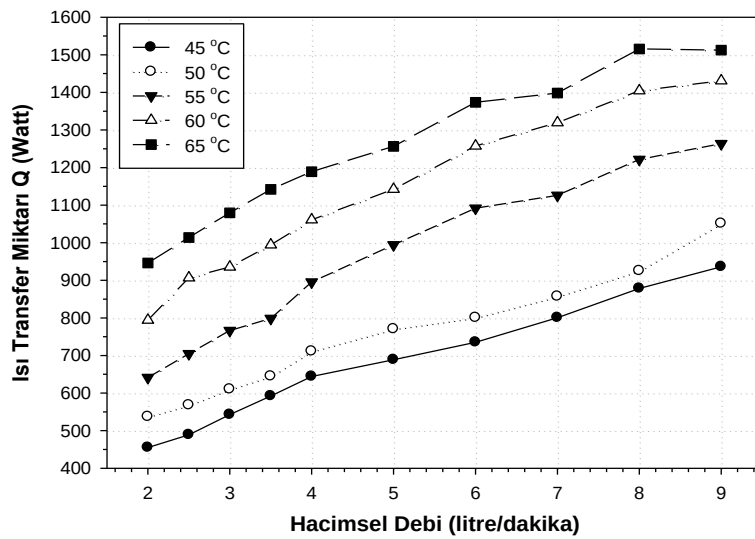
Şekil 4.1’de ısı değiştiricinin paralel akış durumunda temsili kesit görüntüsü, Şekil 4.2’de ısı değiştiricinin zıt akış durumunda temsili kesit görüntüsü verilmiştir. Paralel akış durumunda ısıtıcı ve soğutucu akış devresinde her iki akışkan ana girişten itibaren birbirine paralel olarak kanal kesitinin her seviyede giderek azalan oranda ve kanal sayısı giderek artan yönde sistemi terk etmektedir. Zıt akışta Şekil 4.2’de görüldüğü gibi soğuk akışkan ana girişten itibaren birbirine paralel olarak kanal kesitinin her seviyede giderek azalan oranda ve kanal sayısı giderek artan yönde sistemi terk ederken, sıcak akışkan ise tam tersi kanal kesitinin her seviyede giderek artan oranda ve kanal sayısı giderek azalan yönde sistemi terk etmektedir.

Kapalı devre paralel akış çalışma şartlarına göre yapılan deneylerde elde edilen bulgular Şekil 4.4’de grafik olarak verilmiştir. Bu grafikte kapalı devre paralel akış durumunda farklı sıcaklıklara göre ısı transfer miktarının (Q), hacimsel debi ($\dot{V}$) ile değişimi gösterilmiştir. Farklı ısıtıcı akışkan giriş suyu sıcaklığı (45°C - 65°C) aralıkları için sistemdeki akışkanın hacimsel debisi arttıkça transfer edilen ısı miktarıda artmaktadır. Hacimsel debinin artmasına bağlı olarak ısı transfer miktarındaki artış, lineer kabul edilebilecek bir eğri şeklindedir. Yine her sıcaklık artışı için ısı transfer miktarıda aynı oranda arttığı gözlenmektedir. 4 litre/dakika hacimsel debinin altındaki değerlerde ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin 0, 1 ve 2’nci dallanma seviyelerinde laminar akış şartları geçerlidir. 4 litre/dakika seviyesinin üzerindeki hacimsel debi değerlerinde 0’nci seviyede türbülanslı akış şartları geçerli olduğu hesaplardan gözlenmiştir. Giriş suyu

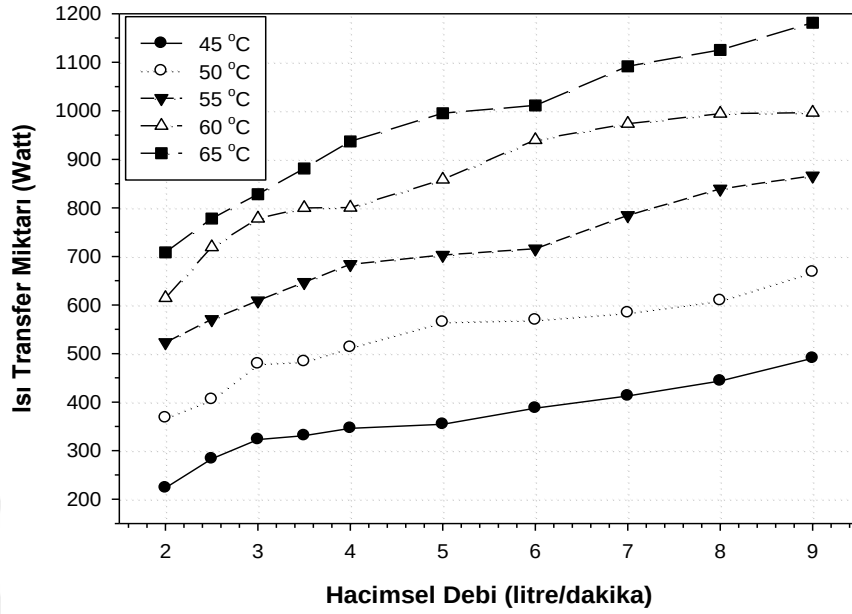
sıcaklığı ($T_{h,i}$) 60°C değerinin üzerine çıktığında 9,0 litre/dakika hacimsel debide 0 ve 1'nci seviyedeki dallanmalarda türbülanslı akış şartları oluşmaktadır.

Bu nedenle ara plaka kesitinin en az olduğu 0. Dallanma seviyesinde zıt akış durumunda daha düşük sıcaklık farkı olmakta bu da paralel akış durumuna göre daha düşük ısı transferi oluşmasına sebep olan sebeplerden biridir. Paralel akış durumunda dağıtım havuzunda oluşan jet akışı artan debiyle güçlenmekte bu da zıt akış durumuna göre daha yüksek ısı transferi oluşmasına sebep olmaktadır.

Şekil 4.4'de verilen kapalı devre paralel akış durumu ile Şekil 4.5'de verilen kapalı devre zıt akış durumu arasında ısı transfer miktarı ile hacimsel debi arasındaki değişim karşılaştırıldığında, paralel akışta aynı hacimsel debi için ısı transfer miktarı daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun sebebi, artan dallanma seviyesi yönünde akışlarda çarpmanın, ayrılma noktalarının daha çok olması basınç kayıplarını arttırmakla birlikte ısı transfer miktarını da arttırmaktadır. Tez çalışması kapsamında yapılan bilgisayar destekli çalışmada ANSYS-Fluent paket programı ile yapılan çözümlerinin sonucunda elde edilen her iki bölüm için çıkış sıcaklık değerleri deneysel çalışmalarda sistemden çıkan akışkanın çıkış suyu sıcaklığına yaklaşık eşit olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.4. Kapalı devre ve paralel akış durumunda ısı transfer miktarının hacimsel debi ile değişimi



Şekil 4.5. Kapalı devre zıt akış durumunda ısı transfer miktarının hacimsel debi ile değişimi

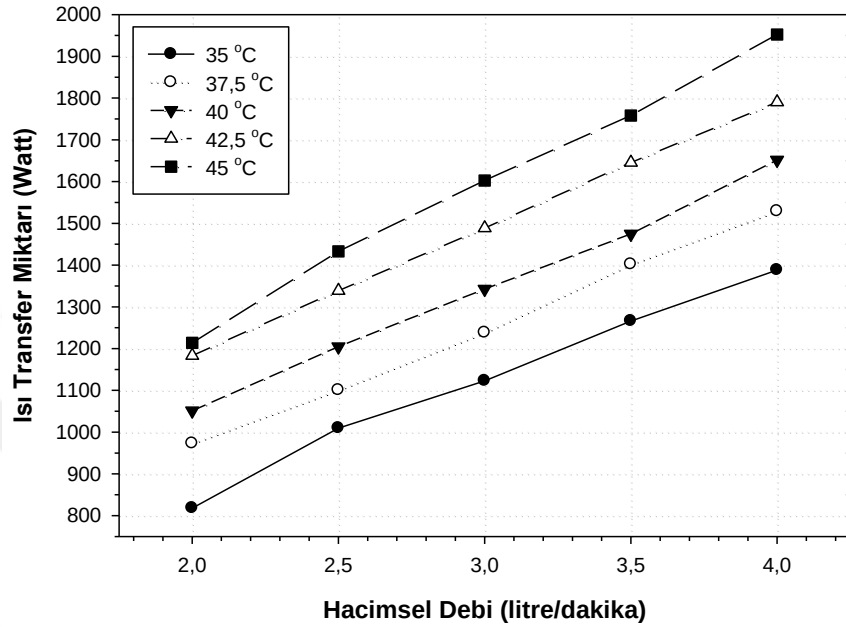
Şekil 4.5’de kapalı devre zıt akış şartlarına göre oluşan hacimsel debi ile ısı transfer miktarı arasındaki değişim grafik olarak verilmiştir. Deneyler sırasında basınç kayıpları kontrol edildiğinde akış artan dallanma seviyesine yönünde Şekil 4.1’de ki gibi yönlendirildiğinde daha büyük basınç kayıpları olduğu gözlemlenmiştir.

Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’deki grafiklerde açık devre paralel ve zıt akış durumuna ait ısı transfer miktarı ile akışkan hacimsel debisi arasındaki değişimler ayrı ayrı gösterilmiştir.

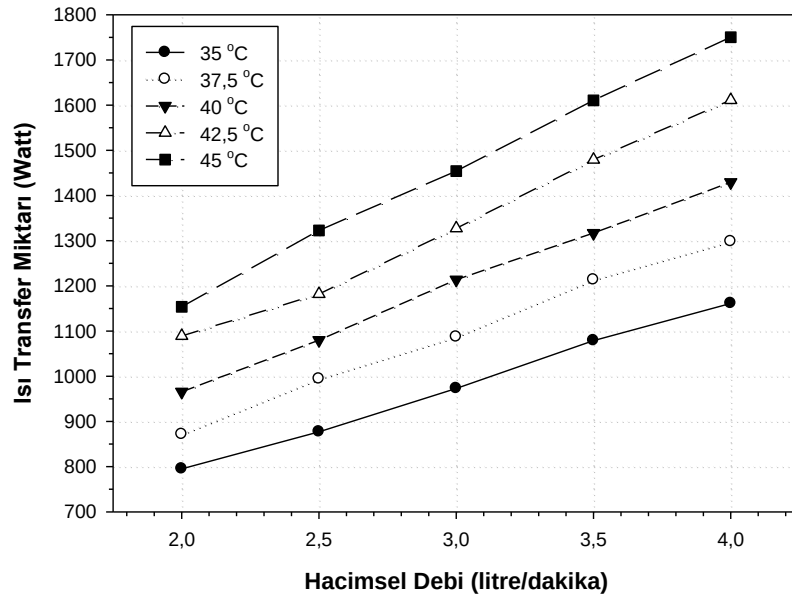
Şekil 4.6’da ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi soğutma bölümünün açık devre (şebeke suyu beslemeli) olarak çalıştırıldığı durumda ısı transfer miktarının suyun hacimsel debisi ile değişimi gösterilmiştir.

Şekil 4.7’de soğutma bölümü açık devre zıt akış durumunda ısı transfer miktarının hacimsel debi ile arasındaki değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’deki grafiklerde açık devre paralel ve zıt akış durumuna ait ısı transfer miktarı ile akışkan

hacimsel debisi arasındaki değişimler ayrı ayrı incelendiğinde açık devre paralel akışın zıt akış durumuna göre daha etkin olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 4.6. Açık devre paralel akış durumunda ısı transfer miktarının hacimsel debi ile değişimi

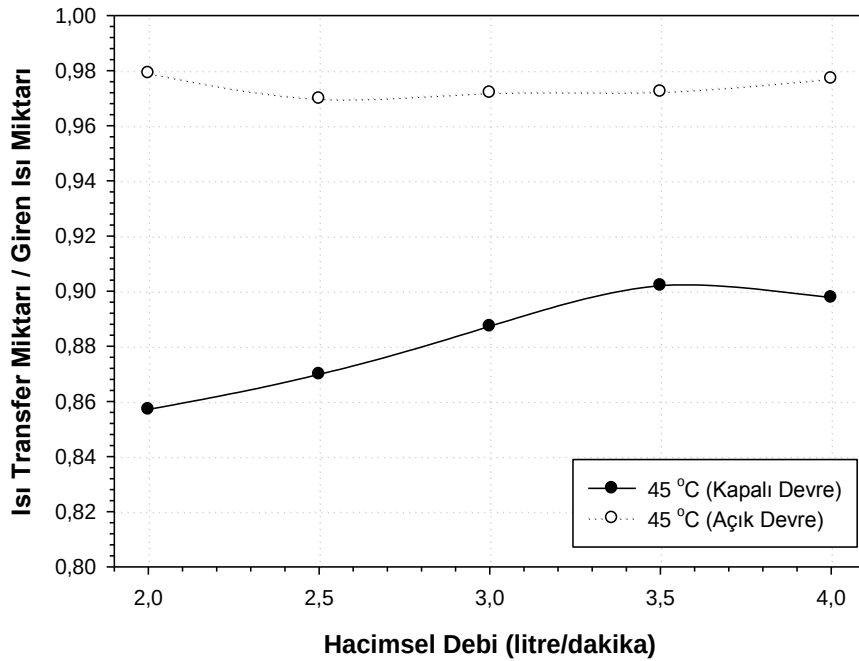


Şekil 4.7. Açık devre zıt akış durumunda ısı transfer miktarının hacimsel debi ile değişimi

Açık devre sistemde paralel ve zıt akış arasında aynı debiler için transfer edilen ısı miktarı çok büyük fark olmadığı ayrıca ifade edilebilir. Kapalı devre sistemde paralel ve zıt akış arasında ise bu fark biraz daha fazladır. Şekil 4.4 - Şekil 4.7 arasındaki grafikler ilgili olarak genel ifade; açık devre çalışma durumu zıt akış şartlarında oluşan ısı transfer miktarı, kapalı devre çalışma şartlarında olduğu gibi paralel akışlı durumdan daha azdır.

Şekil 4.8'deki grafikte kapalı ve açık devre yapılan deneyler için aynı sıcaklık ve debi değerlerinde (45°C 2,0-4,0 lt/dak) ısı transfer miktarının giren ısı miktarına oranı gösterilmiştir.

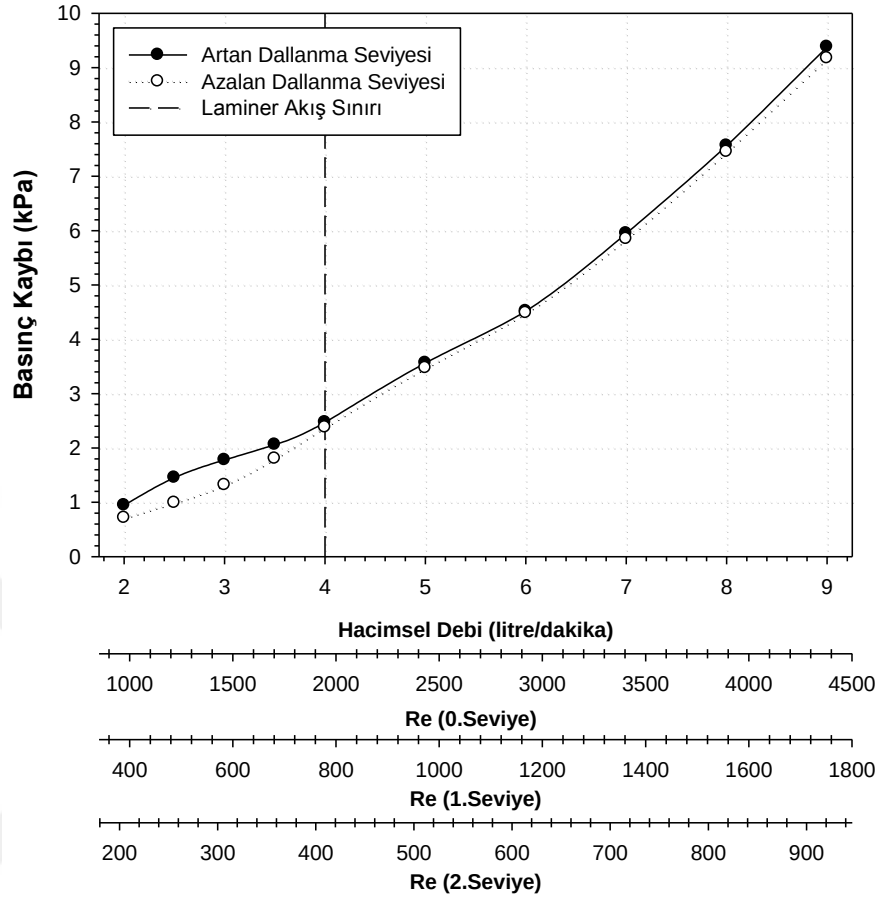
$$Q_{\% \text{ ısııl fark}} = \left(1 - \left(\frac{Q_c}{Q_g} \right) \right) \times 100 \quad (4.1)$$



Şekil 4.8. Kapalı ve açık devre çalışma durumlarında ısı transfer miktarı / giren ısı miktarı oranının hacimsel debiye göre değişimi

4.2. Basınç Kayıpları

Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin artan ve azalan dallanma seviyeleri yönünde basınç kayıplarının bulunması için 2,0-9,0 lt/dak arası debi değerlerinde basınç kaybı ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm için ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin akışkan girişi ve kollektör çıkışı noktalarına yerleştirilen basınç transmitterlerinden yararlanılmıştır. Şekil 4.9’da görüleceği gibi artan hacimsel debi ile silindirik kesitli dallanmalardan oluşan ısı değiştirici içerisindeki Reynolds sayısı artmış, bu da basınç kayıplarının artmasına sebep olmuştur. 4,0 lt/dak altındaki debilerde tüm dallanma seviyelerinde akış laminardır. Laminer akış bölgesinde Reynolds sayıları 200-1950 aralığındadır. Hacimsel debinin 4,0 lt/dak değerinden sonra 0.dallanma seviyesi için laminer akıştan transient bölgeye geçiş durumu oluşmaktadır. Grafikten de görüldüğü üzere laminer akış durumunda artan dallanma seviyesi yönündeki basınç kayıpları azalan dallanma yönündekinden daha büyüktür. 4,0 lt/dak değerinden itibaren ve 0.dallanma seviyesinde transient bir akışın söz konusu olduğu basınç ve kayıplarının her iki yöndeki akış durumunda neredeyse eşit olduğu gözlenmiştir. Diğer dal seviyelerinde her iki akış durumu için akış laminardır. 1. ve 2. dal seviyelerinde ise akış hızı giderek daha da düşmüştür. Bu sonuçta göstermektedir ki bu tür ağaç şekilli dal kanallı (fractal) kanal yapısına sahip akış kanallarında daha fazla dallanmanın öneminin olmadığını göstermektedir. Buda bu konuda az sayıda yapılan çalışmalara ışık tutması açısından bu çalışmadaki deneysel sonuçların literatürdeki teorik ve deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermektedir.

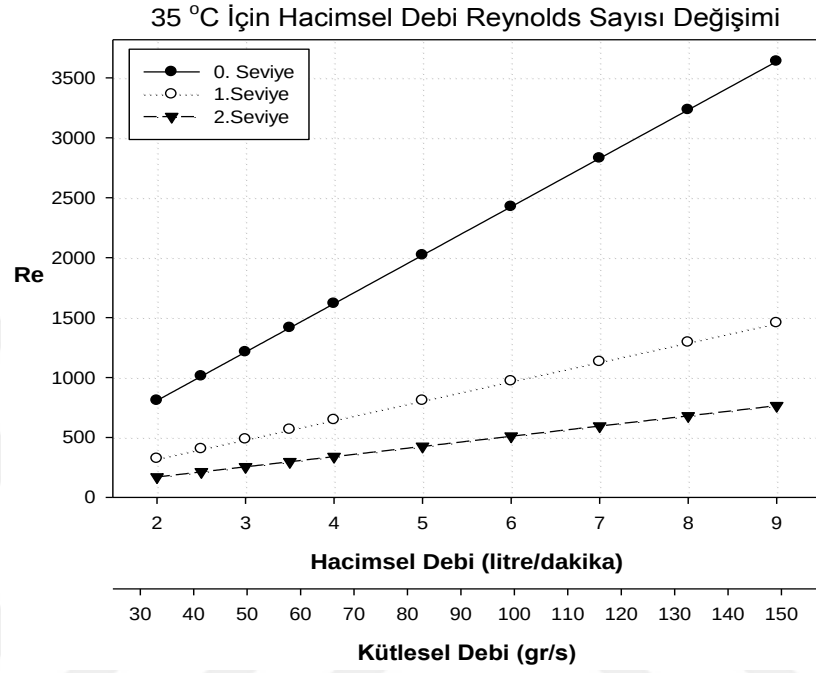


Şekil 4.9. Artan ve azalan dallanma seviyeleri yönündeki basınç kayıplarının hacimsel debi ve dallardaki reynolds sayısına göre değişimi

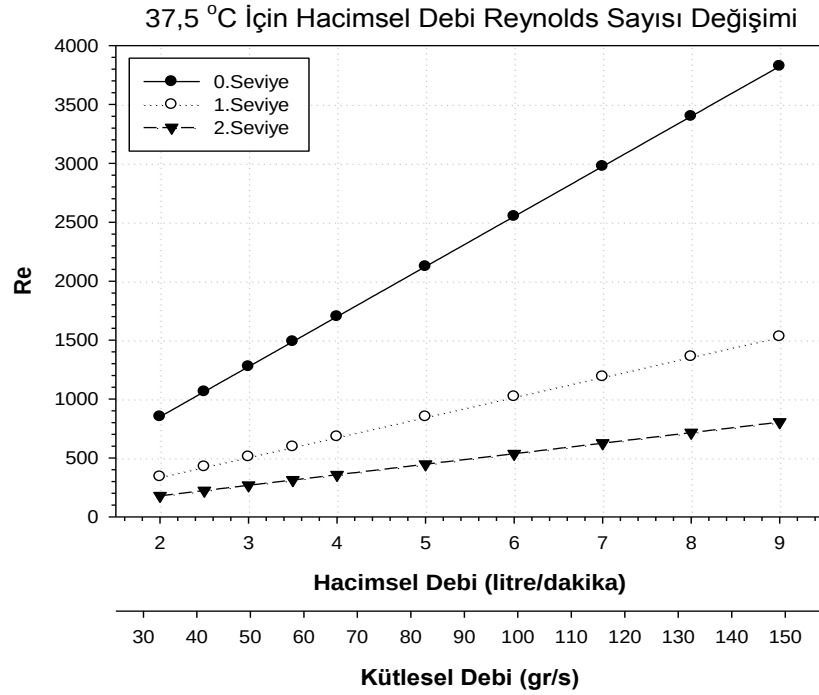
4.3. Reynolds Sayıları ve Dal İçi Akış Hızları

Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisini oluşturan farklı seviye dallanmalarındaki Reynolds sayılarının farklı sıcaklık aralıklarında (35-65°C) kütle ve hacimsel debi için değişimleri Şekil 4.10'daki grafiklerde ayrı ayrı gösterilmiştir. Grafiklerden görüldüğü üzere bu sıcaklık aralıklarında sıcaklık arttıkça aynı debiler için Re sayılarında giderek arttığı gözlemlenmiştir. Buda sıcaklık artışı ile akışkan yoğunluğu ve viskozitesi arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Çünkü sıcaklık arttıkça sıvıların viskozitesi giderek düşmektedir. Reynolds sayısı dikkate alınırsa akışkan yoğunluğu ile kinematik ($\nu = \mu/\rho$) viskozitesi ters orantılıdır. Reynolds sayısı ($Re = \rho UD_h/\mu$) ile akışkan

viskozitesi ters orantılı olduğu için akışkan viskozitesi azaldıkça Re sayısının arttığı yine bu grafiklerden gözlenmektedir.

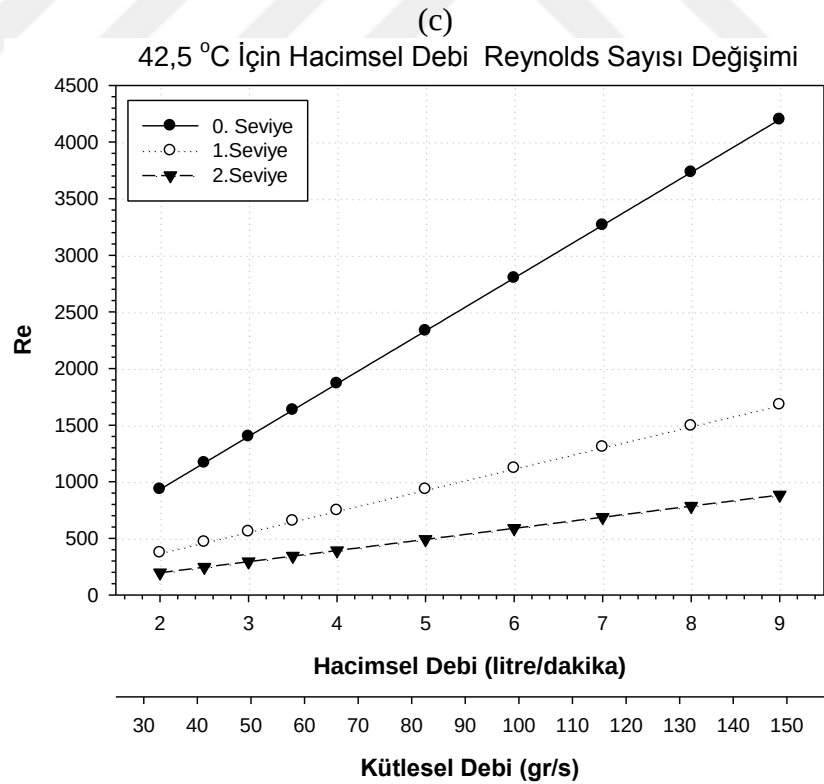
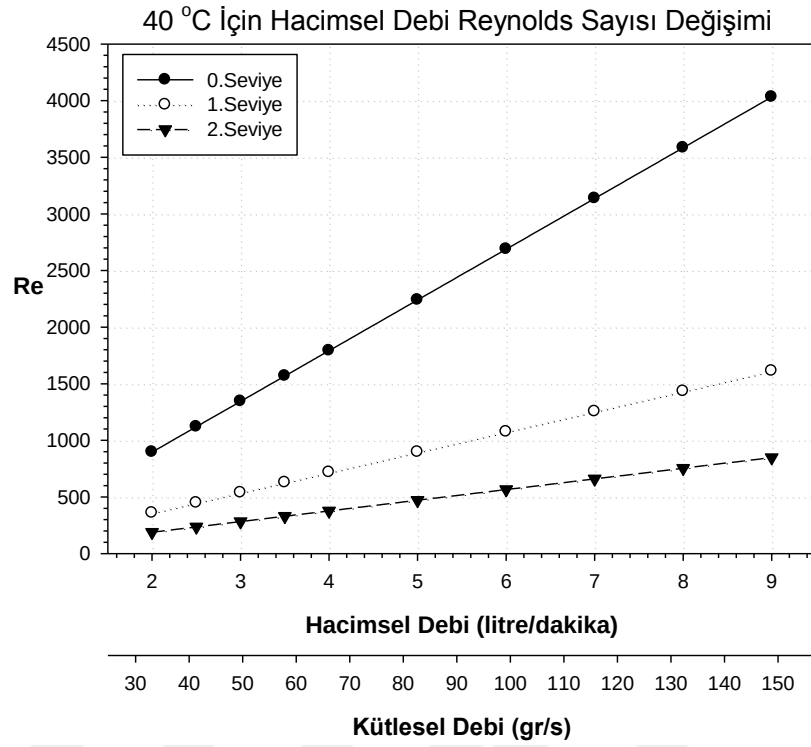


(a)



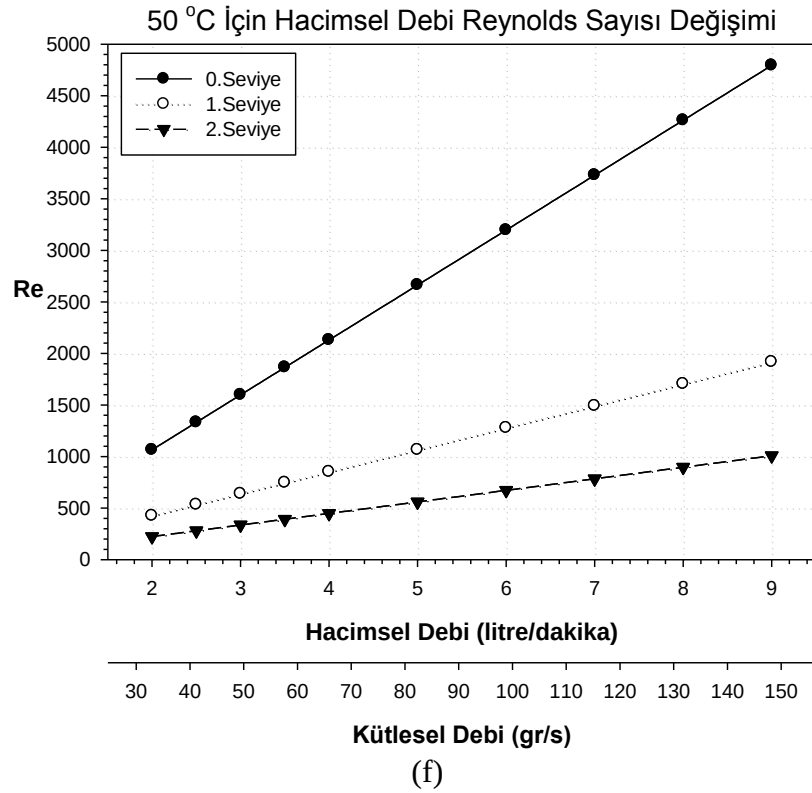
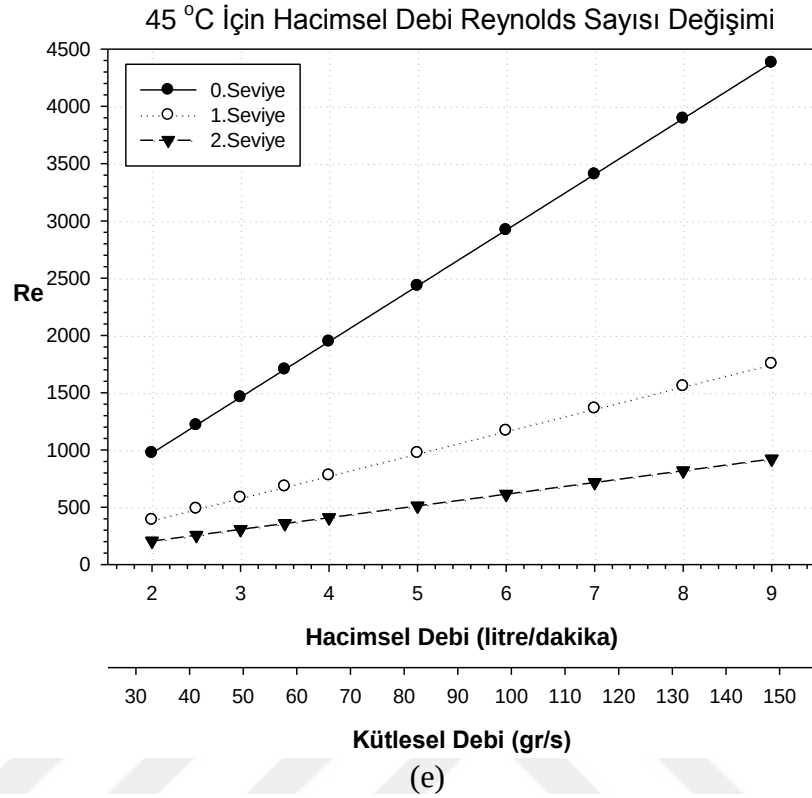
(b)

Şekil 4.10. (devam)

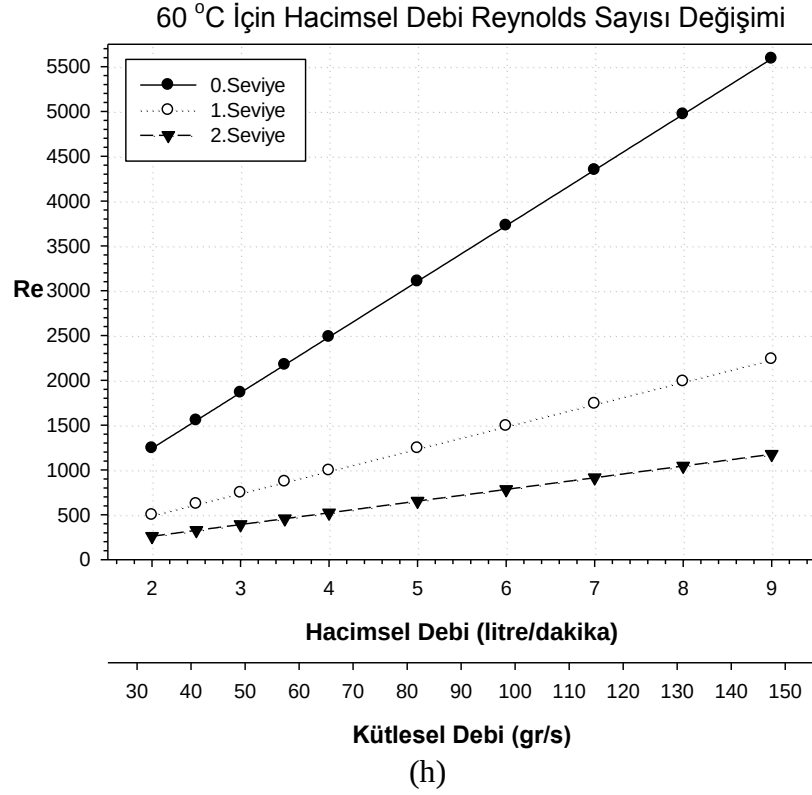
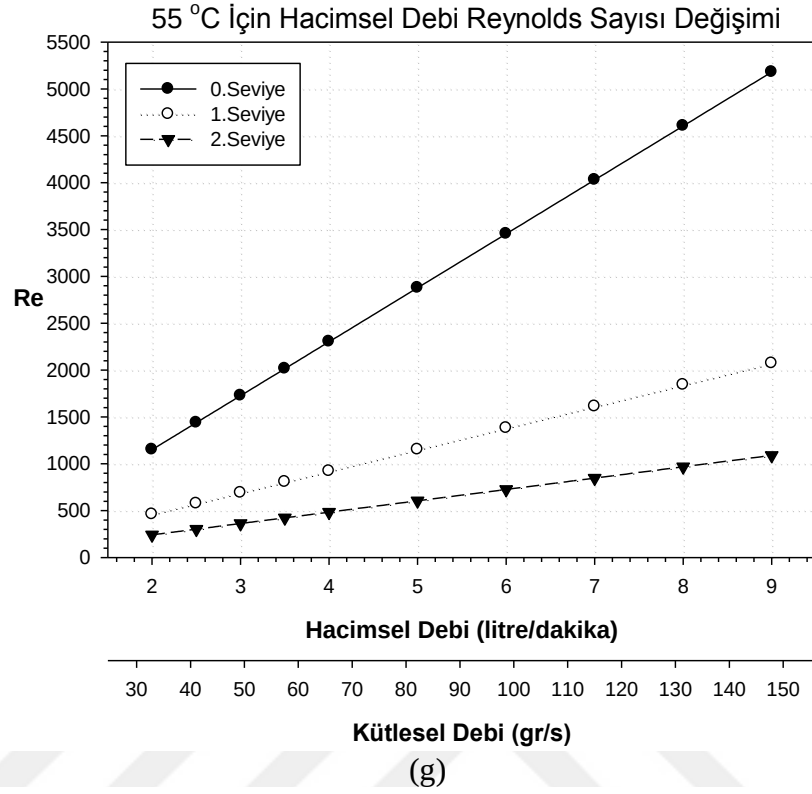


(d)

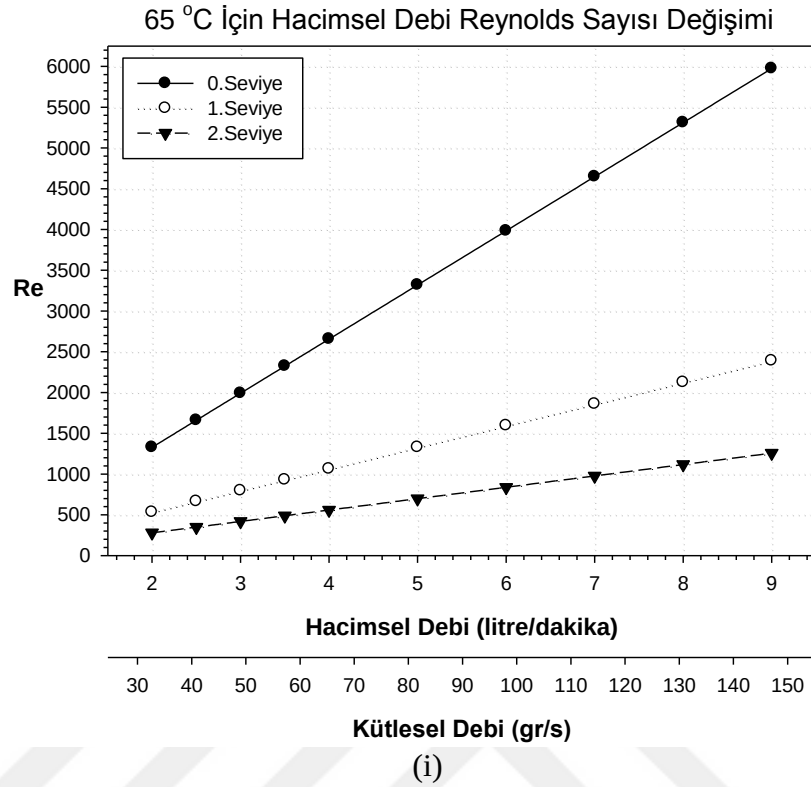
Şekil 4.10. (devam)



Şekil 4.10. (devam)

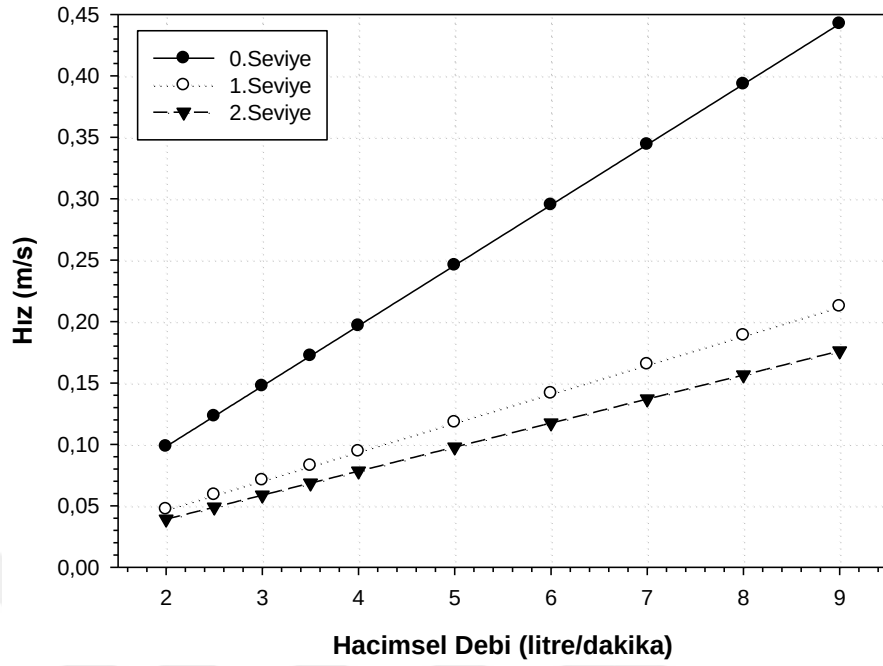


Şekil 4.10. (devam)



Şekil 4.10. Farklı $T_{h,i}$ giriş sıcaklıkları için hacimsel debi reynolds sayısı değişimi

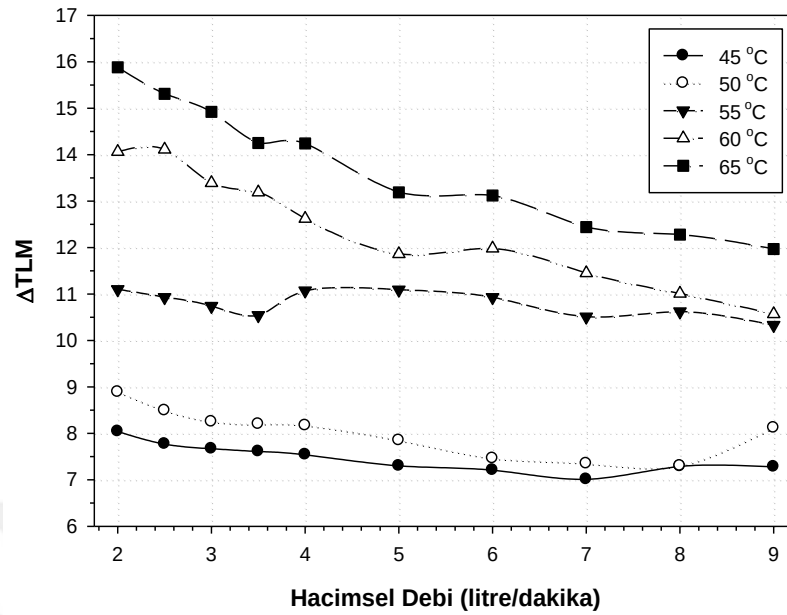
Şekil 4.11’de yine bu tip geometriler için hacimsel debi ile akışkan hızı arasındaki ilişki verilmiştir. Hacimsel debi ile akışkan hızı arasındaki ($\dot{V} = UA$) ilişki hatırlanacağı üzere ve grafiklerdende görüldüğü gibi akışkan hızı arttıkça hacimsel debide artmıştır. Dal içerisindeki hızlar ve Reynolds Sayıları hesaplanırken sisteme giren su kütlelerinin her seviyede kendi grubu içerisinde tüm dallara eşit olarak dağıldığı kabulü yapılmıştır. Akış hızında arzu edilmeyen bir değişime sebep olmaması için deney sistemi kurulurken ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin test bölgesinin eğimi özellikle su terazisi ile kontrol edilerek kurulumu gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.11. Hacimsel debi ile farklı dal seviyeleri için hızların değişimi

4.4. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkları

Bir ısı değiştiricisinde toplam ısı transfer (U) katsayısının deneysel olarak hesaplanabilmesi için logaritmik ortalama sıcaklık (ΔTLM) farkları yönteminden yararlanılır. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi için yapılan deneylerde farklı çalışma şartları ve farklı durumlar için, hacimsel debi ile logaritmik ortalama sıcaklık farkları arasındaki değişimler Şekil 4.12-4.15 grafiklerde ayrı ayrı verilmiştir.

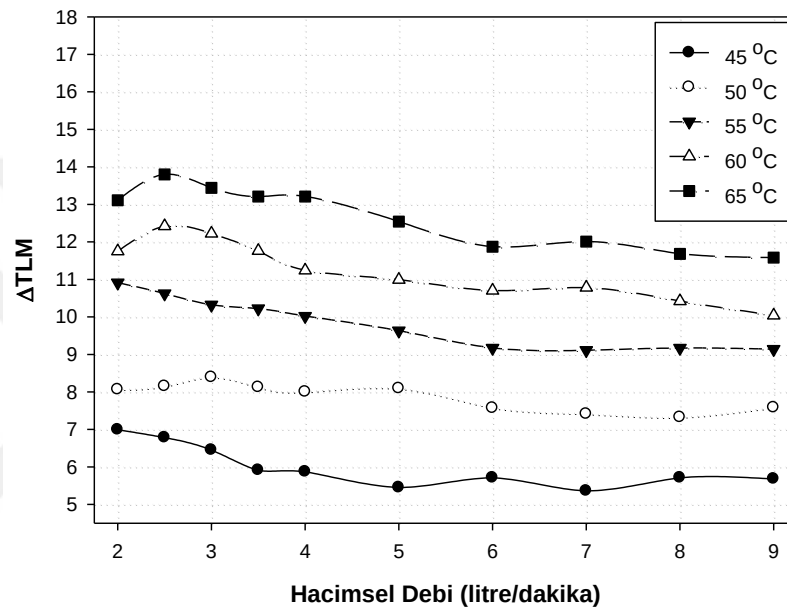


Şekil 4.12. Kapalı devre paralel akışta ısıtma ve soğutma bölümü için logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile hacimsel debi arasındaki değişim

Şekil 4.12’de kapalı devre paralel akış çalışma şartlarında ısıtma ve soğutma durumu için logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile hacimsel debinin değişimi grafik olarak verilmiştir. Kapalı devre çalışma şartlarında deney sisteminde transfer edilen ısıyı uzaklaştıran fanların gücü sabittir. Kapalı devre şartlarında, artan ortalama test bölgesi sıcaklığına göre ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin davranışının değerlendirilmesi düşünüldüğünden soğutma bölümünde giriş sıcaklığının kontrolü yapılmamaktadır. Bu nedenle grafikten görüldüğü gibi kapalı devre çalışma şartlarında hacimsel debinin artışı ile hem ısıtma bölümü için hem de soğutma bölümü için sisteme giren ve çıkan akışkan arasındaki sıcaklık farkı giderek azaldığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle özellikle soğutma plakalarının bulunduğu bölümde deney sisteminin ortalama sıcaklık değeri artan debiyle birlikte artmış bu da kapalı devre çalışma şartları için logaritmik ortalama sıcaklık farkının azalmasına sebep olmuştur.

Şekil 4.13’de kapalı devre zıt akışlı çalışma şartlarında ısıtma ve soğutma durumu için logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile hacimsel debinin değişimi grafik olarak verilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi açık devre çalışma şartlarında hacimsel debinin artışı ile hem ısıtma bölümü için hem de soğutma bölümü için sisteme giren ve çıkan

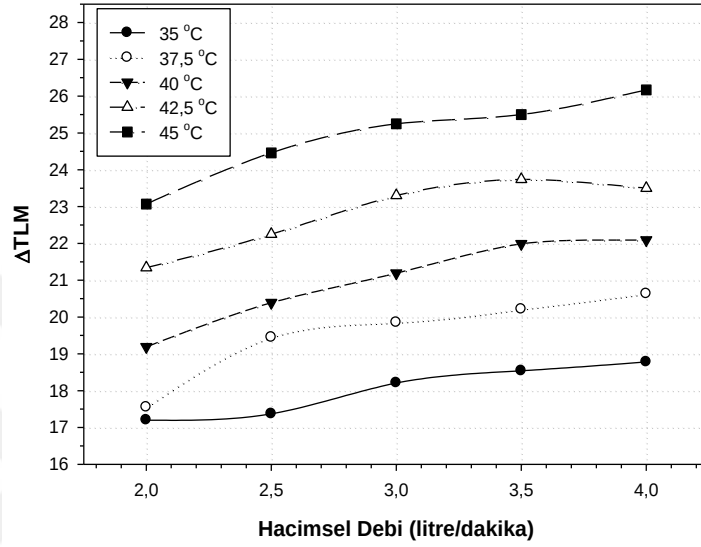
akışkan arasındaki sıcaklık farkı paralel akışlı çalışma durumuna benzer şekilde giderek azaldığı görülmektedir. Şekil 4.12 ve Şekil 4.13 mukayese edildiğinde kapalı devre paralel akışta logaritmik ortalama sıcaklık farkı kapalı devre zıt akıştakine göre daha yüksektir. Bu sonuç ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinde kapalı devre şartlarında paralel akışta ısı geçişinin daha iyi olduğunu ifade etmektedir.



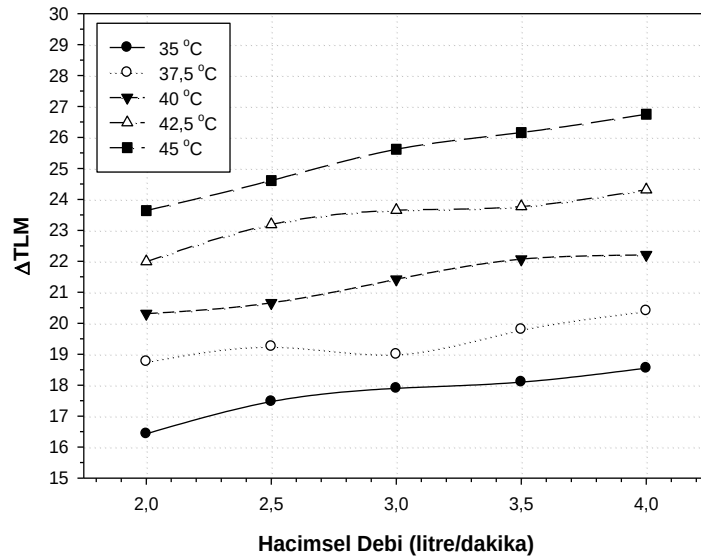
Şekil 4.13. Kapalı devre zıt akışta ısıtma ve soğutma bölümü için logaritmik ortalama sıcaklık farkının hacimsel debi ile değişimi

Şekil 4.14’de açık devre paralel akışlı çalışma durumu için logaritmik ortalama sıcaklık farkı (ΔT_{lm})’nin hacimsel debi ($\dot{V}$) ile değişimi gösterilmiştir. Açık devre çalışma şartlarında paralel akış durumu için ise ısı değiştiriciye hem ısıtma bölümünde giren akışkanın sıcaklığı hem de soğutma bölümüne giren akışkanın sıcaklığı sabittir. Grafikten görüldüğü üzere hacimsel debinin artışı ile ısıtma bölümünde ısı değiştiricisine giren ve ısı değiştiricisinden çıkan akışkanların sıcaklık farkı azalmış bu da ısıtma bölümünde ortalama sıcaklık değerinin artmasına sebep olmuştur. Soğutma bölümünde ise hacimsel debinin artışı ısı değiştiricisine giren ve çıkan akışkanların ortalama sıcaklık değerini azaltmıştır. Sonuçta açık devre çalışma şartlarında hacimsel debinin artışı ile logaritmik ortalama sıcaklık farkının artmasına sebep olmuştur.

Şekil 4.15’de ise açık devre zıt akışlı çalışma durumu için logaritmik ortalama sıcaklık farkı (ΔT_{lm})’nin hacimsel debi ($\dot{V}$) ile değişimi gösterilmiş paralel akışlı duruma benzer sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 4.14. Açık devre paralel akış durumunda logaritmik ortalama sıcaklık farkının hacimsel debi ile değişimi



Şekil 4.15. Açık devre zıt akış durumunda logaritmik ortalama sıcaklık farkının hacimsel debi ile değişimi

4.5. Nusselt-Reynolds Sayılarının Değişimi

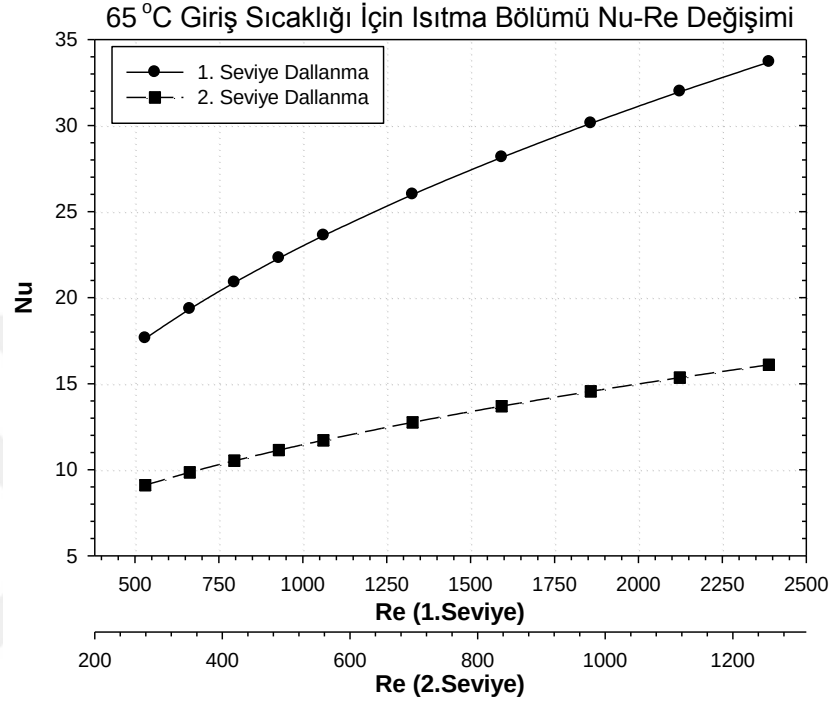
Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi deney düzeneği her iki yüzeyi de simetrik olarak işlenen orta silindirik kesitli, sadece tek yüzeyleri işlenmiş alt ve üst silindirik kesitli 3 ayrı disk şeklindeki plakanın birleşmesinden oluşmuştur. Elektrik motoru ile tahrik edilen bir pompa yardımıyla basınçlandırılan su, silindirik kesitli kanallar içerisinde belli bir hızda akmakta bu da zorlanmış taşınım ile ısı transferi denklemlerine göre deney sisteminin analiz edilmesini gerekli kılmıştır. Nusselt bağıntısı ısı ve hidrodinamik olarak gelişmiş akışlar veya hidrodinamik olarak gelişmiş ancak ısı olarak gelişmemiş akışlar için geçerlidir.

Bu tez çalışmasında silindirik kesitli kanallar içerisinde hem ısı hem de hidrodinamik olarak beraber gelişmiş akışlar için ısı transfer analizi yapılmıştır. Isıl ve hidrodinamik olarak beraber gelişen akışlar için kullanılan Nusselt bağıntısı 1979’da Stephan ve Preußer tarafından sabit ısı akısı şartları için aşağıdaki bağıntı geliştirilmiştir,

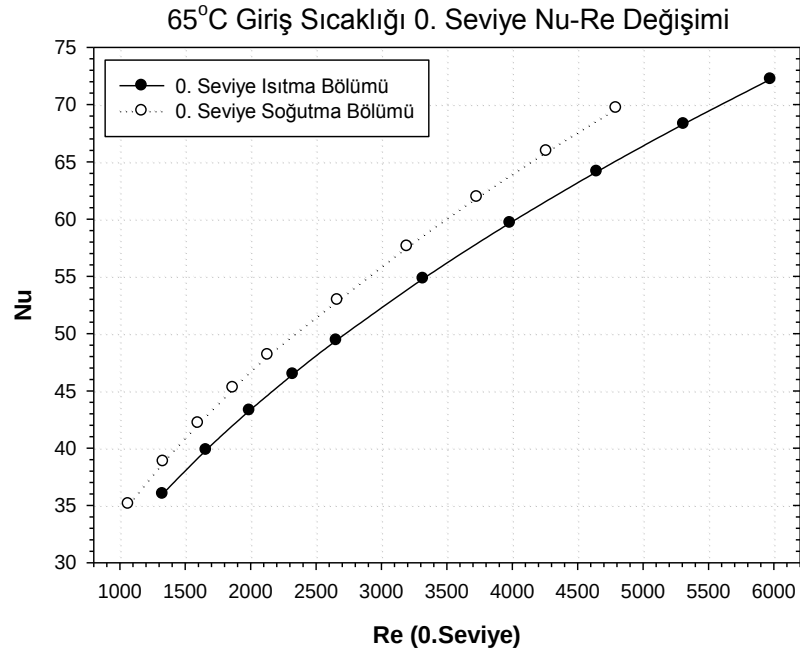
$$Nu = 4.364 + \frac{0.086 (Re Pr D/L)^{1.33}}{1+0.1 Pr(Re D/L)^{0.83}} \quad (4.2)$$

Kapalı devre paralel akış çalışma şartı için maksimum ısıtma suyu giriş sıcaklığı 65°C’de ısıtma ve soğutma bölümü için hesaplanan Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.16’de gösterildiği gibidir. Yukarıda verilen Nu bağıntısına göre ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin 1. ve 2. seviyelerinde laminar akış için Nusselt sayılarının paralel akış kapalı devre çalışma şartlarına göre Reynolds sayısına bağlı olarak değişimleri hesaplanmıştır. 0.seviyedeki Nusselt sayısı ile Reynolds sayılarının değişimi ise 4,0 lt/dak debi üzerindeki değerlerde akış türbülanslı akış şartına girdiği için grafikte gösterilmemiştir. Şekil 4.16’da gösterildiği gibi ısıtma suyu giriş 65°C sıcaklıkta ısıtma ve soğutma bölümü için farklı akış debileri ve farklı dal seviyeleri için Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayılarında arttığı gözlenmiştir. Benzer şekilde 45°C sıcaklık için kapalı devre paralel akış çalışma şartı için minimum ısıtma suyu giriş sıcaklığı hesaplanan Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.17’de

verilmiştir. Her iki grafikte (b) şeklinde görüldüğü gibi, 0. seviyede bu değişim miktarı daha fazladır.

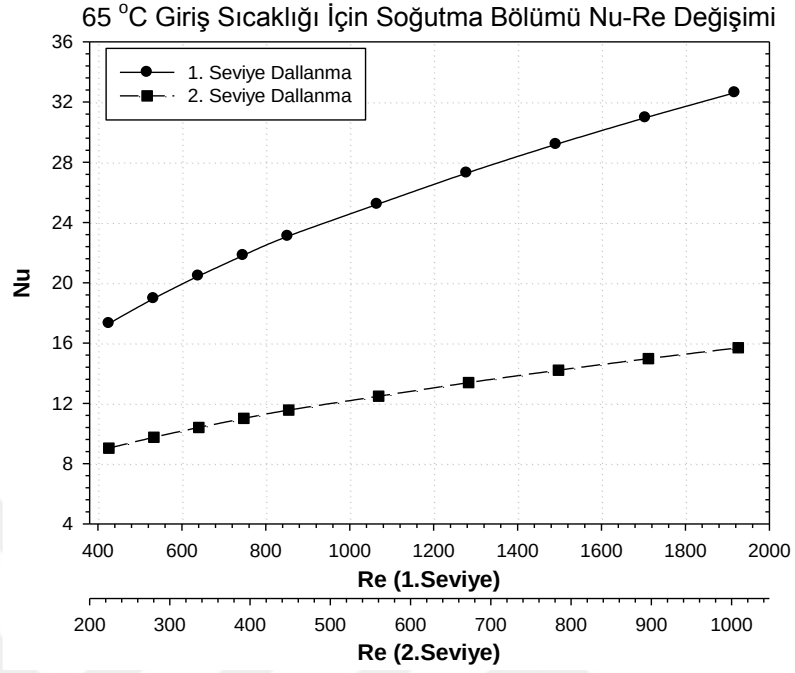


(a)



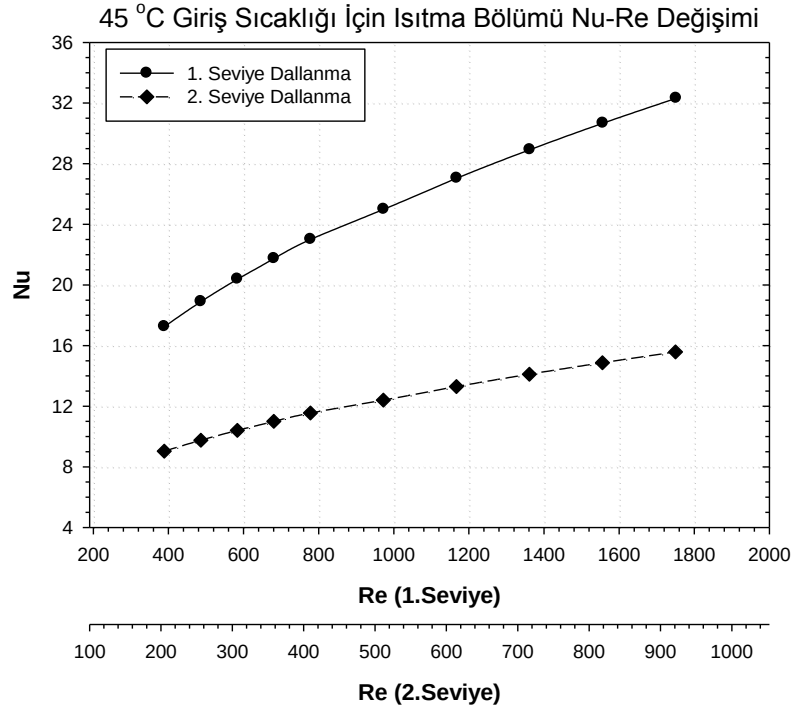
(b)

Şekil 4.16. (devam)



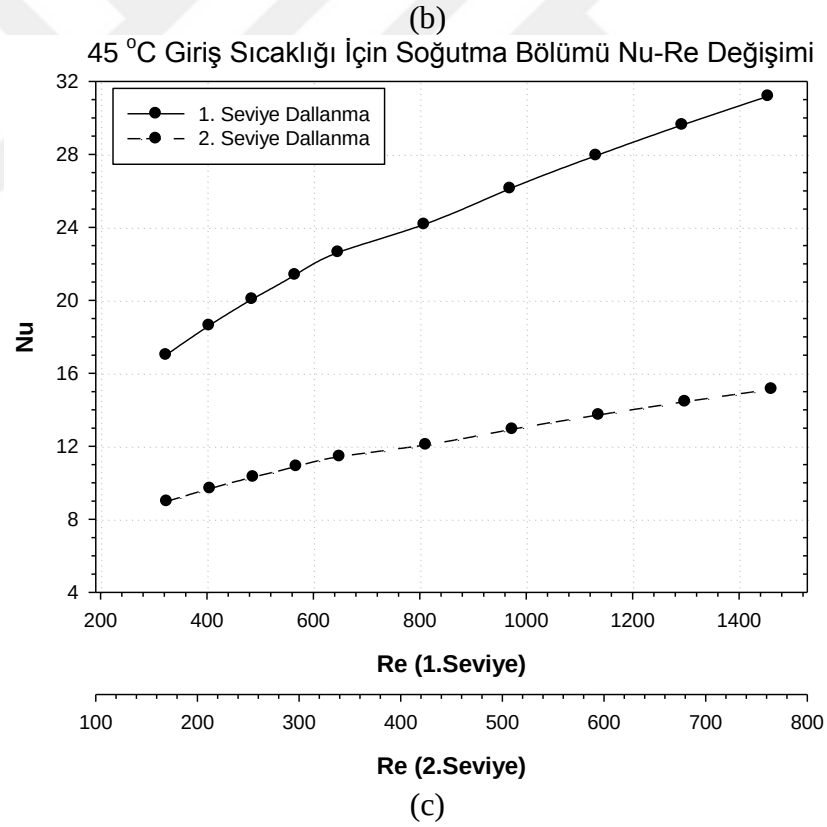
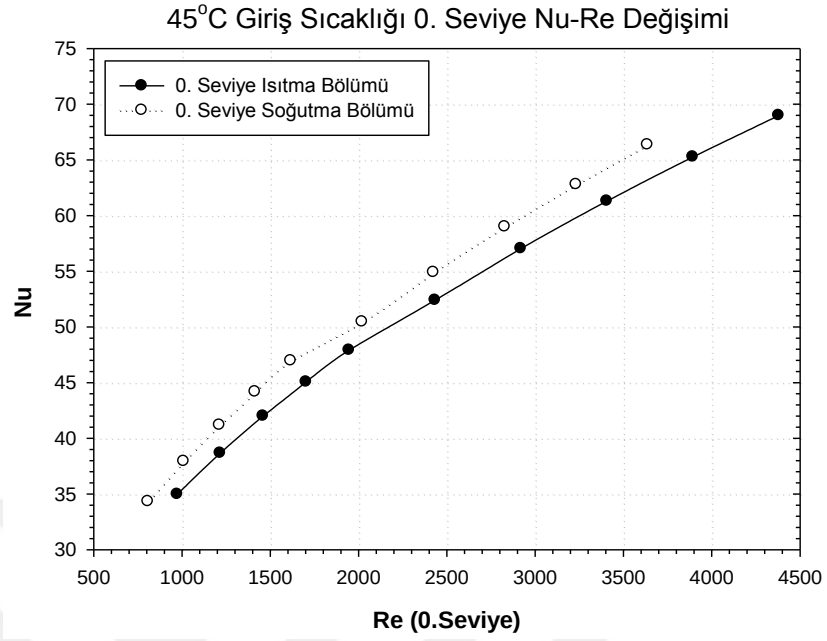
(c)

Şekil 4.16. Kapalı devre paralel akışlı çalışma şartları için 65°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi



(a)

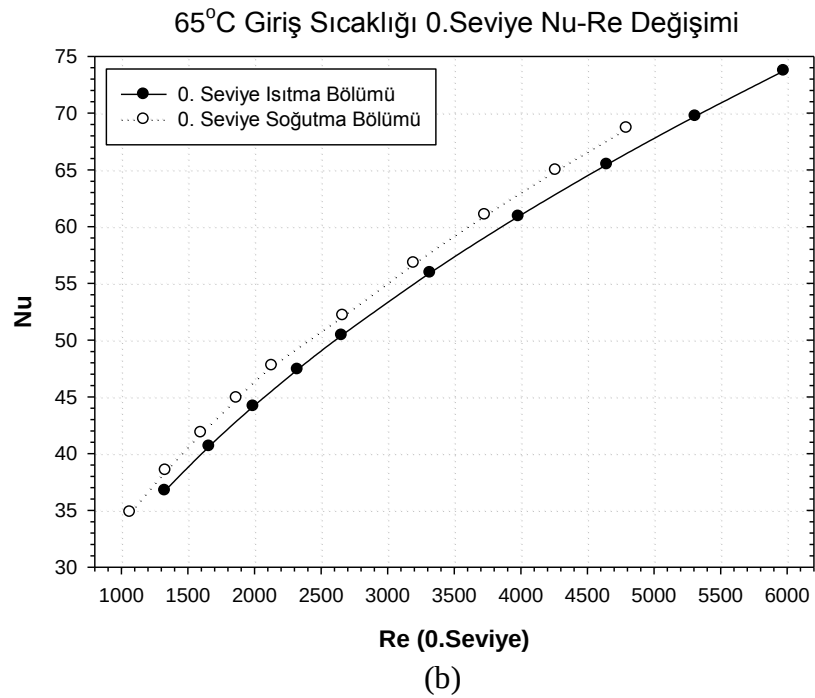
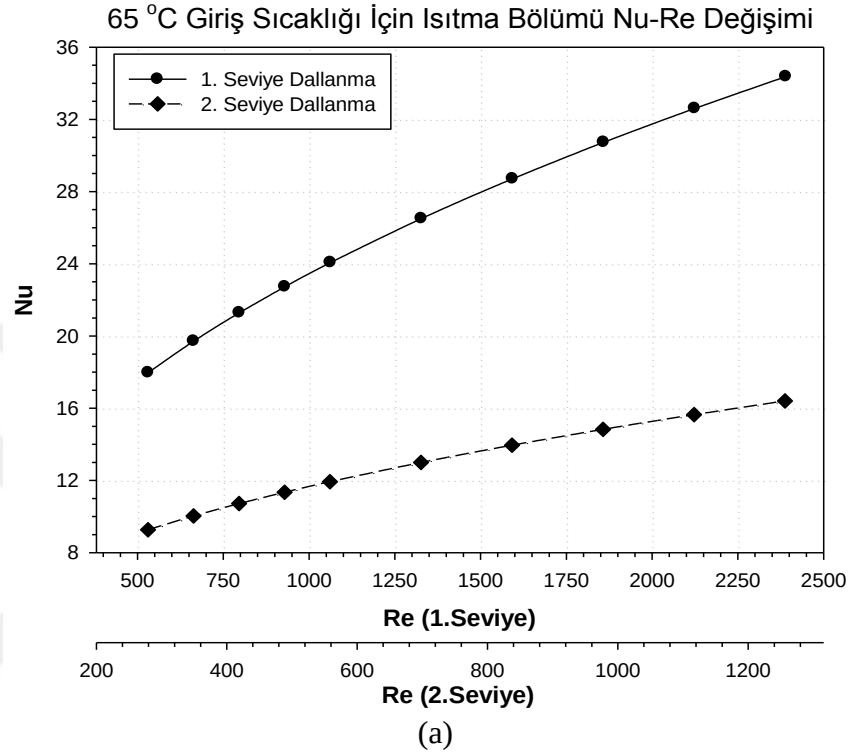
Şekil 4.17. (devam)



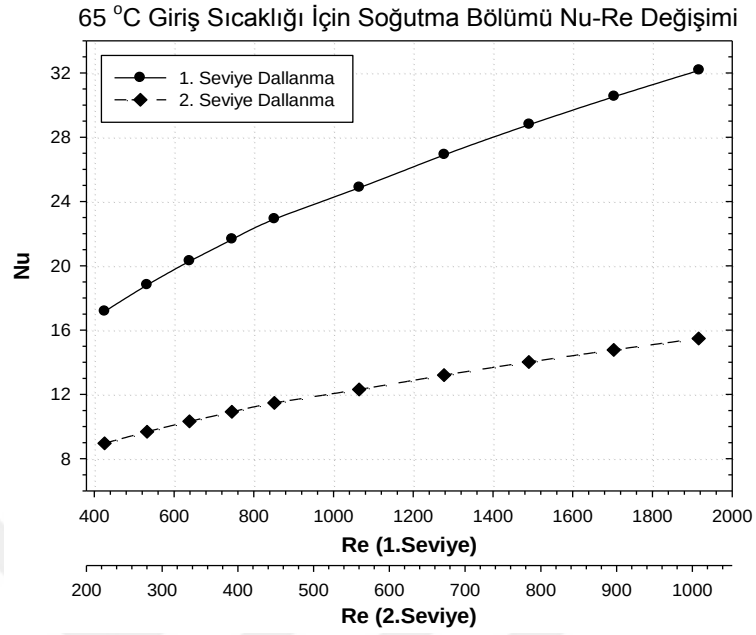
Şekil 4.17. Kapalı devre paralel akışlı çalışma şartları için 45°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi

Şekil 4.18’de kapalı devre zıt akış çalışma şartı için maksimum ısıtma suyu giriş sıcaklığı 65°C’de ısıtma ve soğutma bölümü için hesaplanan Nusselt sayılarının

Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Benzer şekilde her üç grafikte görüldüğü gibi Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayılarında artmış olduğu gözlenmektedir.



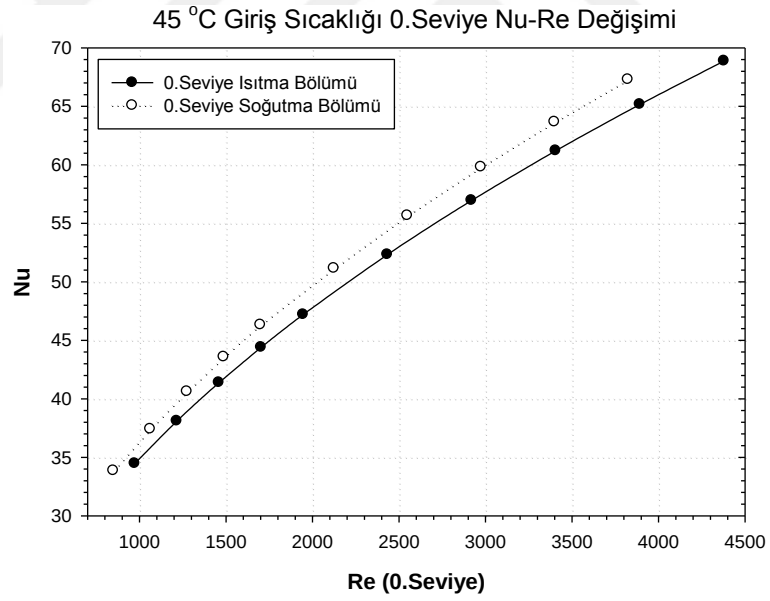
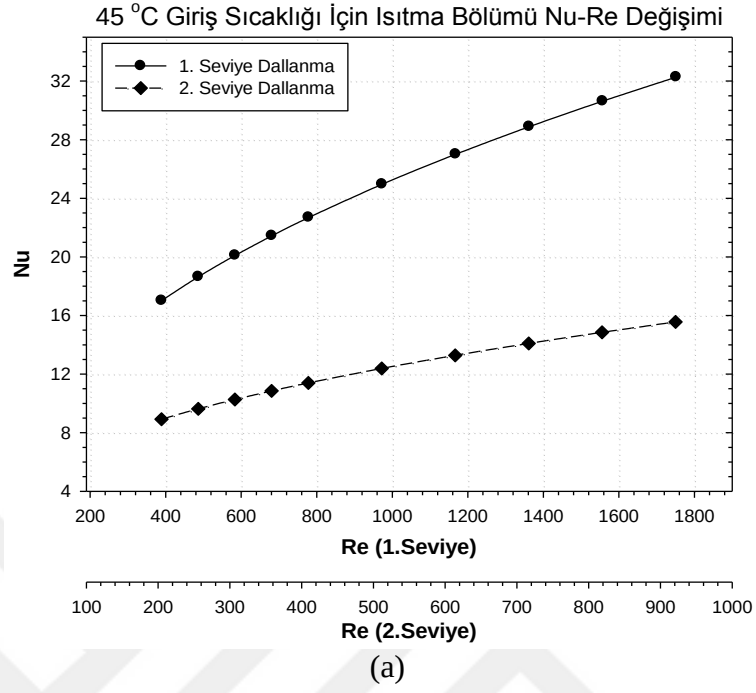
Şekil 4.18. (devam)



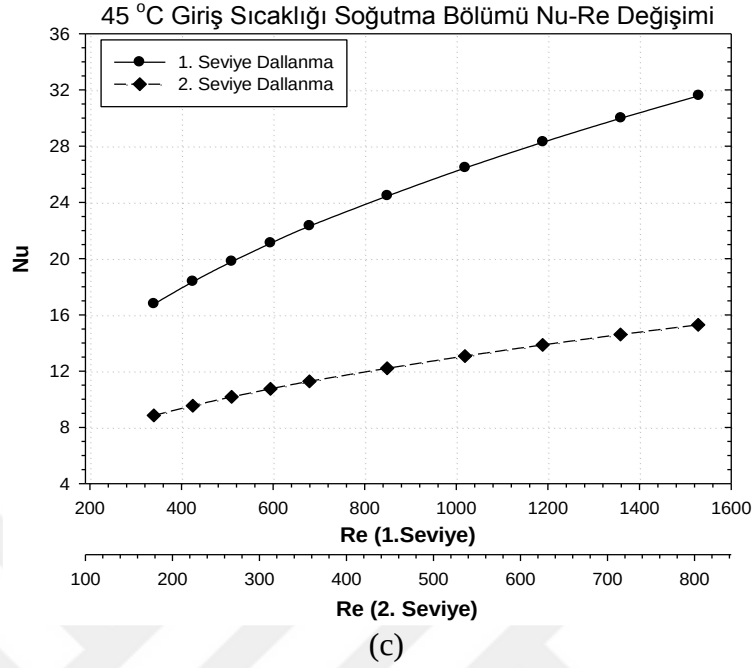
(c)

Şekil 4.18. Kapalı devre zıt akışlı çalışma şartları için 65°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi

Şekil 4.19’de kapalı devre zıt akış çalışması için minimum ısıtma suyu giriş sıcaklığı 45°C için hesaplanan Nusselt sayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. 0, 1 ve 2. seviye dallanmalarında her bir durum için Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığı görülmektedir.



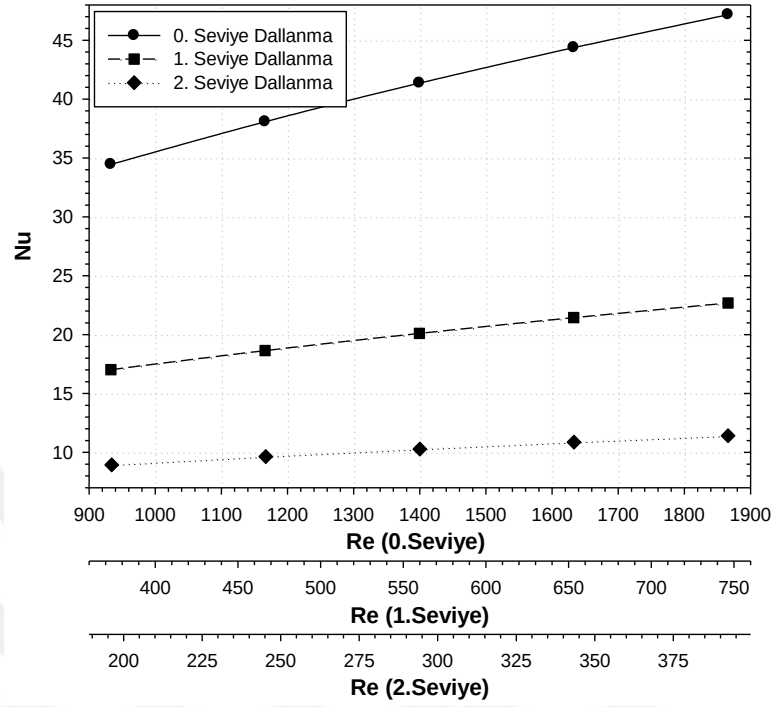
Şekil 4.19. (devam)



Şekil 4.19. Kapalı devre zıt akışlı çalışma şartları için 45°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi

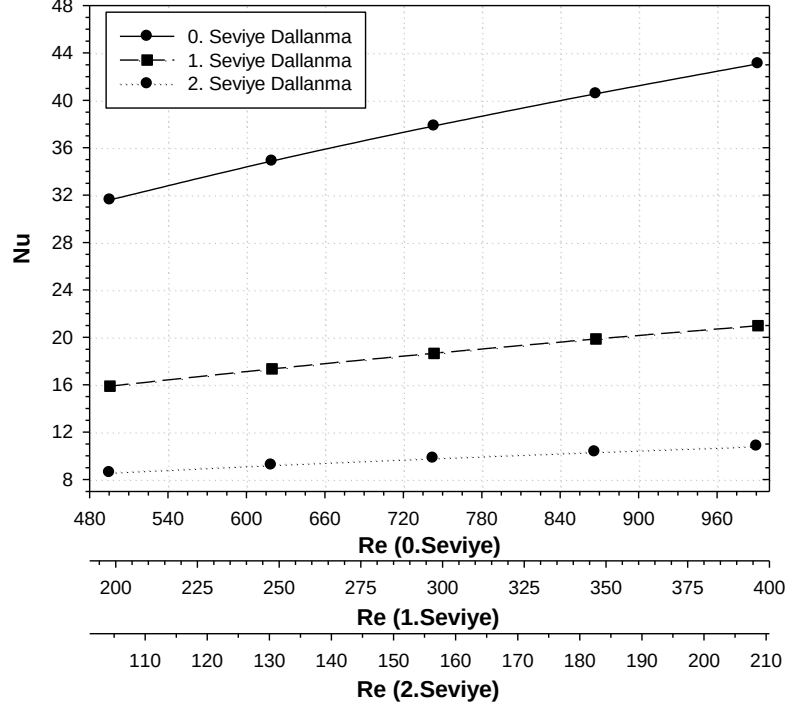
Açık devre çalışma şartları için silindirik kesitli kanallar içindeki akış, kapalı devre çalışma şartlarında olduğu gibi hem hidrodinamik hem de termal olarak gelişen akış bölgesindedir. Bu nedenle hesaplamalarda Çizelge 2.1’de verilen Nusselt bağıntısı kullanılmıştır. Açık devre çalışma şartları için ısıtma devresi maksimum giriş sıcaklığı 45°C, minimum giriş sıcaklığı ise 35°C’dir. Soğutma bölümü akışkan giriş sıcaklığı ise sabit 11-12°C sıcaklık aralığındadır. Deneyler 2,0-4,0 lt/dak hacimsel debi aralıklarında yapılmıştır. Açık devre paralel akışlı çalışma şartları için 45°C ısıtma bölümü giriş sıcaklığı için, ısıtma ve soğutma bölümlerindeki Nusselt sayısı ve Reynolds sayıları arasındaki değişim Şekil 4.20’de, benzer şekilde 35°C ısıtma bölümü giriş sıcaklığı için Nusselt sayısı ve Reynolds sayıları arasındaki değişim Şekil 4.21’de her dal seviyesine göre verilmiştir. Seviye ve dallanma sayısı arttıkça Nusselt sayısı ve Reynolds sayıları arasındaki değişim giderek düşmektedir. Buda seviye ve dallanma sayısının bir optimumu olması gerektiğini ve bu manada literatürde verilen teorik bilgilerle uyumlu olduğunu doğrulamaktadır. Çünkü 2. seviyede Reynolds sayısının değeri çok düşük olduğu için buna karşılık gelen Nusselt sayısının değerlerinde de bu oranda düşüş olduğu grafiklerden görülmektedir.

45 °C Giriş Sıcaklığı Isıtma Bölümü Nu-Re Değişimi



(a)

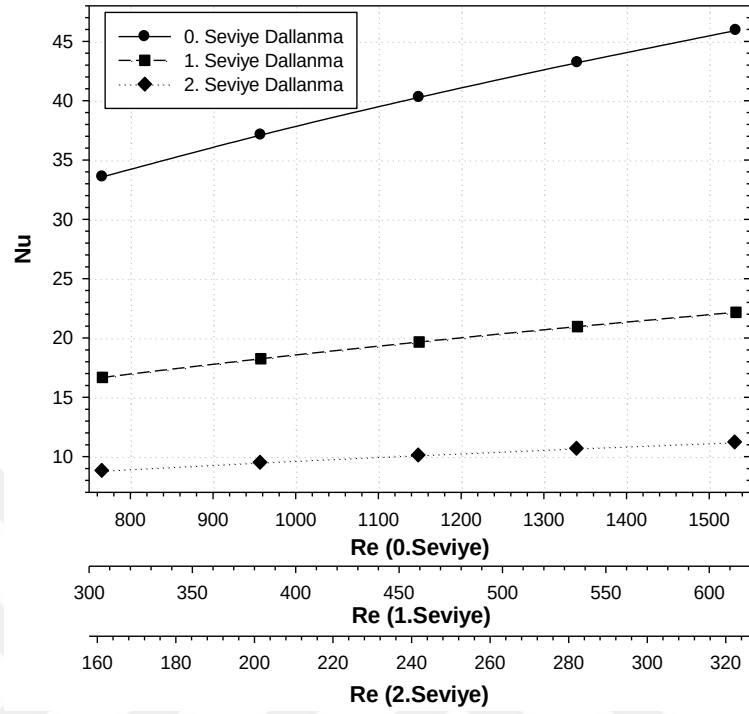
45 °C Giriş Sıcaklığı İçin Soğutma Bölümü Nu-Re Değişimi



(b)

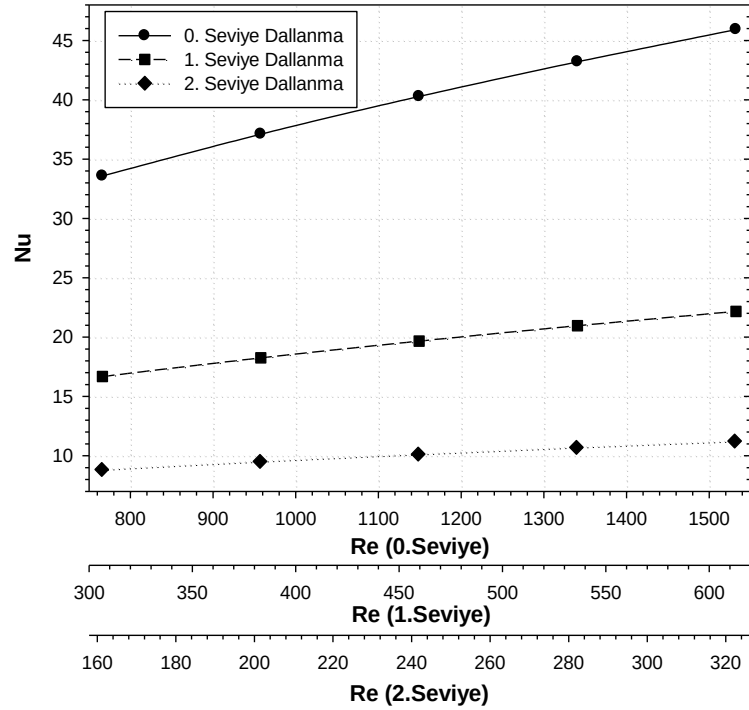
Şekil 4.20. Açık devre paralel akışlı çalışma şartları için 45°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi

35 °C Giriş Sıcaklığı İçin Isıtma Bölümü Nu-Re Değişimi



(a)

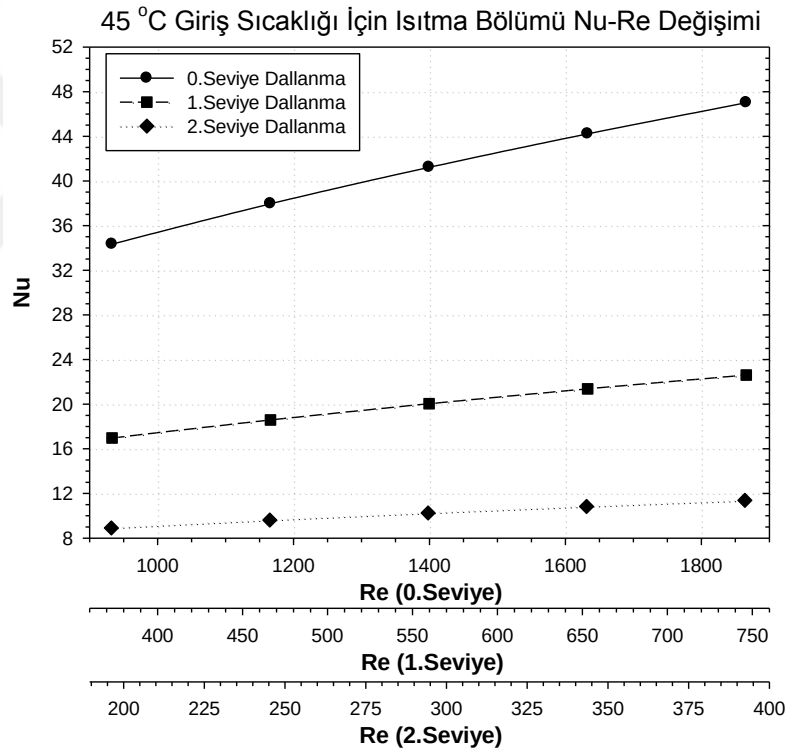
35 °C Giriş Sıcaklığı İçin Isıtma Bölümü Nu-Re Değişimi



(b)

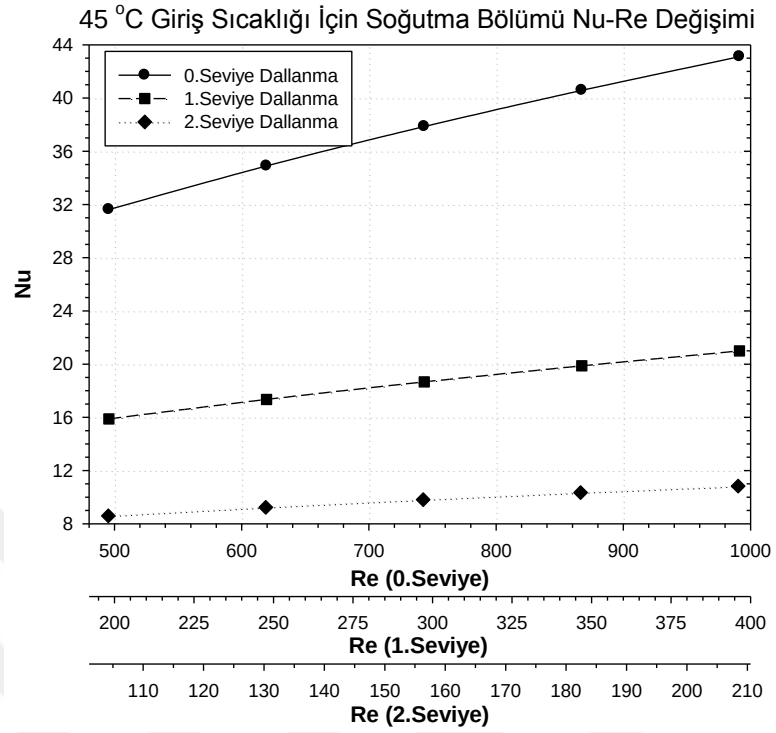
Şekil 4.21. Açık devre paralel akışlı çalışma şartları için 35°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi

Açık devre zıt akışlı çalışma şartlarında yapılan deneyler maksimum ısıtma suyu giriş sıcaklığı 45°C ve minimum ısıtma suyu giriş sıcaklığı 35°C için 2,0-4,0 lt/dak hacimsel debi aralığında yapılmıştır. 45°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı için Nusselt-Reynolds sayılarının ısıtma ve soğutma bölümleri için değişimi Şekil 4.22’de, 35°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı için ise Şekil 4.23’de verilmiştir. Reynolds sayısına karşılık Nusselt sayısındaki artış 0.seviyesindeki dallanmada daha yüksek neden olduğu hem 45°C hem de 35°C giriş sıcaklıkları için dört ayrı grafikte görülmektedir. Açık devre çalışma şartlarında deney sisteminde kullanılan ısıtıcıların gücü 2,5 kW ile sınırlı olduğundan 4,0 lt/dak debinin üzerine çıkılmamıştır.



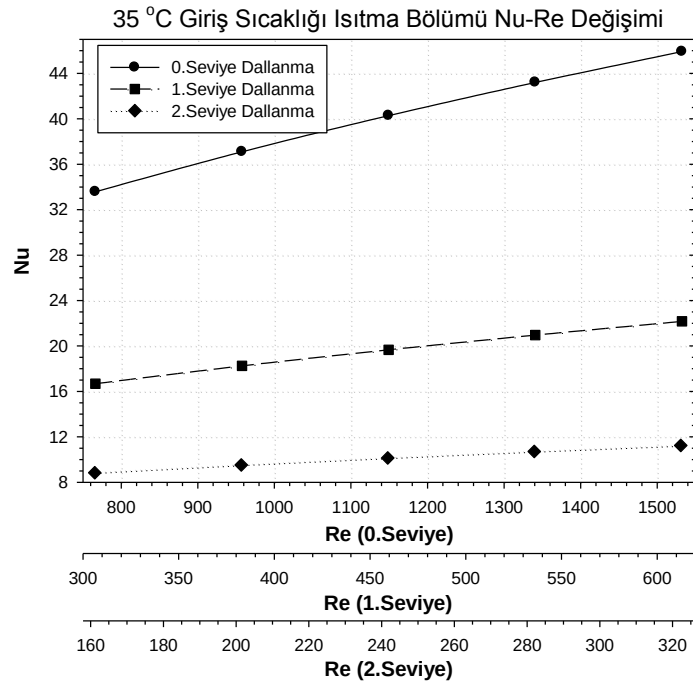
(a)

Şekil 4.22. (devam)



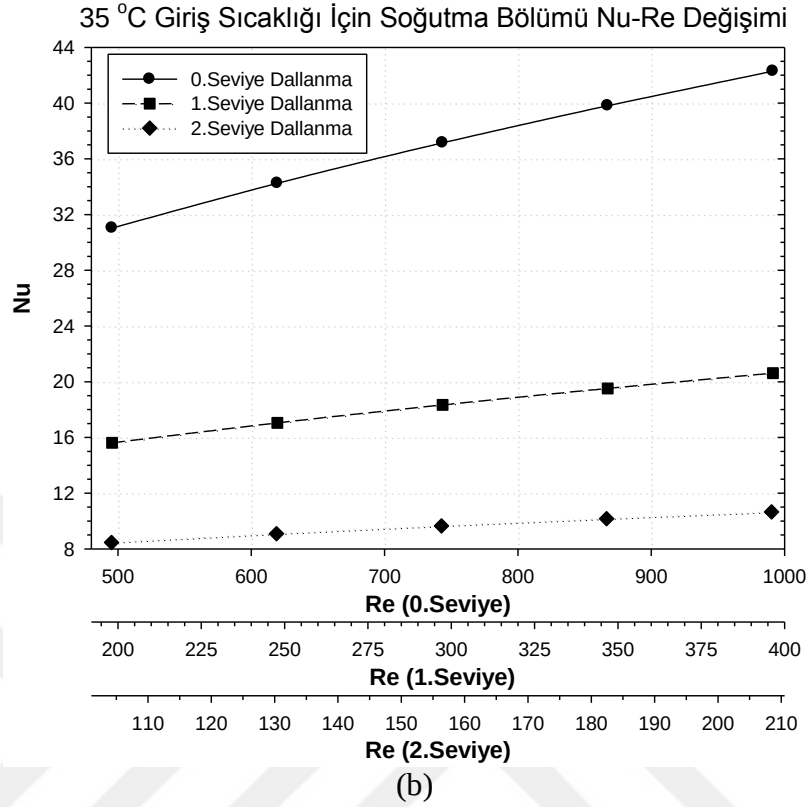
(b)

Şekil 4.22. Açık devre zıt akışlı çalışma şartları için 45 °C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi



(a)

Şekil 4.23. (devam)



Şekil 4.23. Açık devre zıt akışlı çalışma şartları için 35°C giriş sıcaklığında Nu-Re sayılarının değişimi

Nusselt-Reynolds sayılarının hesaplanabilmesi için alınan sıcaklık değerleri ısıtma bölümünde ısıtıcı akışkanın giriş sıcaklığı $T_{h,i}$ ile ısıtıcı akışkanın çıkış sıcaklığı $T_{h,o}$ değerlerinin ortalamasıdır. Aynı şekilde soğutma bölümünde yapılan hesaplamalar da da soğutma bölümüne giren akışkanın sıcaklığı $T_{c,i}$ ile soğutma bölümünden çıkan akışkanın sıcaklığı $T_{c,o}$ değerlerinin ortalaması hesaplanarak yapılmıştır. Akışkanın kanal içerisinden geçen ısıl kapasite debileri C_{min} ve C_{max} aşağıdaki gibi hesaplanır,

$$C_{min} = \dot{m}c_{p,c} \quad (4.3)$$

$$C_{max} = \dot{m}c_{p,h} \quad (4.4)$$

Isıl kapasite debileri oranı $Cr=1$ olduğundan giren ve çıkan akışkanların sıcaklık değişimleri eşit, ayrıca giren ve çıkan akışkanların sıcaklık farkları yüksek değildir.

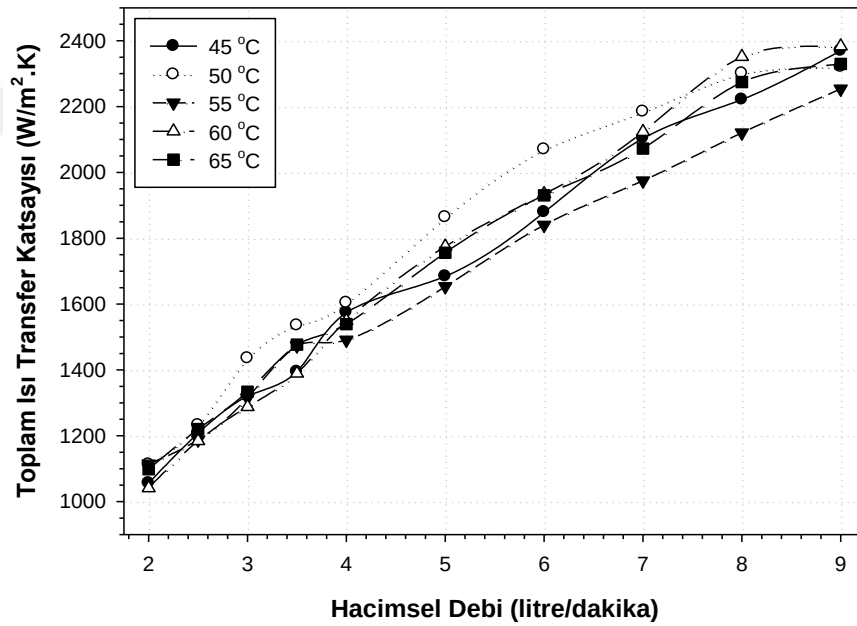
Bu nedenle Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasındaki değişimleri hesaplanırken ortalama sıcaklık değerlerine göre hesaplamalar yapılmıştır.

4.6. Toplam Isı Transfer Katsayısı (U) Değişimi

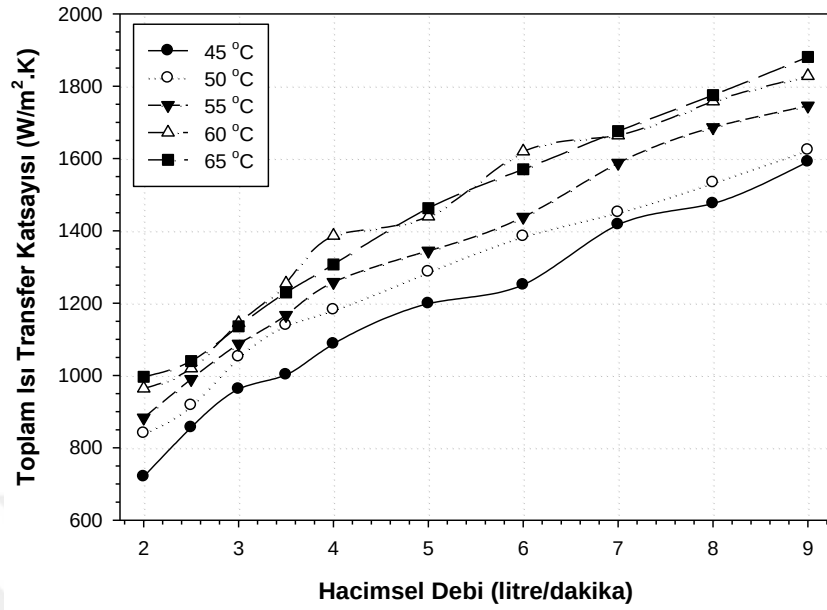
Karmaşık geometriye sahip ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin ısıl etkinliğinin değerlendirilebilmesi için deneysel verilerden yola çıkarak toplam ısı transfer katsayısı, logaritmik ortalama sıcaklık farkının denklem 2.26’da verildiği gibi ΔT_{lm} bulunması ile hesaplanmıştır. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinde her bir kanaldaki akış her seviye dallanmasında termal ve hidrodinamik olarak yeniden gelişmekte, sınır tabaka her bir seviyede yeniden oluşmaktadır. Kanal boylarının çok kısa olması, akışın termal ve hidrodinamik olarak tam gelişmesine imkân vermemekte, bu durumda tüm kanallardaki h ısı taşınım katsayısını artırmakta ve toplam ısı transfer katsayısının artmasına neden olmaktadır.

Şekil 4.24.’de kapalı devre paralel akışlı çalışma durumu için Şekil 4.25’de kapalı devre zıt akışlı çalışma durumu için toplam ısı transfer katsayısının U ($W/m^2 \cdot K$), hacimsel debiye ($\dot{V}$) bağlı olarak değişimleri gösterilmiştir. Şekil 4.24. ve Şekil 4.25’de kapalı devre paralel ve zıt akışlı çalışma durumları için verilen grafikte hacimsel debi arttıkça toplam ısı transfer katsayısının da artmakta olduğu görülmektedir. Her iki grafik incelendiğinde kapalı devre paralel akış durumu zıt akış şartlarında bu değer daha büyük olması beklenmektedir, ancak ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricinin geometrisi, artan dallanma seviyesi yönünde plaka kesitinin artması, daha fazla dönmeli akışların oluşması, ayrıca dağıtım havuzlarının bulunduğu noktada paralel akış şartlarında her iki noktada da jet akışının oluşması paralel akış durumunda ısı transfer katsayısının daha yüksek çıkmasına sebep olmaktadır. Şekil 4.26 ve Şekil 4.27’de ısı değiştiricisi açık devre çalışma şartlarında dolayısıyla plakalar arası sıcaklık farkının daha yüksek olduğu çalışma şartları için toplam ısı transfer katsayısı U ($W/m^2 \cdot K$)’nin hacimsel debiye ($\dot{V}$) bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Deneyler sırasında açık devre ve kapalı devre çalışma şartlarının aynı olduğu $45^\circ C$ ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0-4,0 lt/dak arası değişen hacimsel debi değerlerinde toplam ısı transfer katsayısının sıcaklığa bağlı olarak

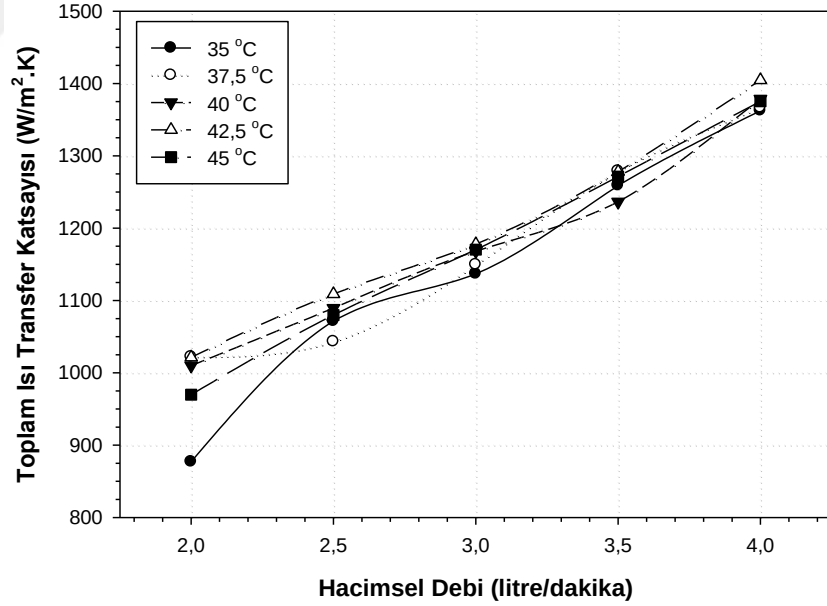
birbirine yakın değerler aldığı grafiklerden görülmektedir. Keza deneyler sonucunda toplam ısı transfer katsayısının değişiminde en büyük etkiye sahip değişkenin hacimsel debi değeri olduğu sıcaklık aralığının fazla etkisi olmadığı görülmüştür. Isı değiştiricisi ısıtma bölümü giriş sıcaklığının değiştirilmesinin, ısıtıcı akışkanın fiziksel özelliklerinin değişmesine sebep olacağı bilinen bir gerçektir. Ancak deneysel veriler sonucunda bunun hacimsel debi değeri kadar etkili olmadığı görülmüştür. Kapalı ve açık devre akış durumunda paralel ve zıt akış için aynı sıcaklık (45°C) ve 2,0-4,0 lt/dak arası akış debileri için en yüksek toplam ısı transfer katsayısı kapalı durumda paralel akış devresi olduğu aşağıdaki dört ayrı grafiklerden söylenebilir. Kapalı ve açık devre için aynı sıcaklık ve debi aralığı için her iki durumda paralel akışlı çalışma durumunda zıt akışlı çalışma durumuna göre toplam ısı transfer katsayısı U ($W/m^2.K$) değerinin daha büyük değişim gösterdiği gözlemlenmiştir.



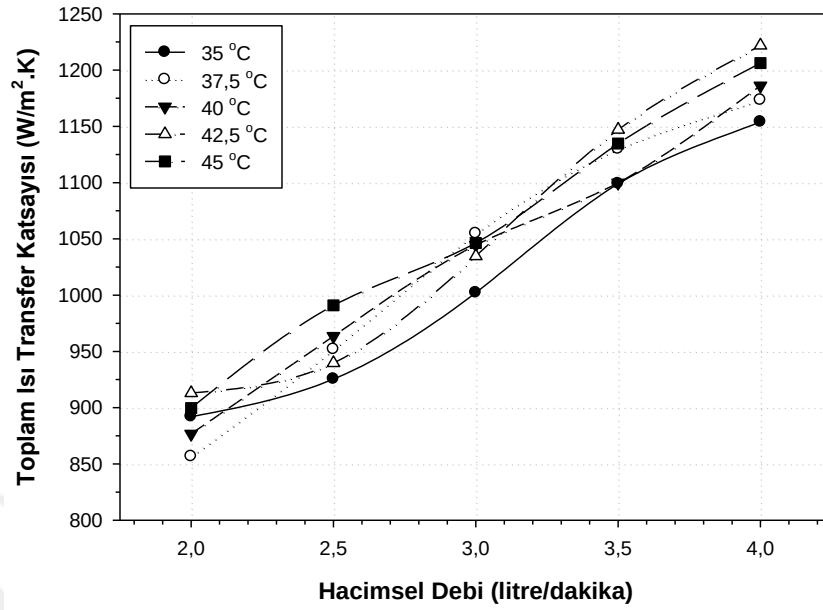
Şekil 4.24. Kapalı devre paralel akış durumunda toplam ısı transfer katsayısının hacimsel debi ile değişimi



Şekil 4.25. Kapalı devre zıt akış durumunda toplam ısı transfer katsayısının hacimsel debi ile değişimi



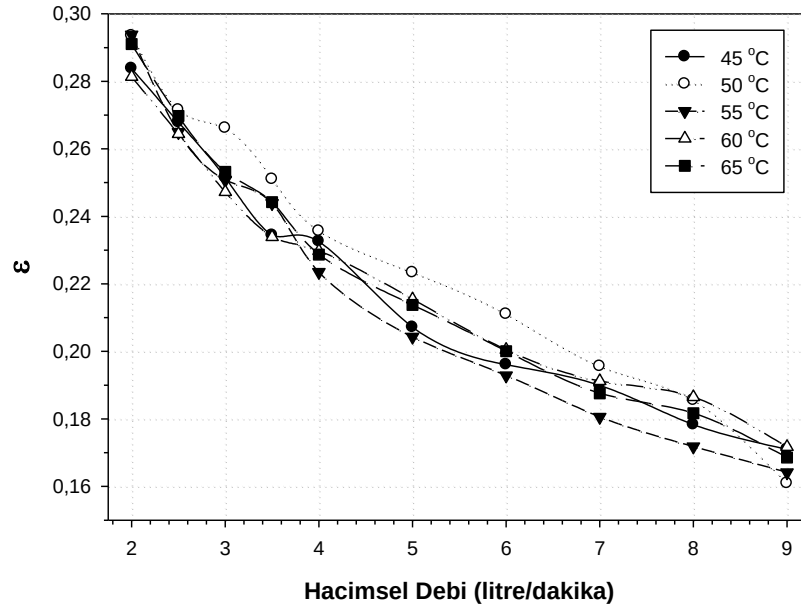
Şekil 4.26. Açık devre paralel akış durumunda toplam ısı transfer katsayısının hacimsel debi ile değişimi



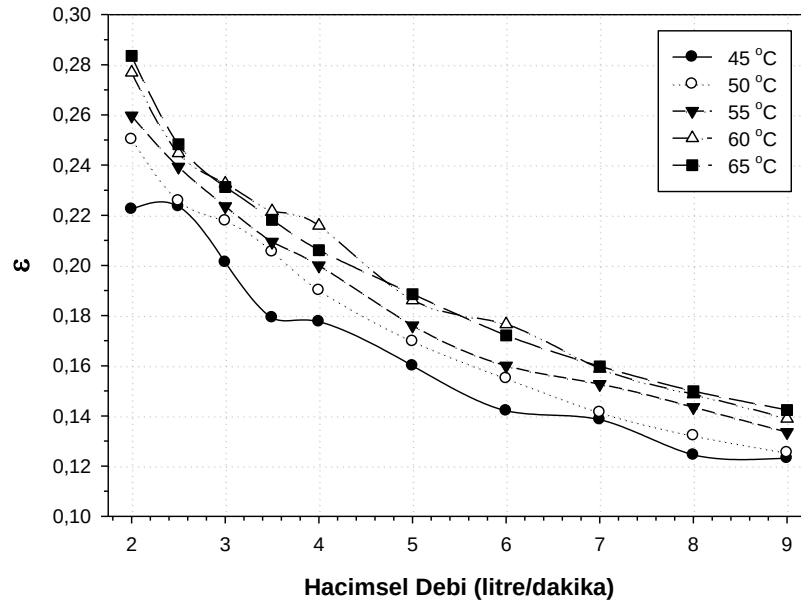
Şekil 4.27. Açık devre zıt akış durumunda toplam ısı transfer katsayısının hacimsel debi ile değişimi

4.7. ε - NTU Yöntemi İle Isı Transfer Analizi

Bu tez çalışmasında tasarlanan ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin ısı transfer analizi çalışmalarında, ısı değiştiricilerinin çözümlemesi için kullanılan ε - NTU yönteminden yararlanılmıştır. Isı değiştiricisine giren ve ısı değiştiricisinden çıkan akışkanların sıcaklıklarının bilinmesi durumunda ε - NTU yöntemi kullanılır. $\varepsilon = Q/Q_{max}$ değeri ısı değiştiricide sıcak akışkandan soğuk akışkana olan ısı transfer miktarının, aynı ısı değiştiricide aynı şartlarda olabilecek en fazla ısı transfer miktarına oranlanması ile hesaplanır. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisi deney sisteminde tüm deneyler $C_{min} = \dot{m}c_{p,c}$ ve $C_{max} = \dot{m}c_{p,h}$ ısı kapasiteleri (45°C) ve (65°C) sıcaklık değerleri için eşit ısı kapasite oranlarında yaklaşık $C_{min} \cong C_{max}$ birbirine eşit olduğu için bunların birbirine oranı $Cr = C_{min}/C_{max} = 1$ şartlarında gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.28 ve Şekil 4.29’da kapalı devre çalışma şartları için paralel ve zıt akışta etkenliğin (ε) hacimsel debi ($\dot{V} = UA$) ile değişimi grafik olarak verilmiştir.



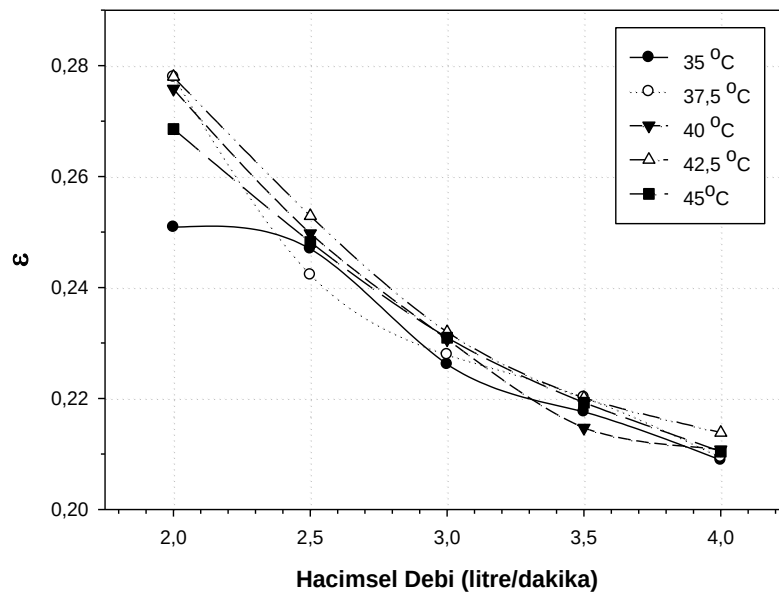
Şekil 4.28. Kapalı devre paralel akışlı çalışma durumunda etkenlik değerinin hacimsel debi ile değişimi



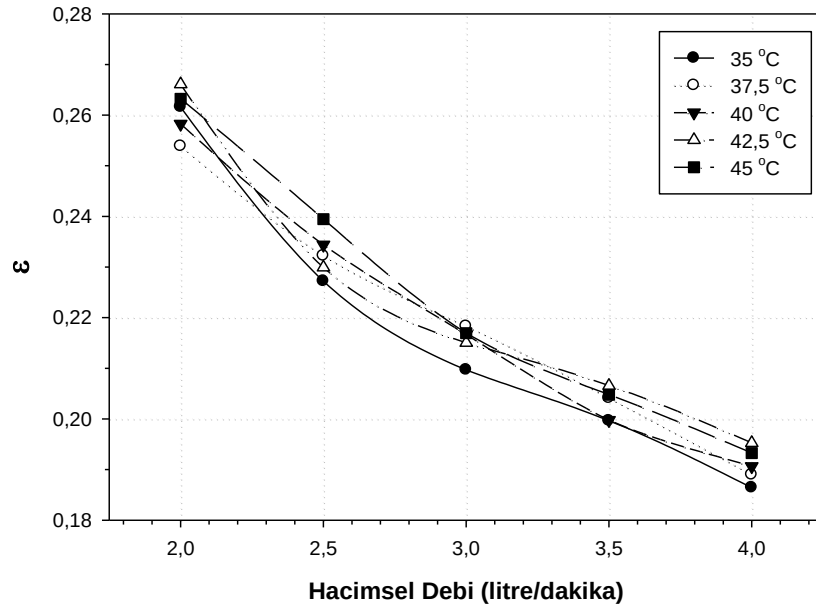
Şekil 4.29. Kapalı devre zıt akışlı çalışma durumunda etkenlik değerinin hacimsel debi ile değişimi

Şekil 4.30 ve Şekil 4.31’de açık devre çalışma şartları için paralel ve zıt akışta etkenliğin (ε) hacimsel debi ($\dot{V}$) ile değişimi grafik olarak verilmiştir. Beklendiği gibi

$Cr=1$ şartında hacimsel debinin artışı, Şekil 4.24-4.27’ de görüldüğü gibi olabilecek maksimum ısı transfer miktarını artırmış bu da etkenlik değerinin hacimsel debi ile azalmasına sebep olmuştur. Bunun sebebi, hacimsel debi artışının akışkanın ısı değiştirici içerisinde dolaşma zamanını azaltmaktadır, bu ise giriş ve çıkışta akışkan sıcaklık değerlerinin birbirine yaklaşmasına ve dolayısı ile logaritmik ortalama sıcaklık farkının azalmasına neden olduğundan dolayıdır. Kapalı devre çalışma şartlarında paralel ve zıt akış için etkenliğin (ϵ) 0,12 ile 0,30 arasında, açık devre çalışma şartlarında paralel ve zıt akış için etkenliğin (ϵ) 0,18 ile 0,28 arasında değiştiği Şekil 4.28 ve 4.31’deki grafiklerden görülmektedir. Aynı akışkan debisi farklı sıcaklık değerleri için zıt akışta ısıtma bölümüne giren akışkanın sıcaklığına bağlı olarak (ϵ)’nun değişimi daha fazla olduğu görülmüştür. Sonuçta Şekil 4.28 ve Şekil 4.29 ile Şekil 4.30 ve 4.31’deki grafiklerden kapalı devre ve açık devre çalışma durumunda her iki akış için sıcaklık arttıkça (ϵ) değeri de azda olsa farklı sıcaklık değerleri için farklılık gösterdiği söylenebilir. Sisteme giren her iki akışkan debisinin etkisi (ϵ) değişimine daha çok neden olmaktadır.



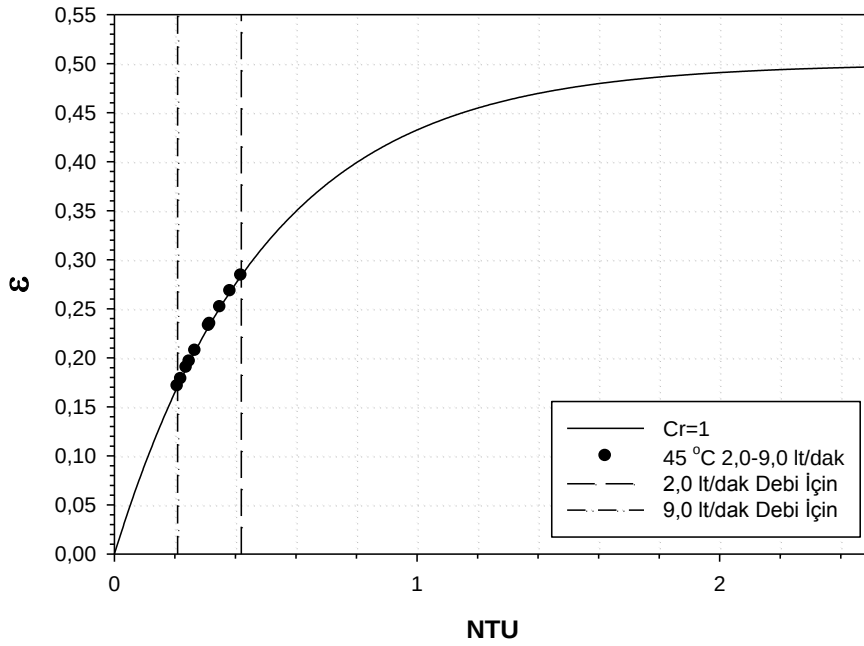
Şekil 4.30. Açık devre paralel akışlı çalışma durumunda etkenlik değerinin hacimsel debi ile değişimi



Şekil 4.31. Açık devre zıt akışlı çalışma durumunda etkenlik değerinin hacimsel debi ile değişimi

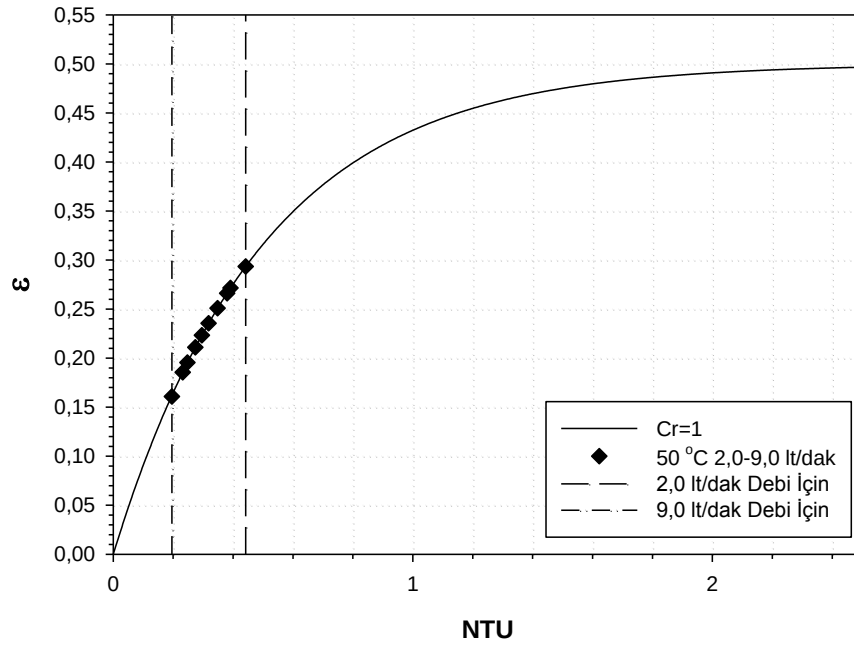
Şekil 4.32 ve Şekil 4.33’de kapalı devre çalışma durumu paralel ve zıt akış için, Şekil 4.34 ve Şekil 4.35’de ise açık devre çalışma durumu paralel ve zıt akış için $\varepsilon - NTU$ değişim grafikleri verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü gibi kapalı devre çalışma durumunda paralel ve zıt akış için $45^{\circ}\text{C} - 65^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralıklarında $\varepsilon - NTU$ değişimi Şekil 4.32 (a,b,c,d,e) ve Şekil 4.33 (a,b,c,d,e)’deki grafiklerde verilmiştir. Açık devre çalışma durumunda paralel ve zıt akış için $35^{\circ}\text{C} - 45^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralıklarında $\varepsilon - NTU$ değişimi Şekil 4.34 (a,b,c,d,e) ve Şekil 4.35 (a,b,c,d,e)’deki grafiklerde verilmiştir. Şekil 4.32’de kapalı devre paralel akışlı çalışma durumunda farklı sıcaklıklar için $\varepsilon - NTU$ değişim grafikleri incelendiğinde $\varepsilon = 0,16-0,30$, $NTU = 0,2-0,4$ arasında değişmektedir. Şekil 4.32 kapalı devre zıt akışlı çalışma durumunda farklı sıcaklıklar için $\varepsilon - NTU$ değişim grafikleri incelendiğinde $\varepsilon = 0,12-0,29$, $NTU = 0,1-0,4$ arasında değişmektedir. Şekil 4.34 açık devre paralel akışlı çalışma durumunda farklı sıcaklıklar için $\varepsilon - NTU$ değişim grafikleri incelendiğinde $\varepsilon = 0,21-0,27$, $NTU = 0,25-0,4$ arasında değişmektedir. Şekil 4.35 açık devre zıt akışlı çalışma durumunda farklı sıcaklıklar için $\varepsilon - NTU$ değişim grafikleri incelendiğinde $\varepsilon = 0,20-0,27$, $NTU = 0,20-0,4$ arasında değişmektedir.

Açık devre çalışma durumu için hacimsel debi 2,0-4,0 lt/dak aralığında olduğundan ε değerinin değişim aralığı kapalı devre çalışma durumuna göre daha dardır. Bu değerler sabit olduğu için açık devre çalışma şartlarında Q_{max} değeri sabittir. Artan hacimsel debi her iki bölüm içinde sisteme giren ve sistemden çıkan akışkanların sıcaklık farklarını azalttığından etkenlik değeri artan hacimsel debi ile azalmaktadır. Kapalı devre çalışma şartları içinde yapılan deneyler $Cr=1$ şartlarında yapılmaktadır. Bu nedenle etkenlik değerini belirlemede ısı değiştiriciye giren ve ısı değiştiriciden çıkan akışkanların değerleri belirleyici olmaktadır. Artan hacimsel debi ile Q_{max} değerinde olan artış, Q değerinde olan artıştan daha büyük olmaktadır. Bu nedenle kapalı ve açık devre çalışma durumunda hacimsel debi artışı hem paralel hem de zıt akışlı çalışma şartları için, etkenlik değerinin azalmasına sebep olmaktadır.

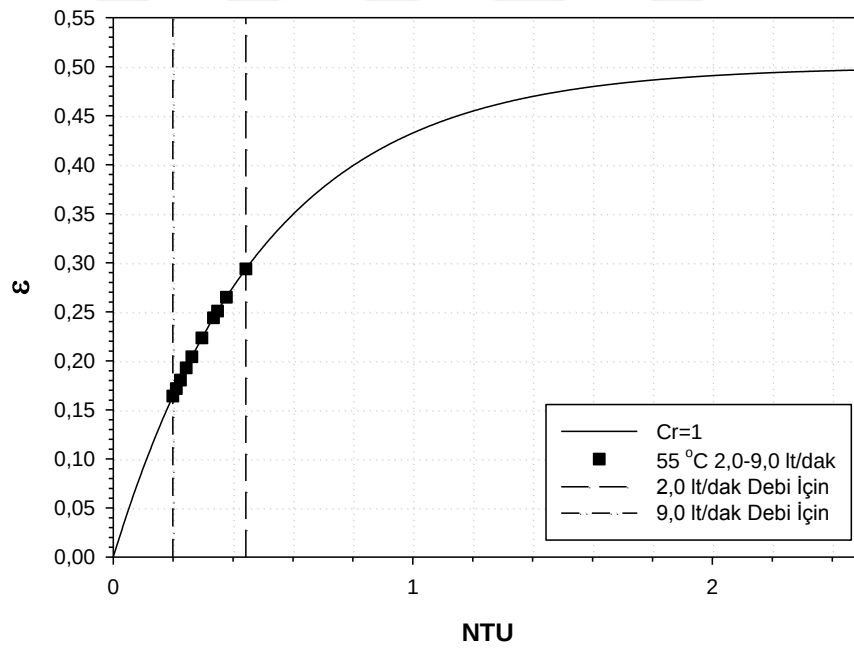


(a)

Şekil 4.32. (devam)

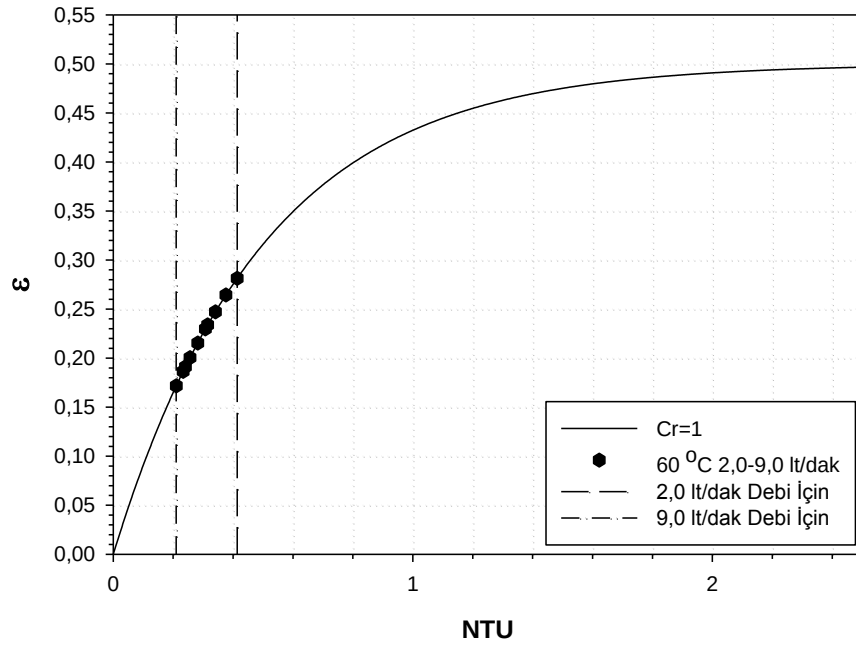


(b)

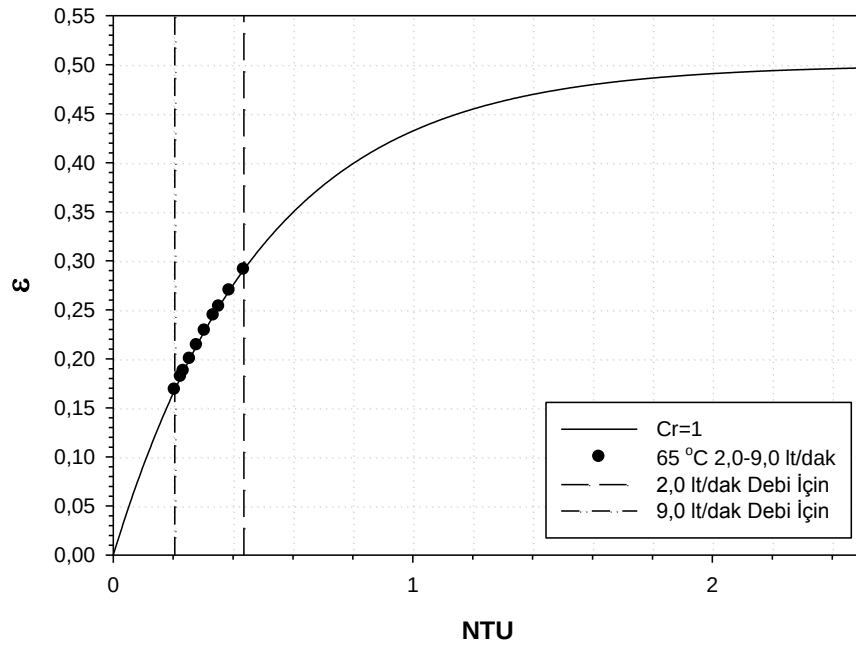


(c)

Şekil 4.32. (devam)

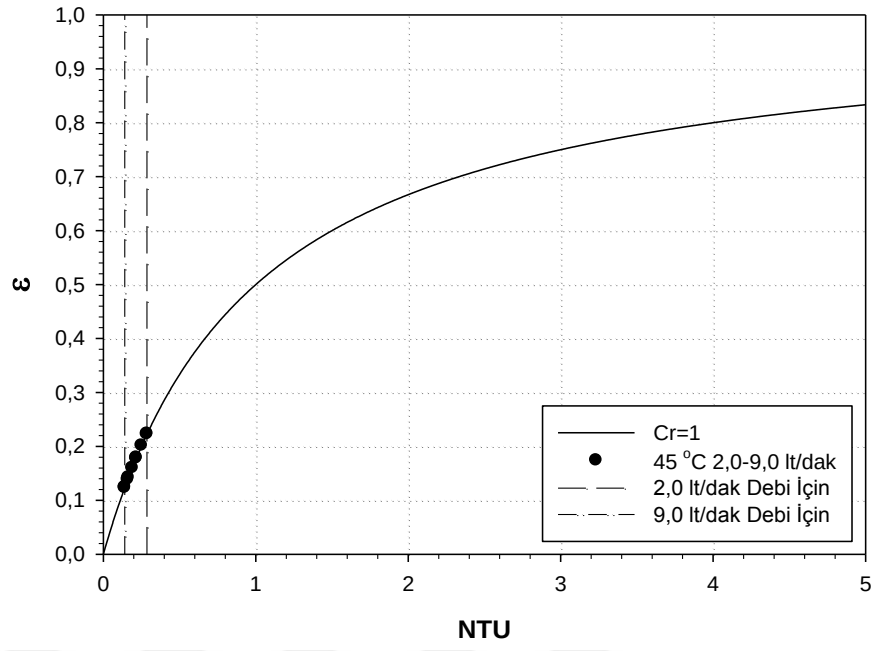


(d)

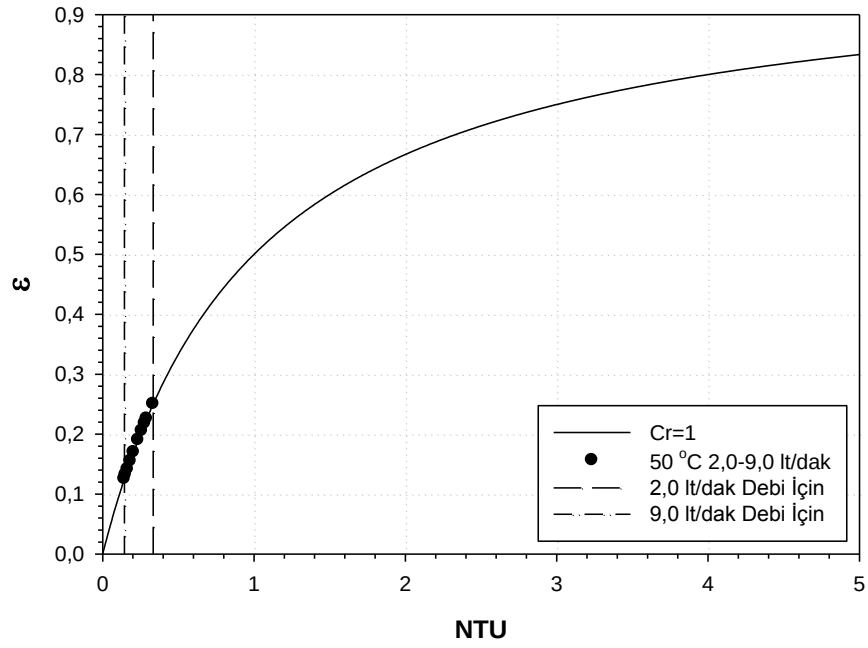


(e)

Şekil 4.32. Kapalı devre paralel akışlı çalışma durumunda ϵ -NTU değişimi

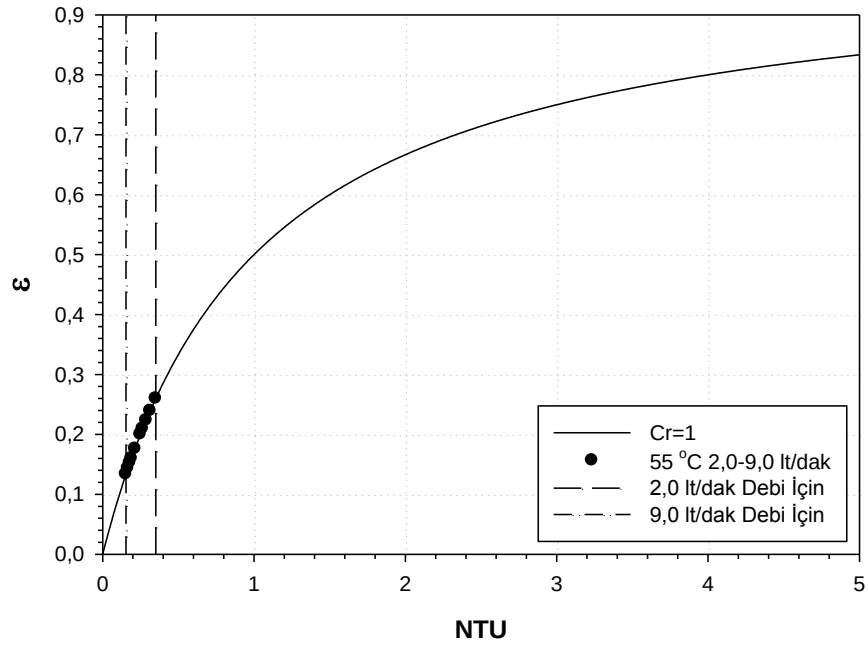


(a)

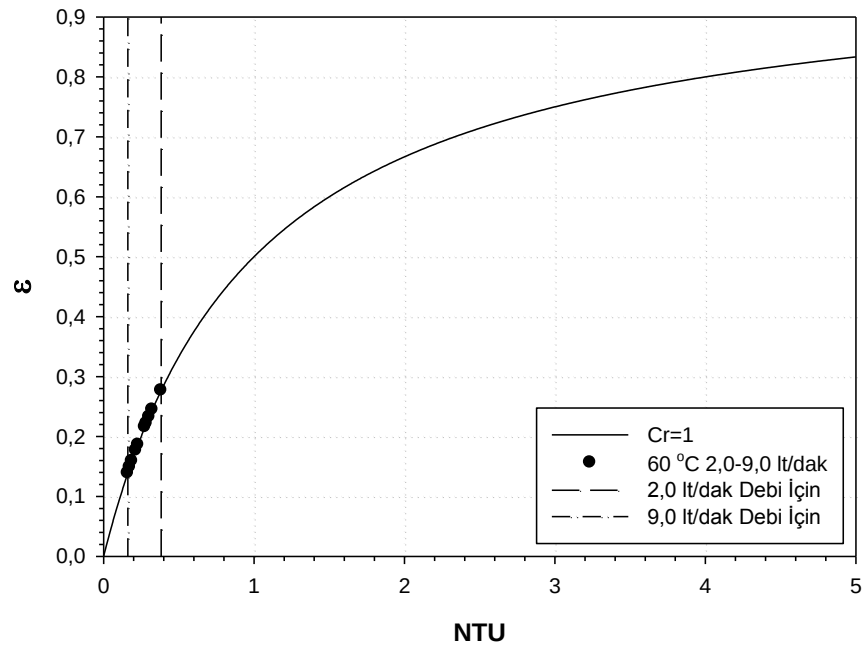


(b)

Şekil 4.33. (devam)

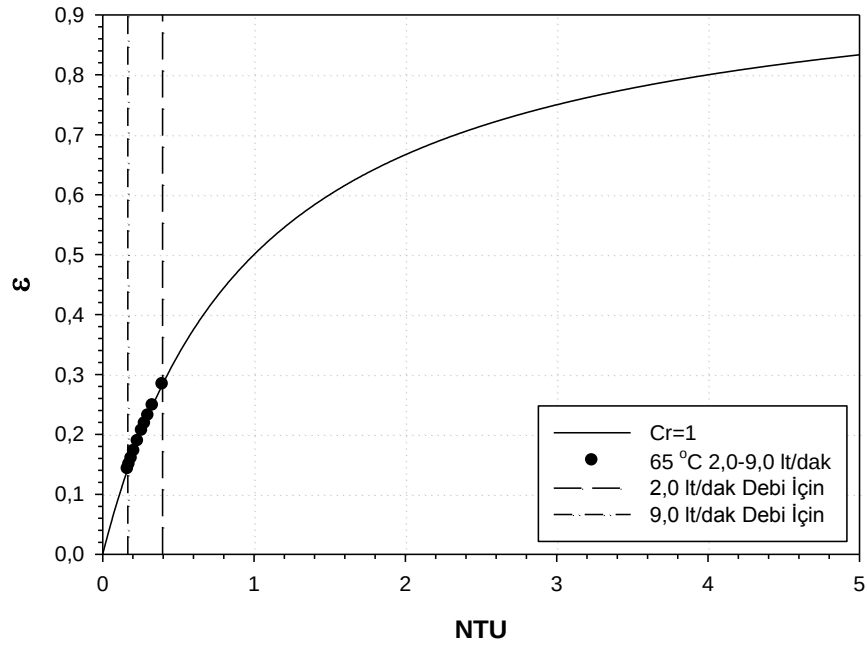


(c)

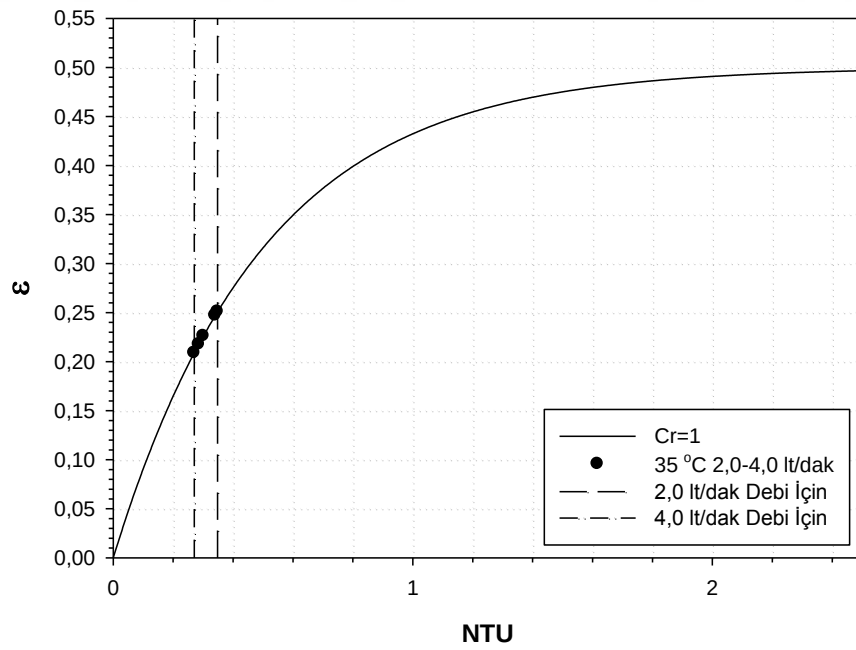


(d)

Şekil 4.33. (devam)

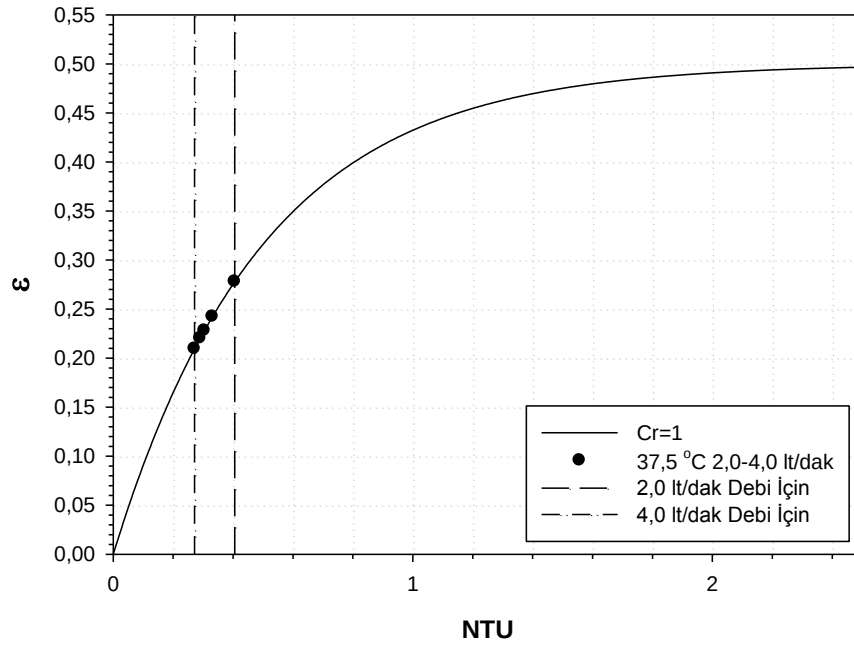


(e)

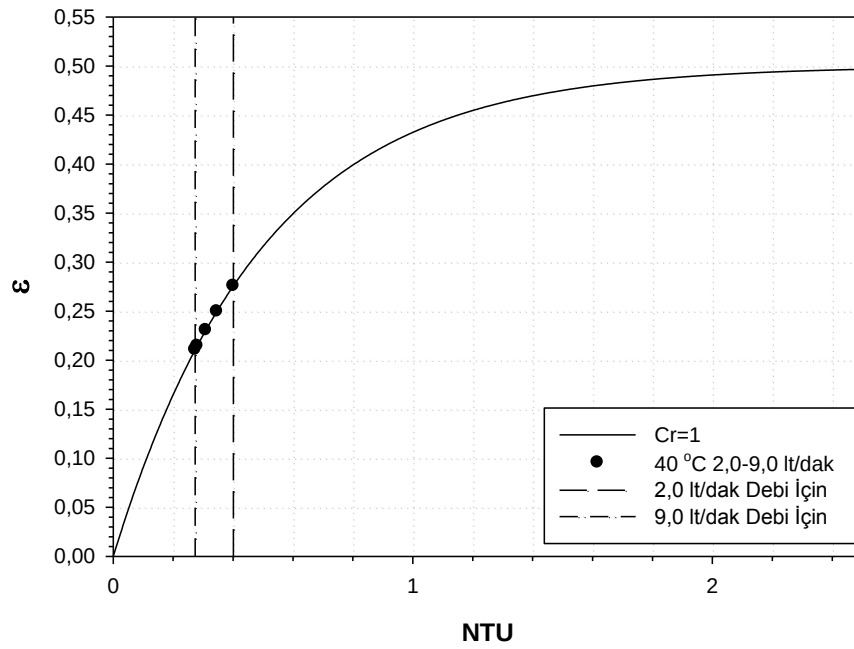
Şekil 4.33. Kapalı devre zıt akışlı çalışma durumunda ϵ -NTU değişimi

(a)

Şekil 4.34. (devam)

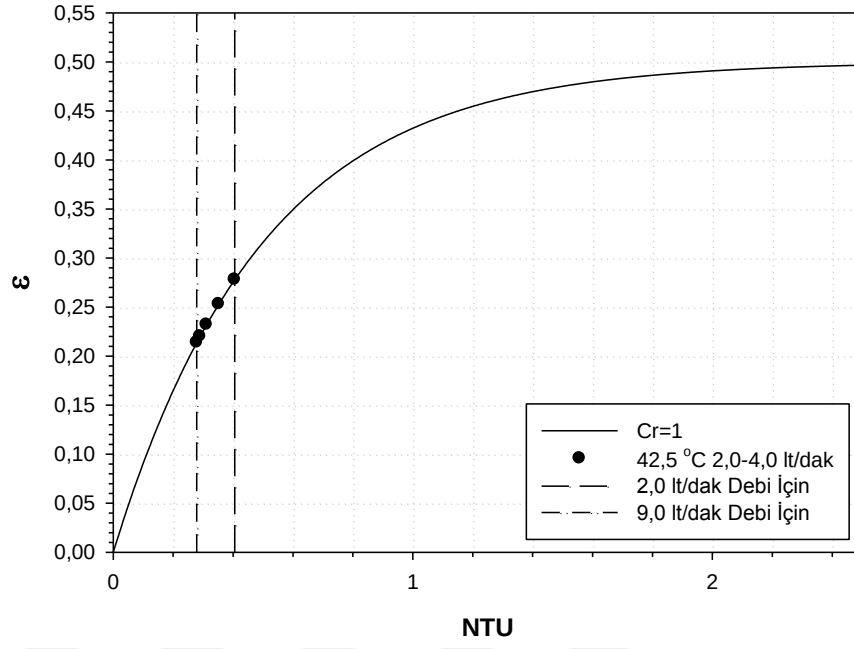


(b)

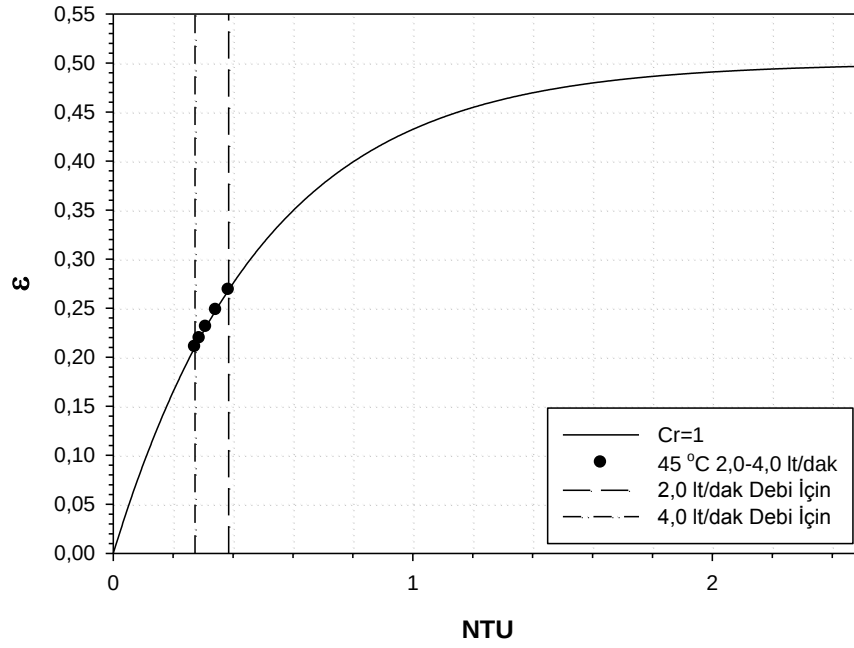


(c)

Şekil 4.34. (devam)

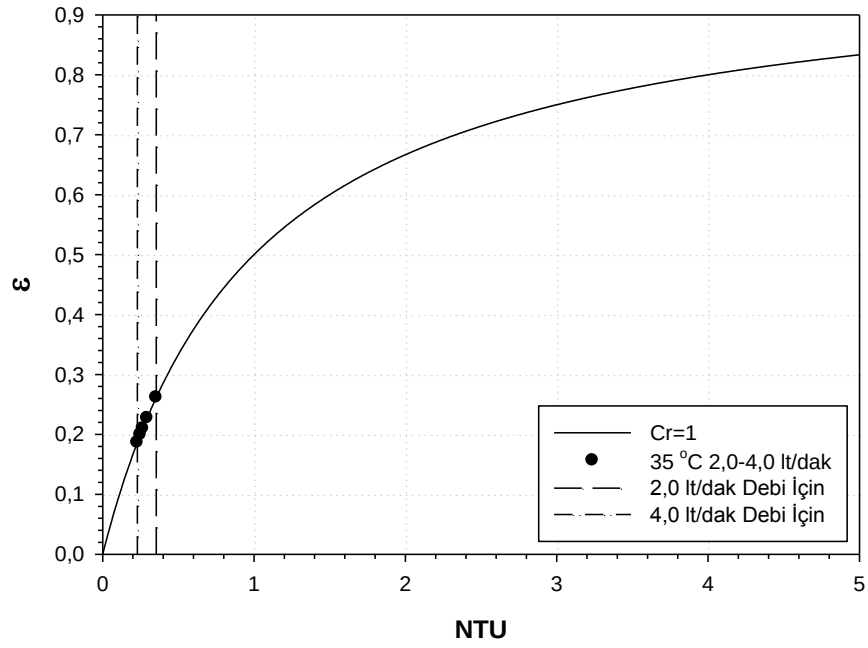


(d)

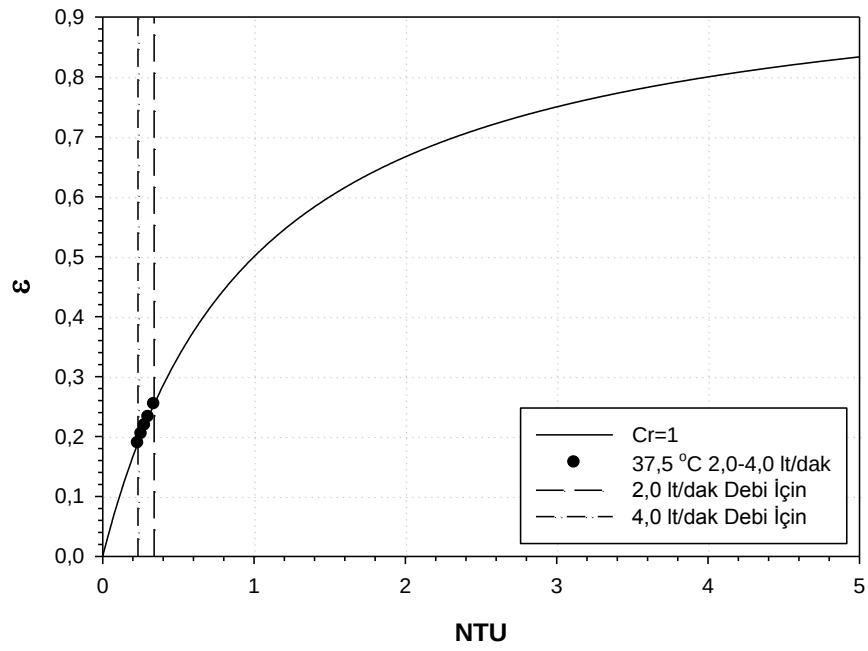


(e)

Şekil 4.34. Açık devre paralel akışlı çalışma durumunda ϵ -NTU değişimi

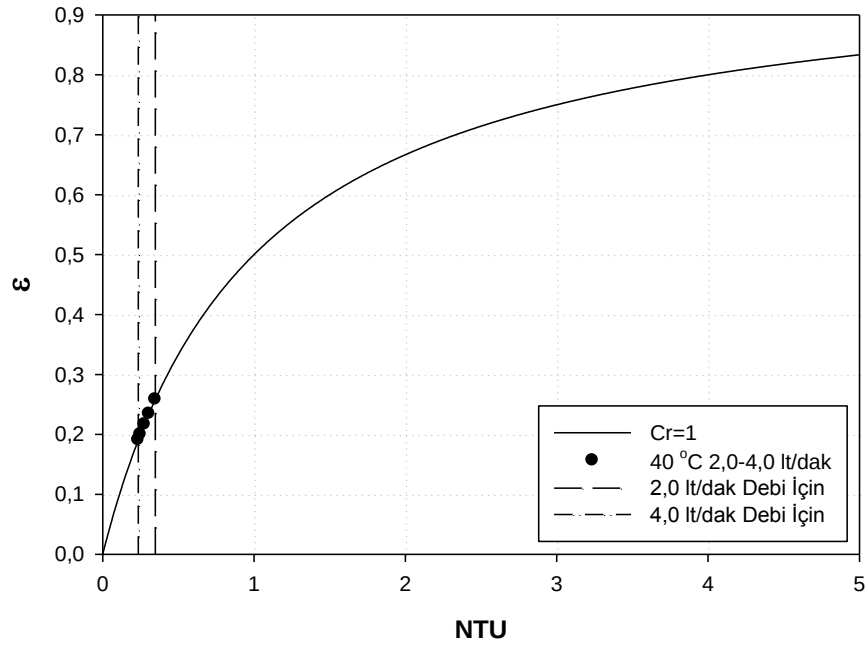


(a)

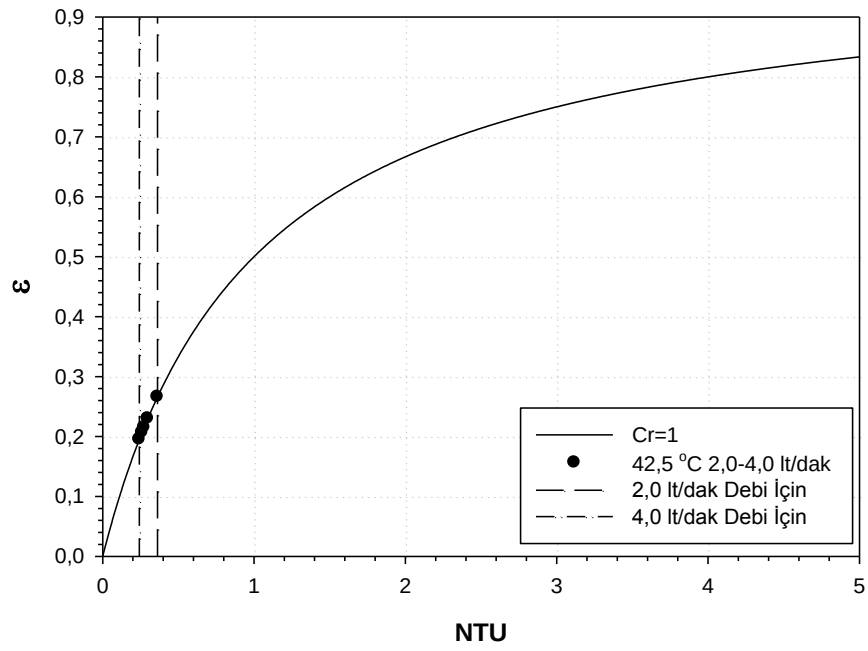


(b)

Şekil 4.35. (devam)

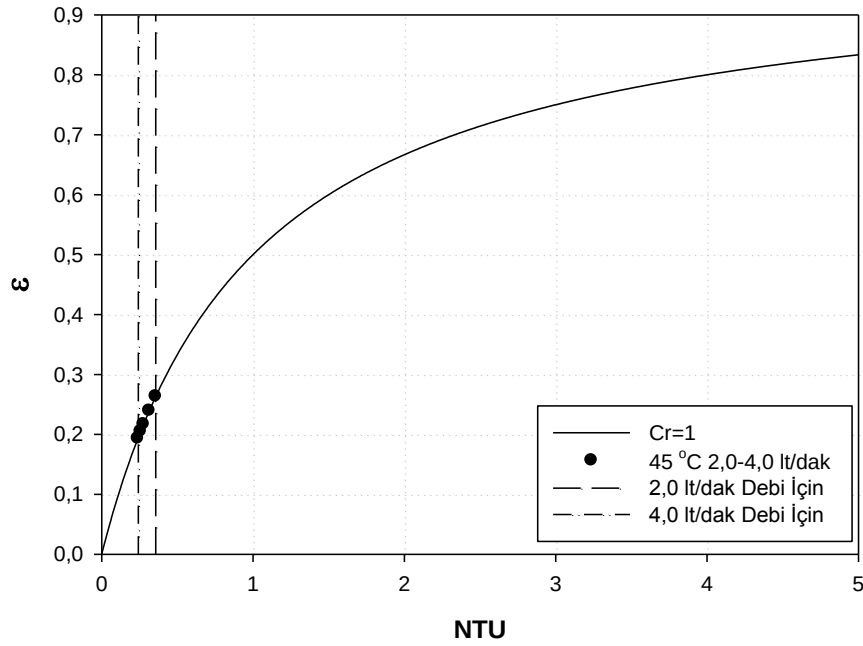


(c)



(d)

Şekil 4.35. (devam)



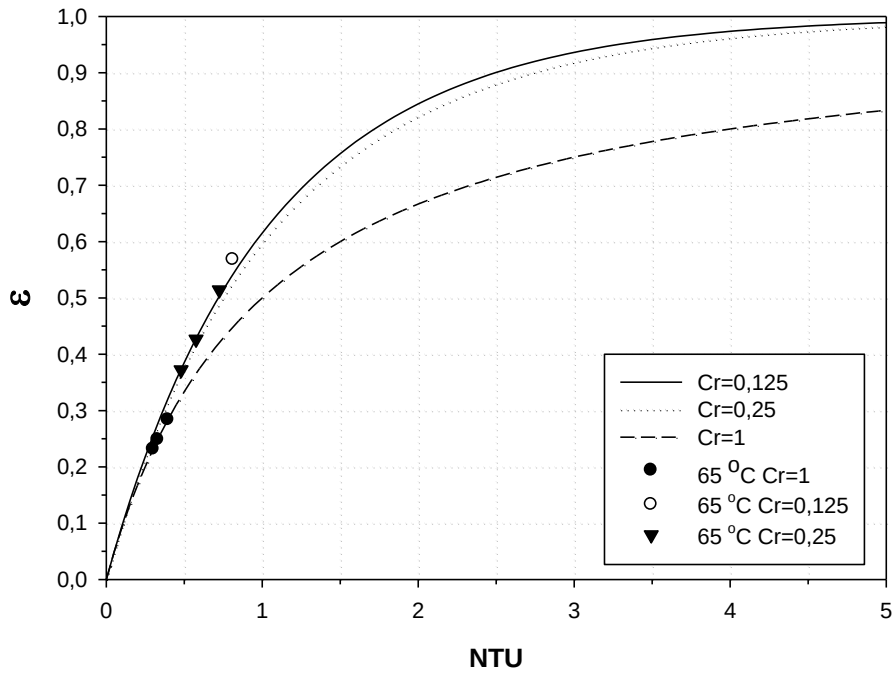
(e)

Şekil 4.35. Açık devre zıt akışlı çalışma durumunda ϵ -NTU değişimi

Yukarıda sunulan analizlerde sıcaklığın ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştirici üzerinde etkisi detaylı olarak incelenmiştir, ısıtma bölümü farklı giriş sıcaklıklarına göre $\epsilon - NTU$ değişimine bir etkisi olmadığı ancak hacimsel debinin artışı ile ϵ 'nin azaldığı gözlemlenmiştir.

4.8. Isıl Kapasite Oranlarının Etkilerinin Analizi

Isıl kapasite oranlarının değiştirilmesinin etkenlik üzerindeki etkilerinin teorik ve deneysel olarak incelenmesi ve karşılaştırılması için ısıl kapasite oranları $Cr=1$, $Cr=0,25$ ve $Cr=0,125$ değerlerinde ve ısıtma bölümü akışkan giriş sıcaklığı 65°C için deneyler yapılmıştır. $Cr=1$ ısıl kapasite değeri için ısıtıcı ve soğutucu akışkan çiftinin sisteme girişte akışkan debileri birbirine eşittir. $Cr=0,25$ ısıl kapasite değeri için ısıtıcı akışkan 4,00 lt/dk – 8,00 lt/dk ve soğutucu akışkan ise 1,00 lt/dk – 2,00 lt/dk aralığında değişmektedir. $Cr=0,125$ ısıl kapasite değeri için ısıtıcı akışkan 8,00 lt/dk ve soğutucu akışkan ise 1,00 lt/dk değerine sahiptir.



Şekil 4.36. Isıl kapasite oranlarının etkenlik üzerindeki etkileri

Isıtıcı akışkan giriş debisinin artırılması, orta plakanın ısınan tarafının ortalama sıcaklığının artmasına ve soğutma bölümündeki akışkana daha fazla ısı transfer edilmesine sebep olmaktadır. Şekil 4.36’da ısıl kapasite oranlarının etkenlik üzerindeki etkilerini gösteren deneyin sonuçları gösterilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi $\varepsilon - NTU$ yöntemine göre farklı Cr değerleri için $\varepsilon=0.24-0.58$, $NTU=0.3-0.81$ arasında değiştiği görülmektedir. Ayrıca $\varepsilon - NTU$ yöntemine göre farklı Cr değerleri için teorik ve deneysel karşılaştırılması yapılmış, deneysel sonuçlarla teorik sonuçların literatürle uyumlu olduğu gözlenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda ısıl kapasite oranlarının artırılmasının etkenliğin (ε) artmasına neden olduğu sonucuna varılmıştır.

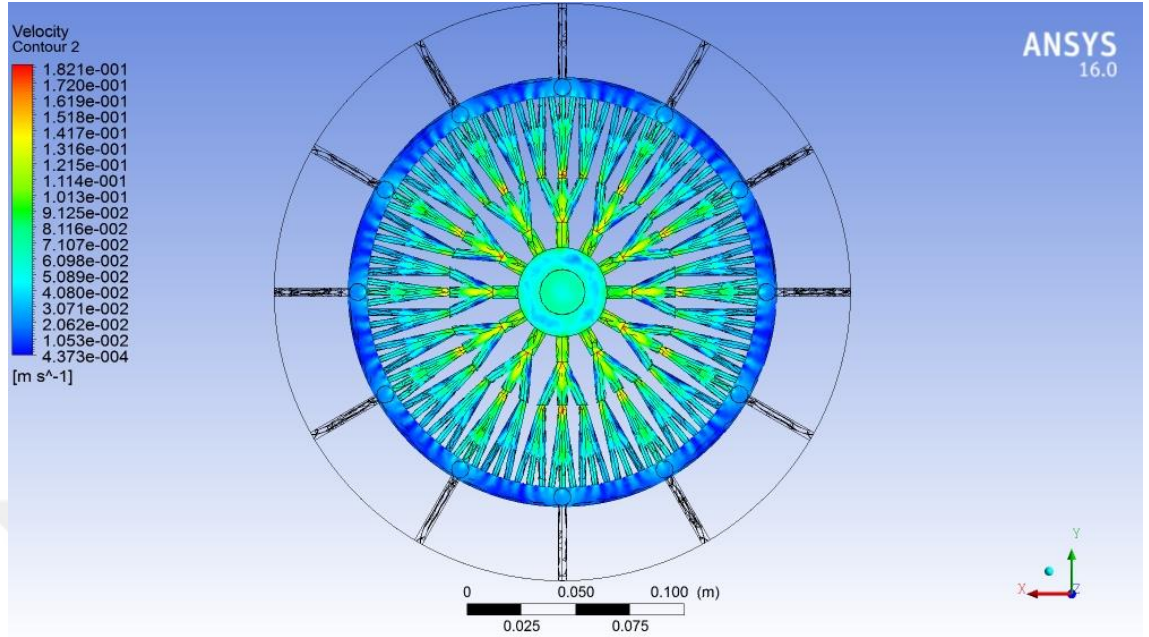
4.9. ANSYS-Fluent Analizleri

Yapılan bu tez çalışmasında tasarlanan ağaç şekilli dal kanallı dallanmış tip ısı değiştiricisi geometrik olarak Solid Works’de modellenip ANSYS-Fluent 16.0 paket programında nümerik analizler yapılmıştır. 4,0 lt/dak akışkan debisine kadar olan deneylerde laminar, 4,0 lt/dak debi değerinden daha yüksek debilerde ise $k - \varepsilon$

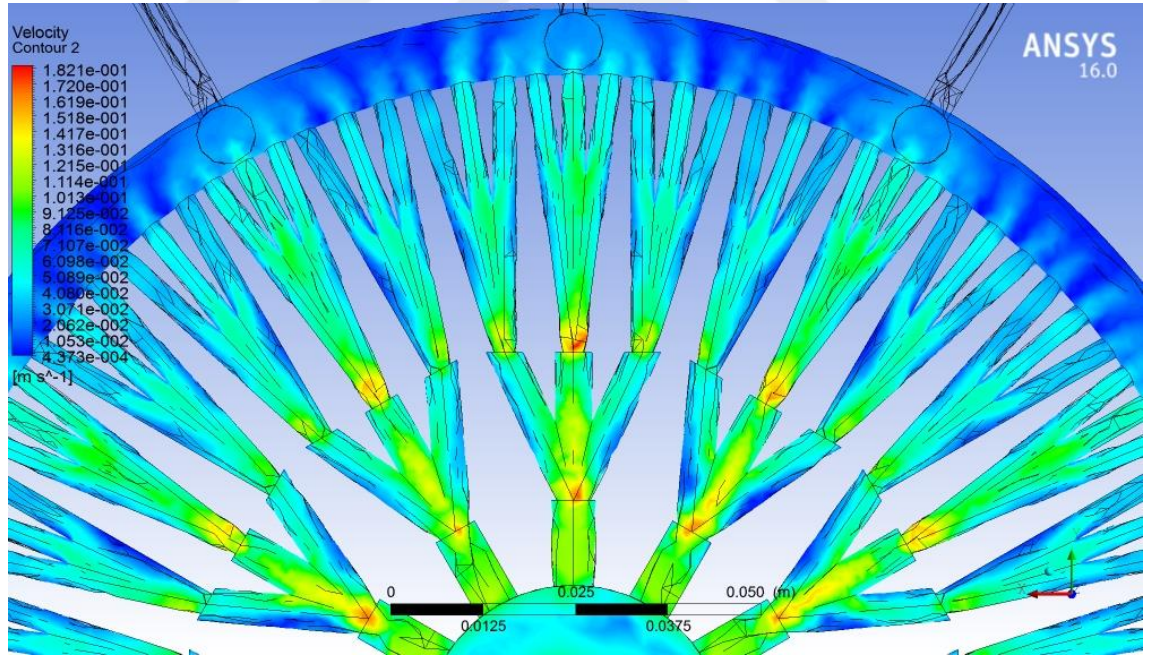
türbülans modeli uygulanarak enerji ve Navier-Stokes denklemleri çözülmek sureti ile ısı analizleri yapılmıştır. Standart $k-\varepsilon$ model, her bir dal kanal boyunca uzanan akım çizgilerinin varlığını gösterir. ANSYS-FLUENT'te yine bunlara ait hızlar için vektörel, sıcaklık ve basınç için ise contour grafikleri, kapalı ve açık çevrimde paralel ve zıt akış şartları için farklı akışkan debileri ve sıcaklıklarına göre Şekil 4.37-76 daki grafikler elde edilmiştir. Tasarlanan ağaç şekilli dal kanallı dallanmış tip ısı değiştiricisi üzerinde;

- i) Sıcaklık Değişiminin Etkileri,
- ii) Akış Hızı Değişiminin Etkileri,
- iii) Çalışma Rejimi Değişiminin Etkileri ANSYS-FLUENT'te incelenmiştir.

Deneyleri gerçekleştirilen ağaç şekilli dal kanallı dallanmış ısı değiştiricisinin ANSYS-FLUENT programı ile yapılan analizlerin deneysel sonuçlar ile uyumlu sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Deneysel sonuçlar ile bilgisayar destekli çözümleme arasındaki farklılıkların; deneysel çalışmada alt ve üst destek plakalarının ısı akümülyasyon etkileri, plakalar arasındaki temas direnci, teorik çözümlemede karşılaşılmayan ancak deneysel çözümde karşılaşılabilen ısı kayıpları, deney sistemi test bölgesi içindeki kanalların içinde gerçekleşebilecek hava kabarcığı ya da paslanmaya bağlı tıkanma gibi sebepler olabileceği öngörülmüştür. Yapılan analizlerde constructal teori gereği her seviyede üç kola (dal) ayrılan dallanmaların orta kolunda, bir önceki dal seviyesi ile eş eksenli olmasından dolayı akış hızı daha yüksektir. Diğer bir değişle sıfırcı ($k=0$) dallanma seviyesinden farklı diğer yan dallanmalarda akışkanın akış hızı sıfırcı dallanma seviyesi ile eş eksenli olan borulara göre daha düşüktür. Bu durum birinci dallanma ($k=1$) seviyesinden itibaren yan dallanmalardaki akış hızının düşük olmasına ve ikinci dallanma ($k=2$) seviyesi birinci dallanma seviyesinden etkilendiği için hızın daha da düşmesine sebep olduğu gözlemlenmiştir.

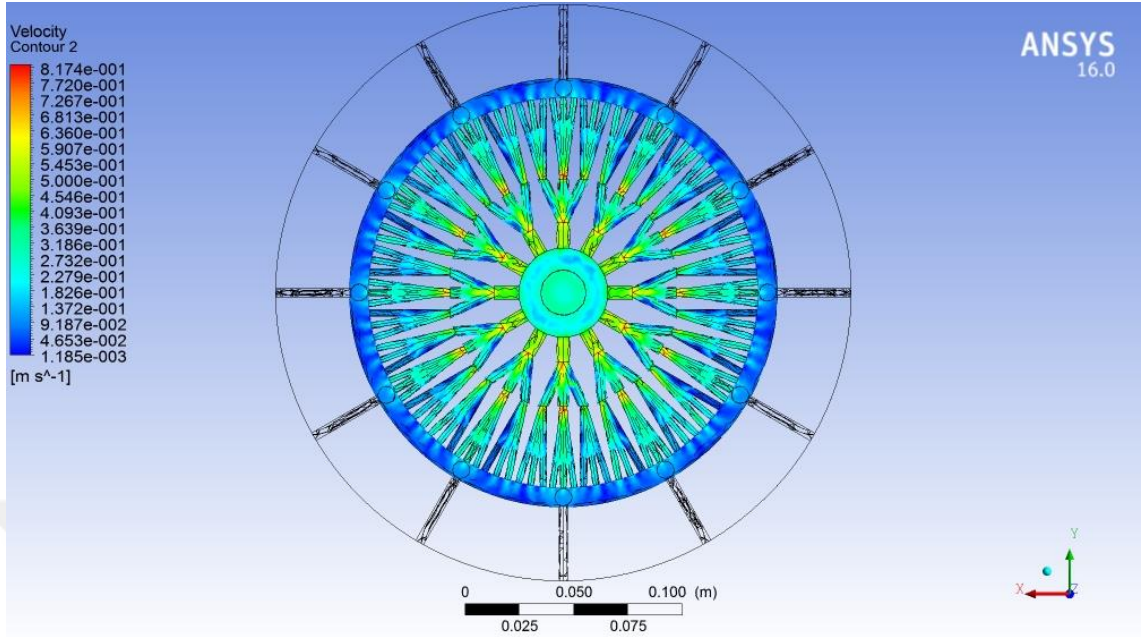


(a)

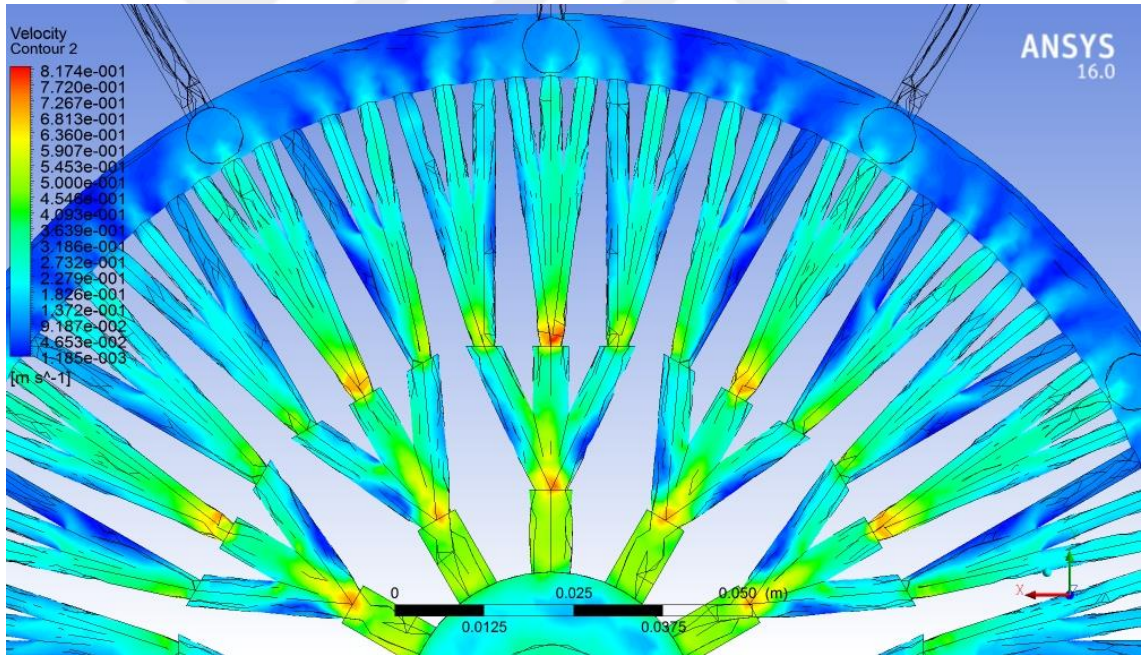


(b)

Şekil 4.37. Artan dallanma seviyesi yönündeki akışta 2,0 lt/dak için ısı değiştirici içerisindeki hız dağılımları



(a)



(b)

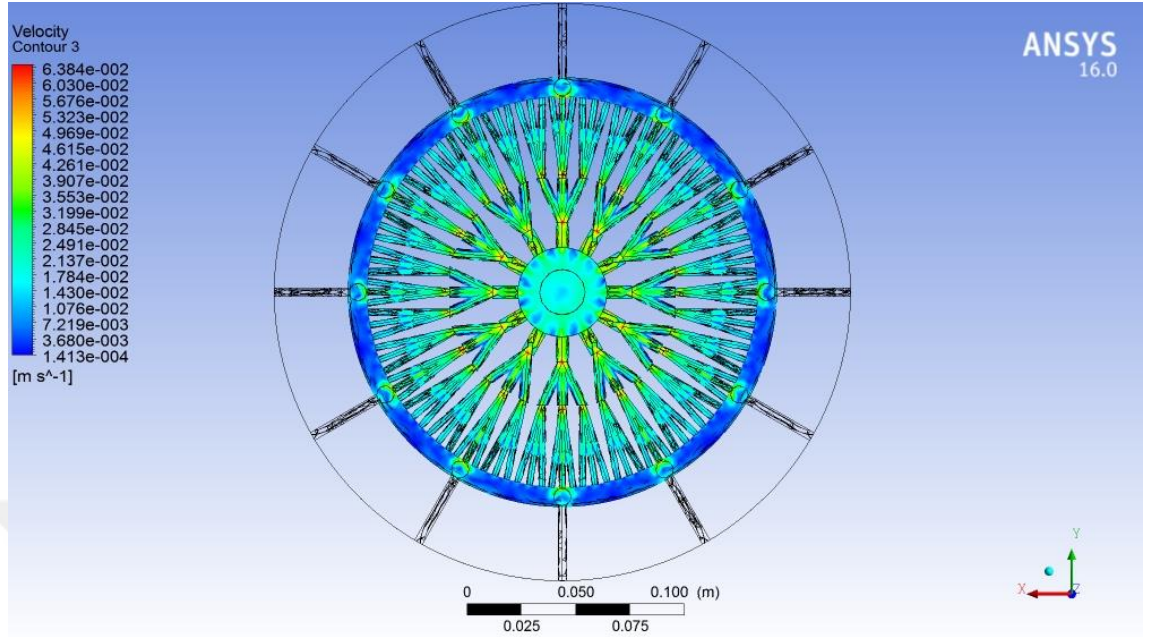
Şekil 4.38. Artan dallanma seviyesi yönündeki akışta 9,0 lt/dak için ısı değiştirici içerisindeki hız dağılımları

Şekil 4.37'deki grafikte artan dallanma yönünde düşük debilerde bu etki nispeten daha az olmasına rağmen, Şekil 4.38'deki grafiklerden görüldüğü üzere, artan dallanma

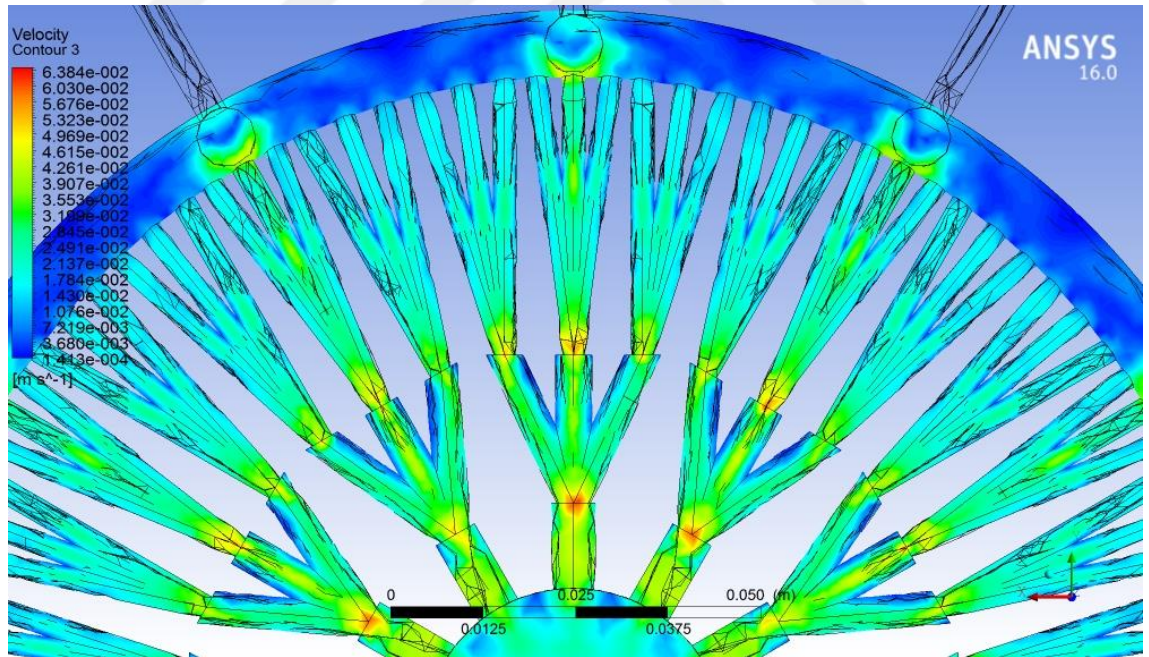
yönünde yüksek debilerde ikinci dal seviyesindeki 108 adet silindirik kesitli borudan sadece iç yan dalların (24 tanesinin) içinden geçen akışkan miktarının oldukça düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bunun tasarımdan kaynaklandığı belirlenmiştir. Aşağıda verilmiş olan grafiklerde görüldüğü üzere yan dallanmalarda ise akış hızı nispeten düşüktür, Şekil 4.39-40'da farklı akışkan debileri için azalan dallanma seviyesi yönündeki akışta, Şekil 4.37-38'de farklı akışkan debileri için artan dallanma seviyesi yönündeki akışa göre ikinci seviyedeki olumsuzlukların yerine aksine hız dağılımının daha düzgün olduğu bununda ısı transferi açısından önemli olduğunu göstermektedir.

Hız çözümlerine benzer şekilde ağaç şekilli dal kanallı dallanmış ısı değiştiricisinde sıcaklıklara ait ANSYS-Fluent çözümlerinin sonuçları grafik olarak farklı çalışma rejimi, farklı sıcaklık ve akışkan debileri için grafik olarak verilmiştir.

Şekil 4.37 - 4.48 arasındaki grafiklerde kapalı devre paralel akışlı çalışma şartları için ısıtma ve soğutma bölümündeki değişimler verilmiştir. Bu grafiklerde eşit ısıtma suyu giriş sıcaklıklarında artan debi ile hem ısıtma hem de soğutma bölümünde giriş ve çıkış noktalarında sıcaklık farkının azaldığı, transfer edilen ısı miktarının ise arttığı görülmüştür. Debi artışı kapalı devre çalışma şartlarında sistem içerisindeki ortalama sıcaklığı da artırdığından artan debi atılan ısı miktarında azalarak artan bir eğilim göstermiştir. Şekil 4.45 - 4.52 arasındaki grafiklerde açık devre paralel akışlı çalışma şartları için ısıtma ve soğutma bölümündeki değişimler gösterilmiştir. Eşit ısıtma suyu giriş sıcaklıklarında artan debi ile hem ısıtma hem de soğutma bölümünde giriş ve çıkış noktalarında sıcaklık farkının azaldığı, transfer edilen ısı miktarının ise arttığı görülmüştür. Debi artışı açık devre çalışma şartlarında sistem içerisindeki ortalama sıcaklığı da azalttığından artan debi atılan ısı miktarında doğrusal olarak artan eğilime sahiptir. Şekil 4.37 - 4.46'da kapalı devre için paralel akış ile Şekil 4.57 - 4.60 ve Şekil 4.69 - 4.72 'de grafiklerdeki ise kapalı devre zıt akışlı çalışma şartlarında, ısıtma ve soğutma bölümündeki çözümlerin sonuçları verilmiştir.

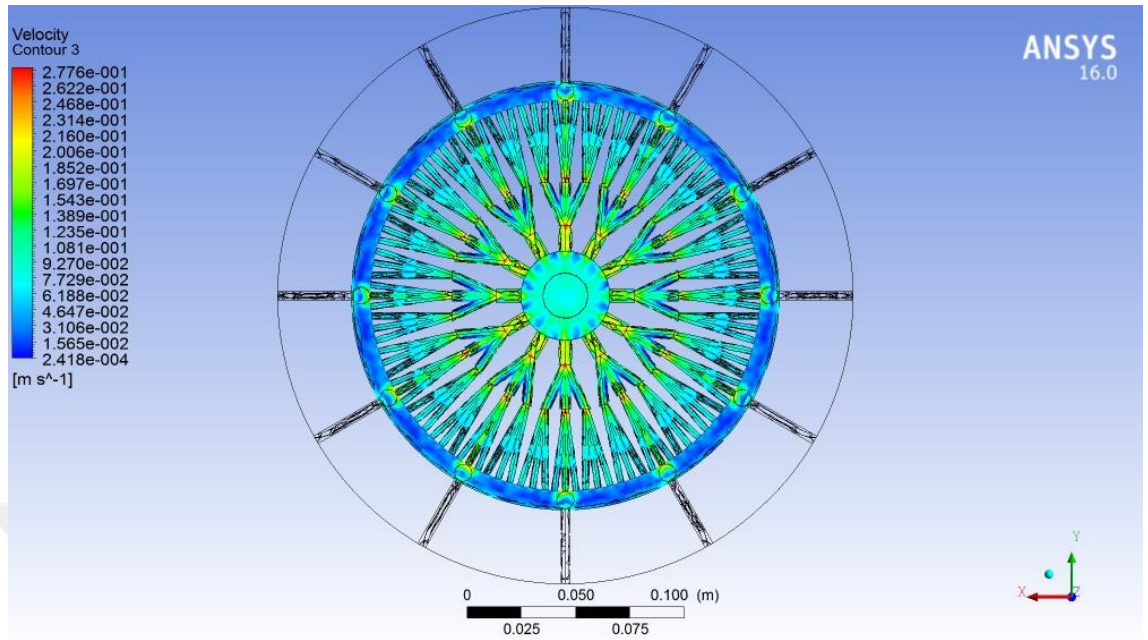


(a)

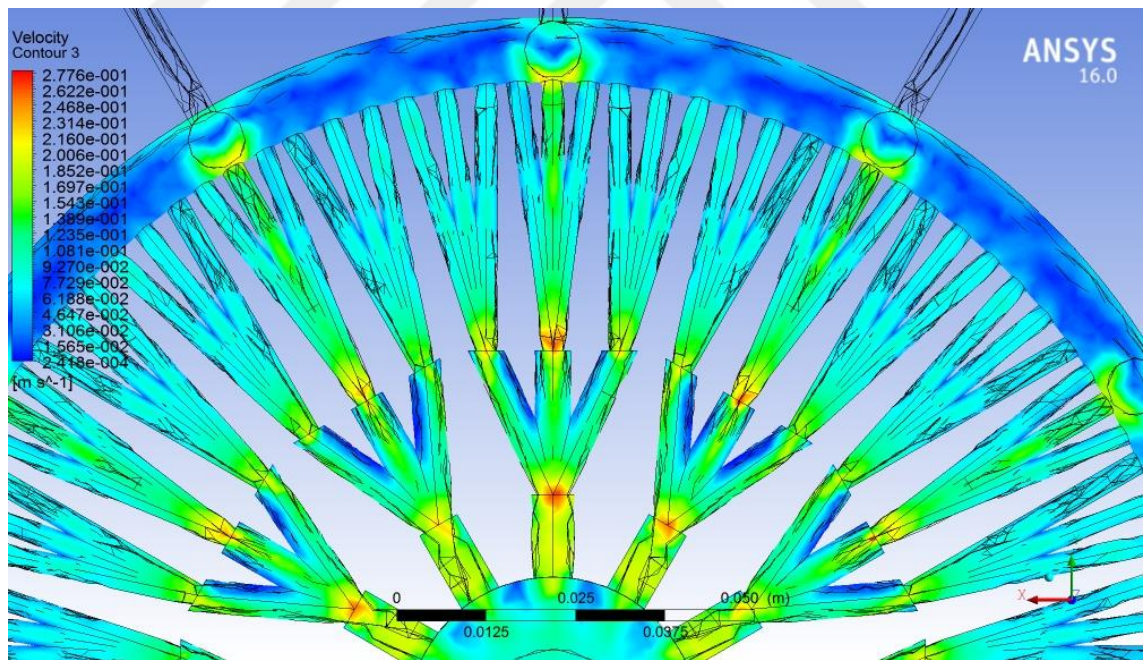


(b)

Şekil 4.39. Azalan dallanma seviyesi yönündeki akışta 2,0 lt/dak için ısı değiştirici içerisindeki hız dağılımları



(a)

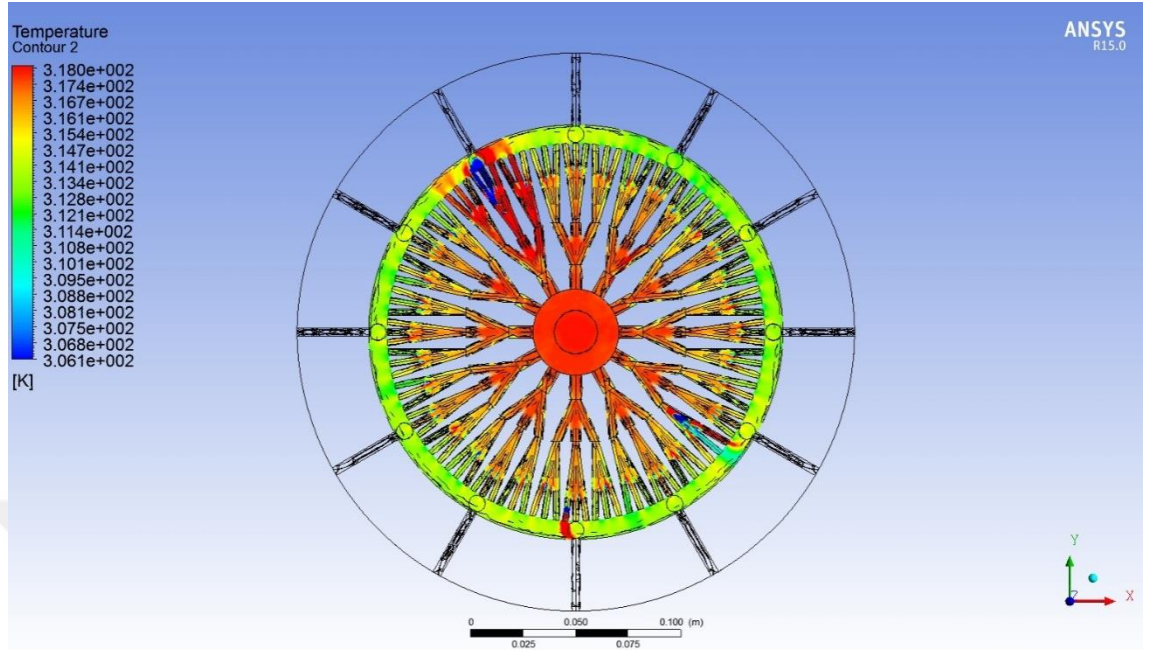


(b)

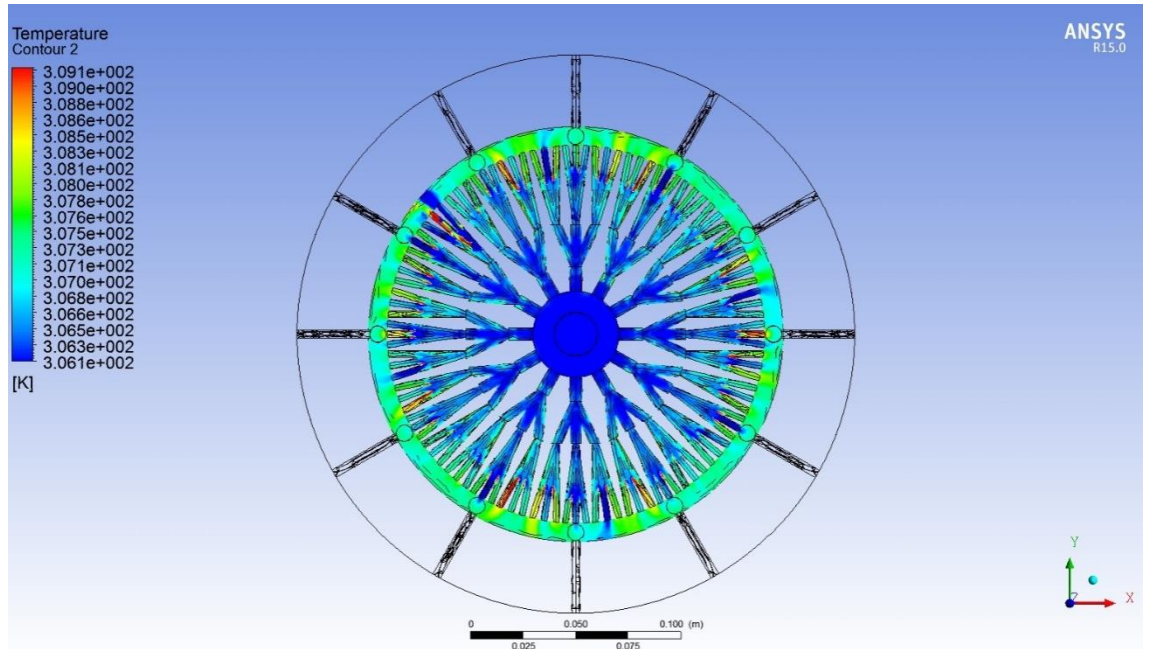
Şekil 4.40. Azalan dallanma seviyesi yönündeki akışta 9,0 lt/dak için ısı değiştirici içerisindeki hız dağılımları

Eşit ısıtma suyu giriş sıcaklıklarında artan debi ile hem ısıtma hem de soğutma bölümünde giriş ve çıkış noktalarında sıcaklık farkının azaldığı dolayısı ile de transfer edilen ısı miktarının ise arttığı görülmüştür. Paralel akışlıya göre zıt akışlı çalışma şartlarında ısı değiştiricinin geometrisi nedeniyle giriş ve çıkış noktaları arasında daha düşük sıcaklık farkı söz konusudur.

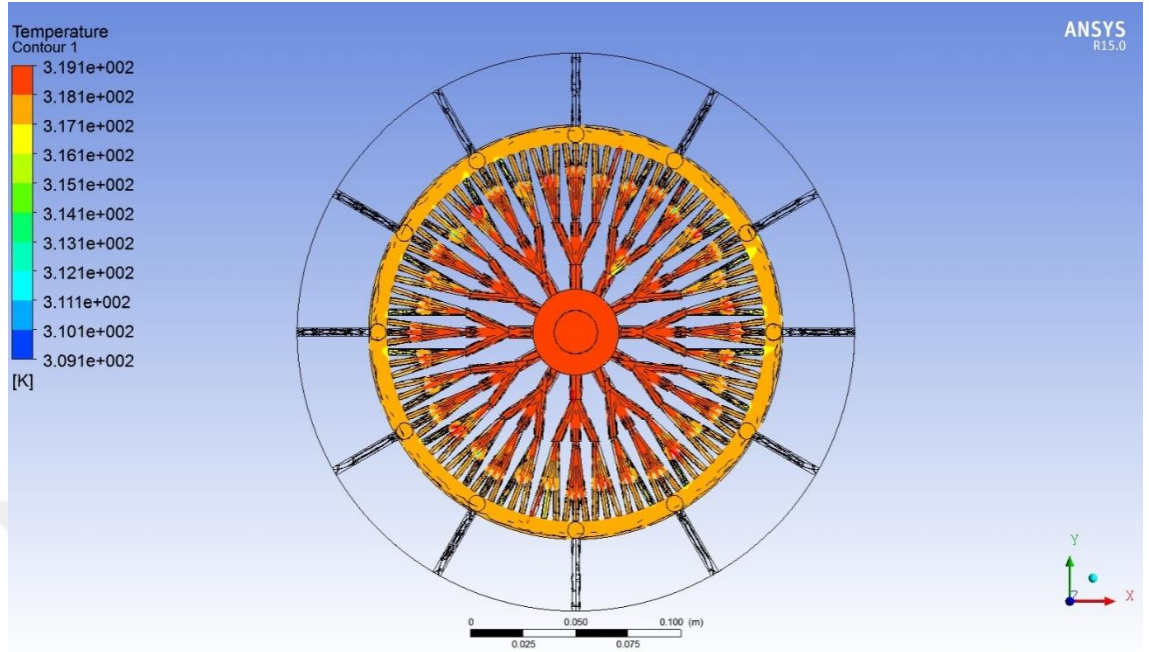
Şekil 4.49-4.56 açık devre için paralel akış ile Şekil 4.61-4.68'de ise açık devre zıt akışlı çalışma şartlarında ısıtma ve soğutma bölümünde sıcaklık değişimlerin çözümleri grafik olarak verilmiştir. Bütün sıcaklık grafiklerinde görüldüğü gibi ısıtma ve soğutma bölümündeki sıcaklık değişimlerinin ısı transfer prosesinin fiziği ile uyumlu olduğunu göstermiştir. Eşit ısıtma suyu giriş sıcaklıklarında artan debi ile hem ısıtma hem de soğutma bölümünde giriş ve çıkış noktalarında sıcaklık farkının azaldığı, transfer edilen ısı miktarının ise arttığı görülmüştür. Debi artışı açık devre çalışma şartlarında sistem içerisindeki ortalama sıcaklığı da azalttığından artan debi atılan ısı miktarında doğrusal olarak artan eğilimdedir. Zıt akışlı çalışma şartlarında ısı değiştiricinin geometrisi nedeniyle giriş ve çıkış noktaları arasında daha düşük sıcaklık farkı görülmüştür. Grafiklerden anlaşılabacağı üzere ANSYS-Fluent çözümlerinden elde edilen bulgularla deneysel sonuçların değerlendirilmesi ile elde edilen sonuçların birbiri ile uyumlu olduğunun sonucuna varılmıştır.



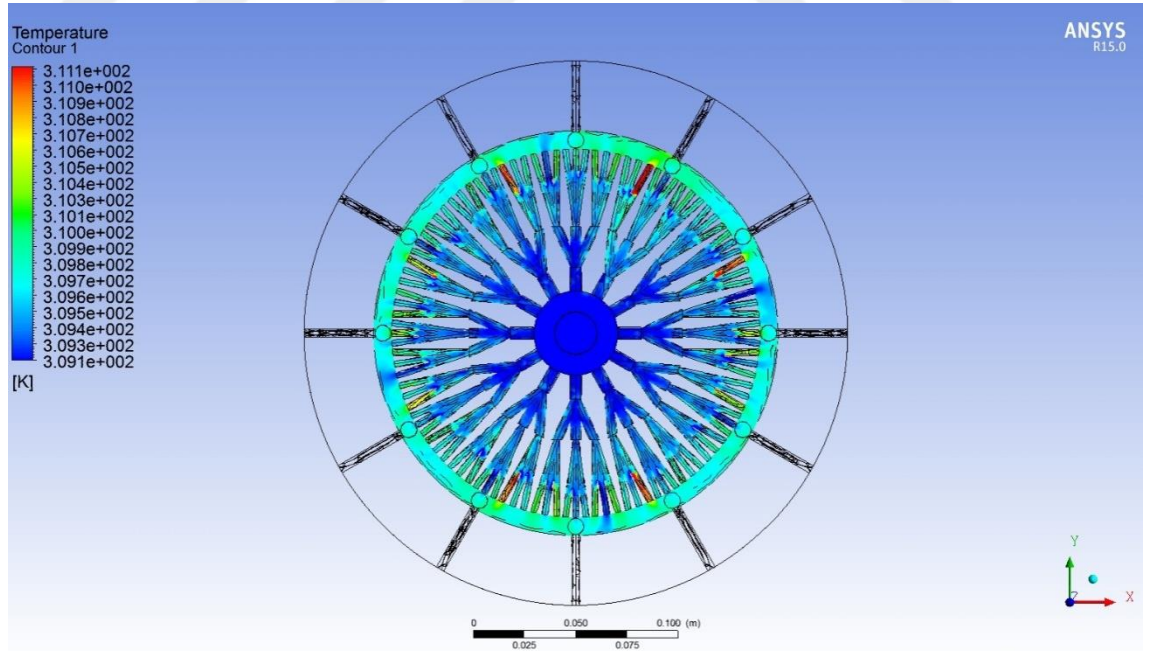
Şekil 4.41. 45°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



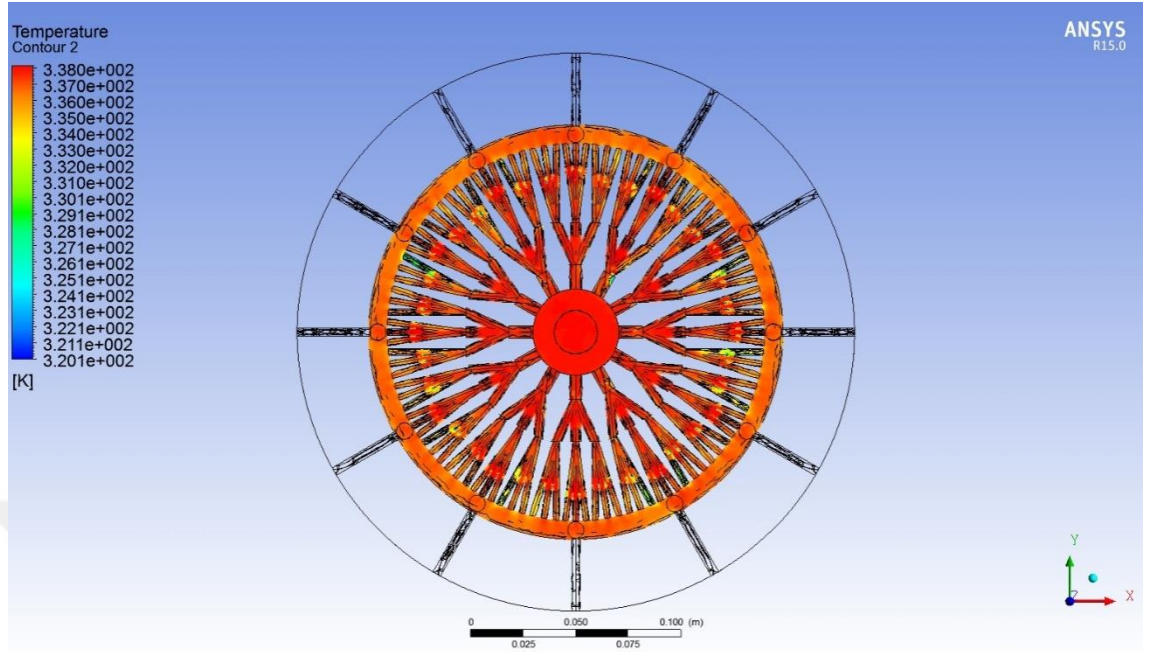
Şekil 4.42. 45°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



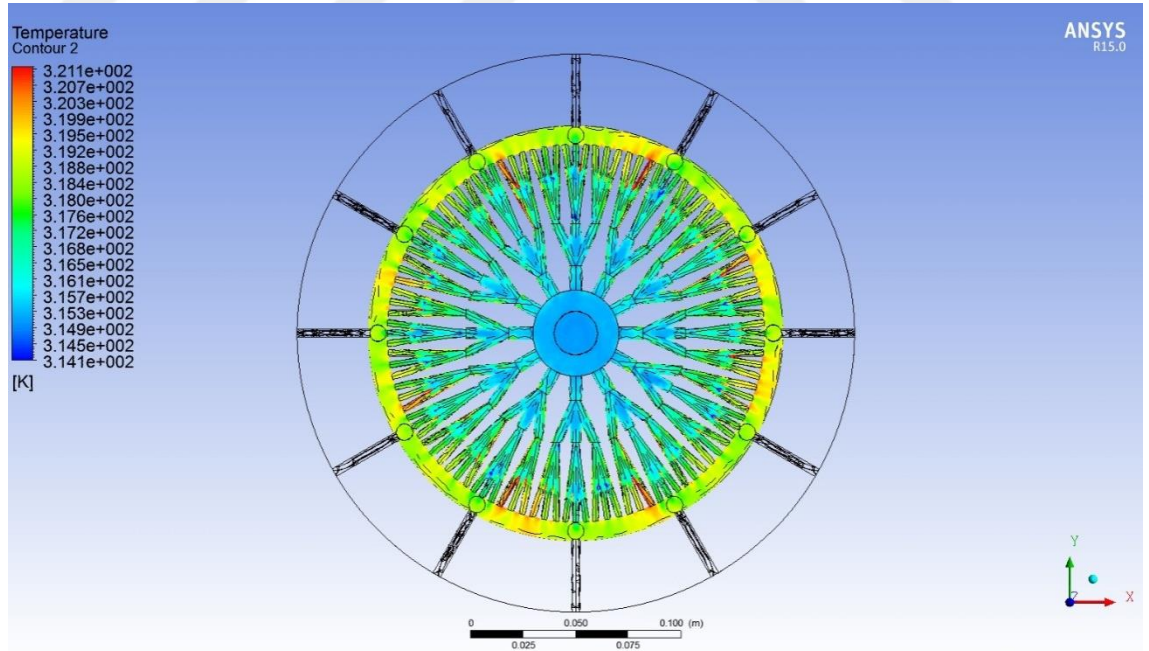
Şekil 4.43. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



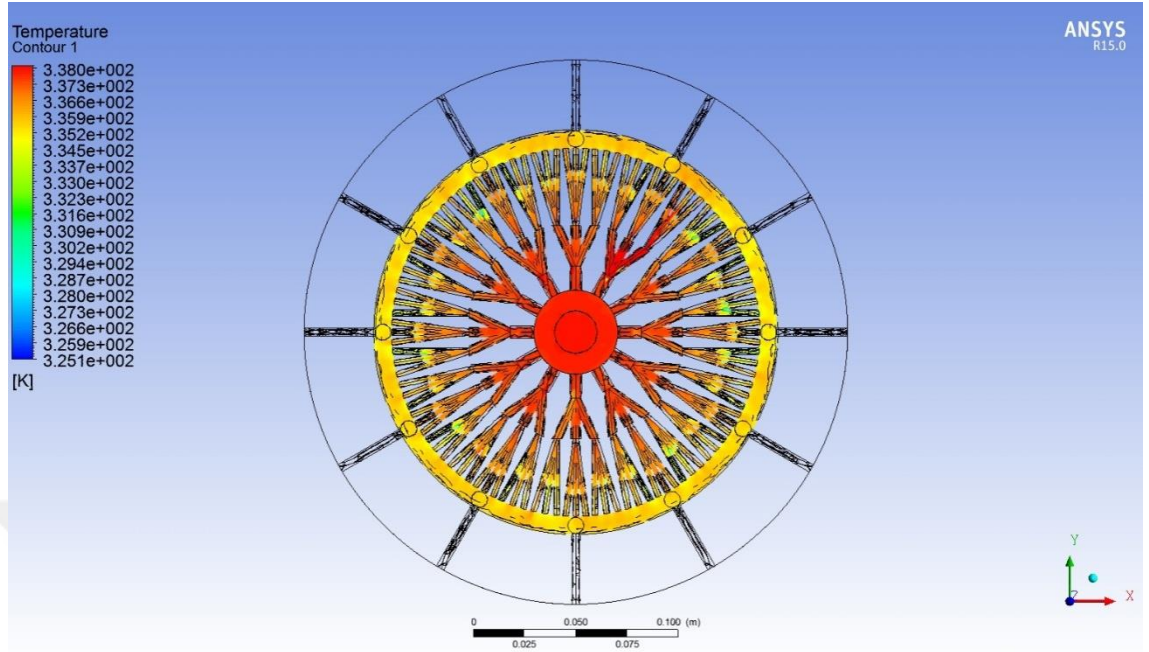
Şekil 4.44. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



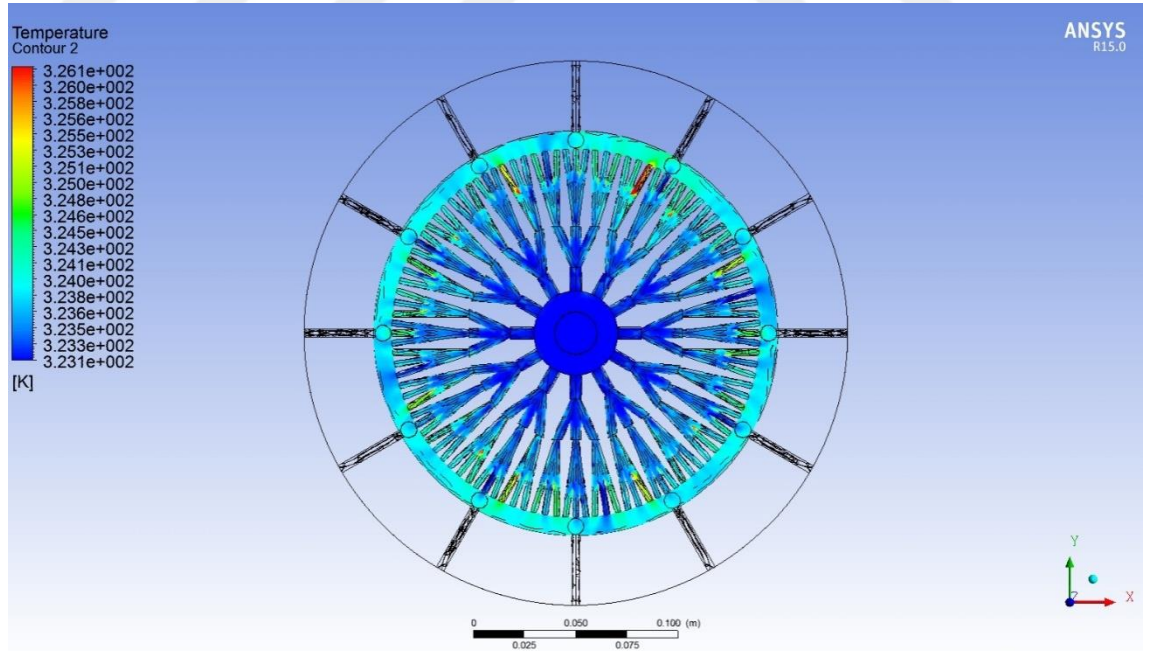
Şekil 4.45. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



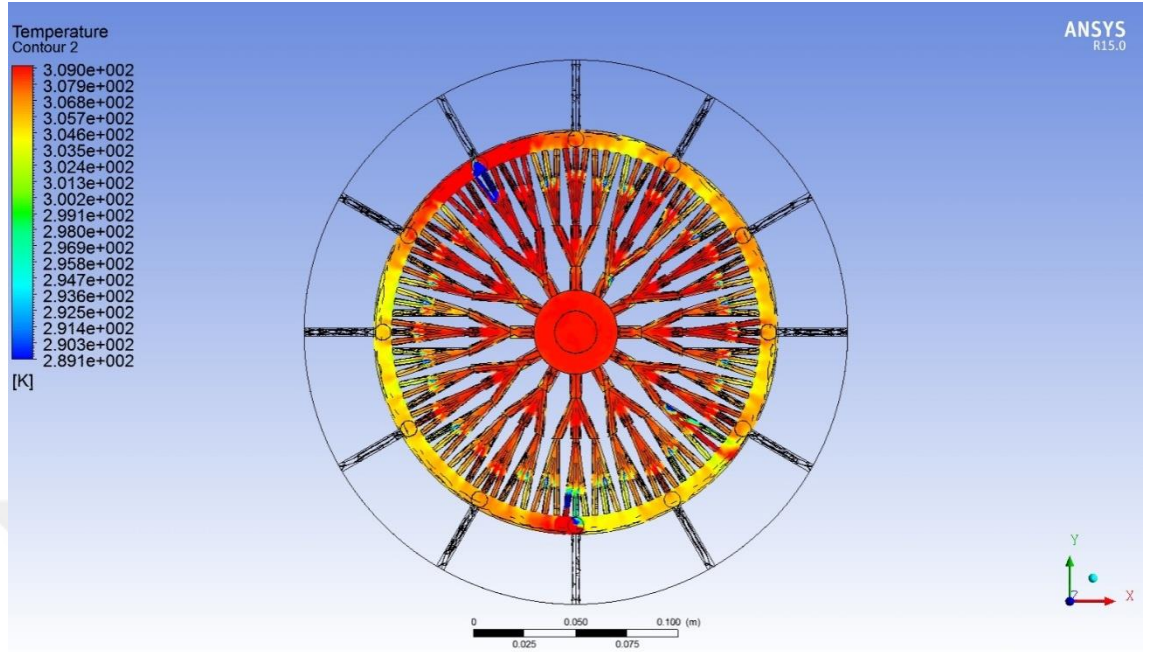
Şekil 4.46. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



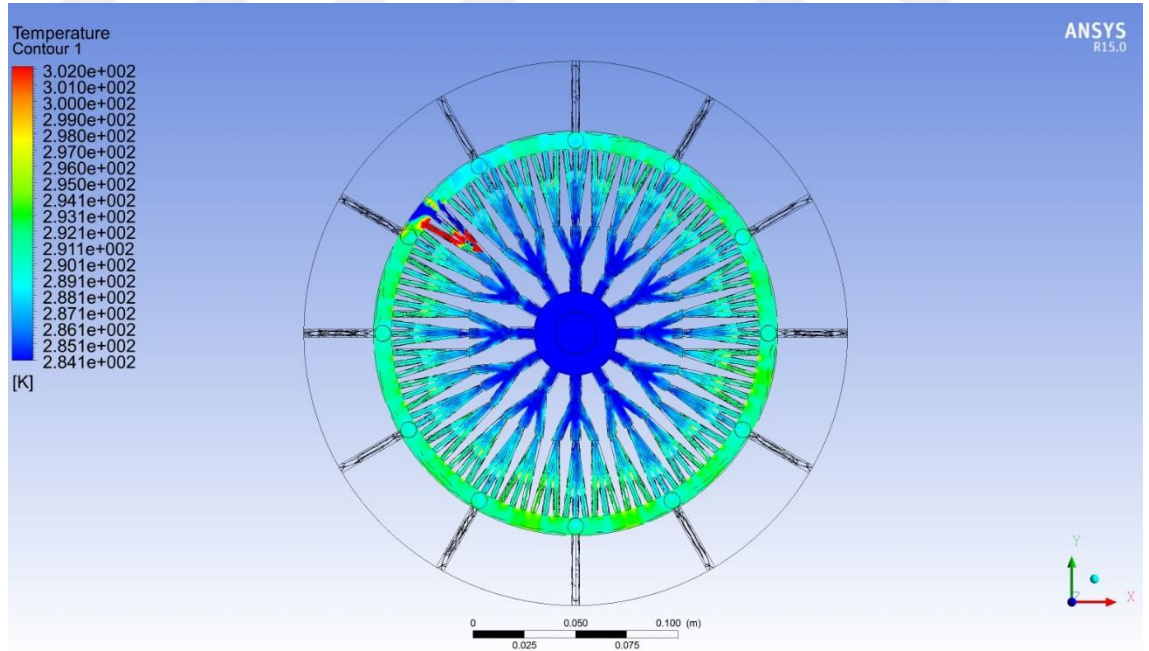
Şekil 4.47. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



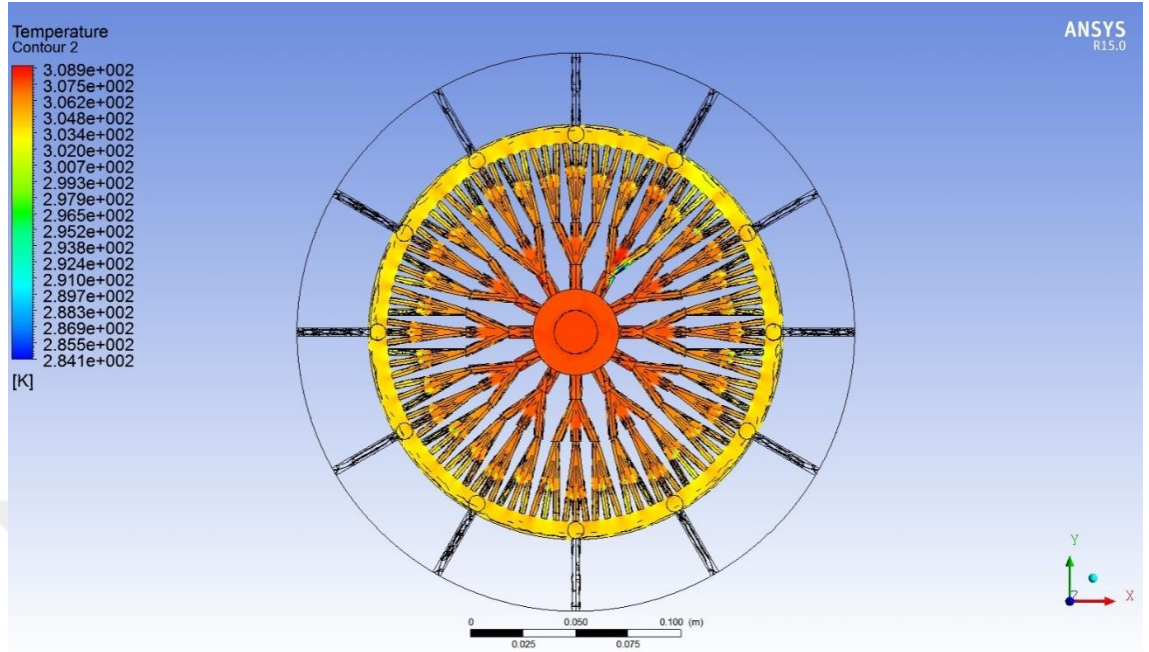
Şekil 4.48. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için paralel akış kapalı devre akış şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



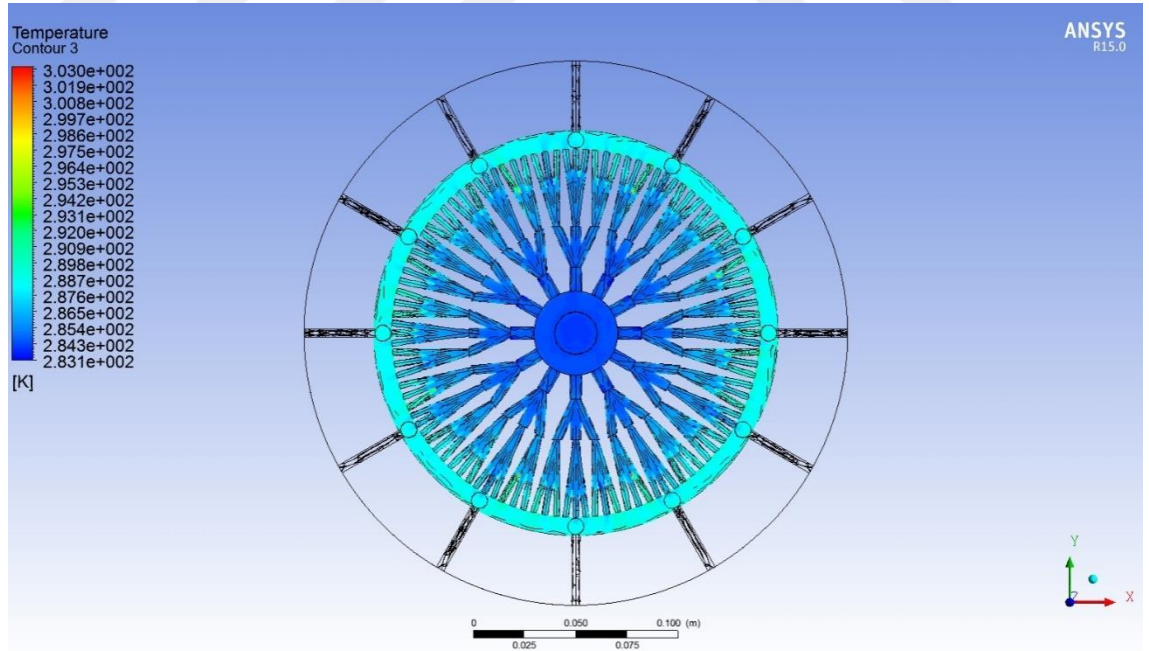
Şekil 4.49. 35°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



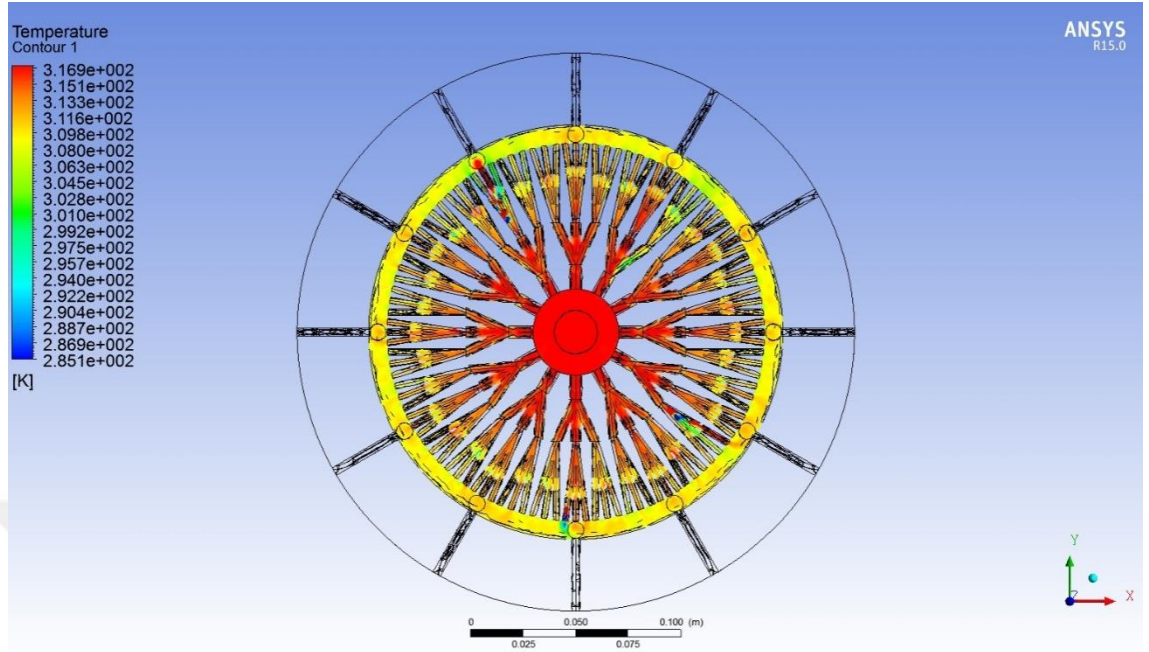
Şekil 4.50. 35°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



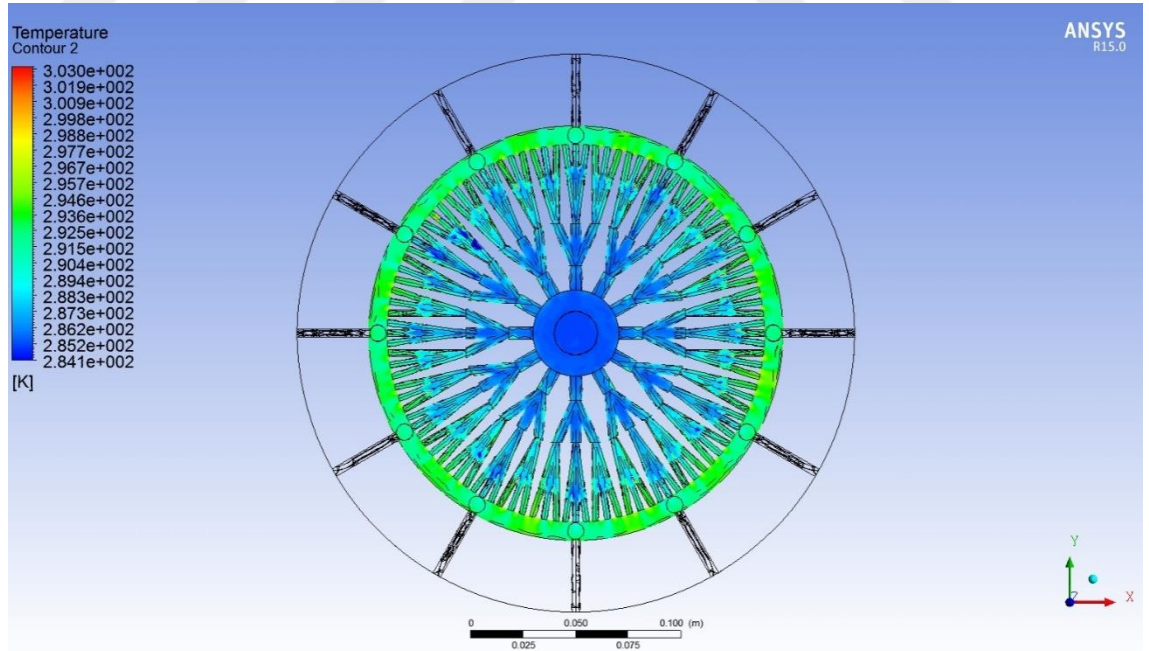
Şekil 4.51. 35°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



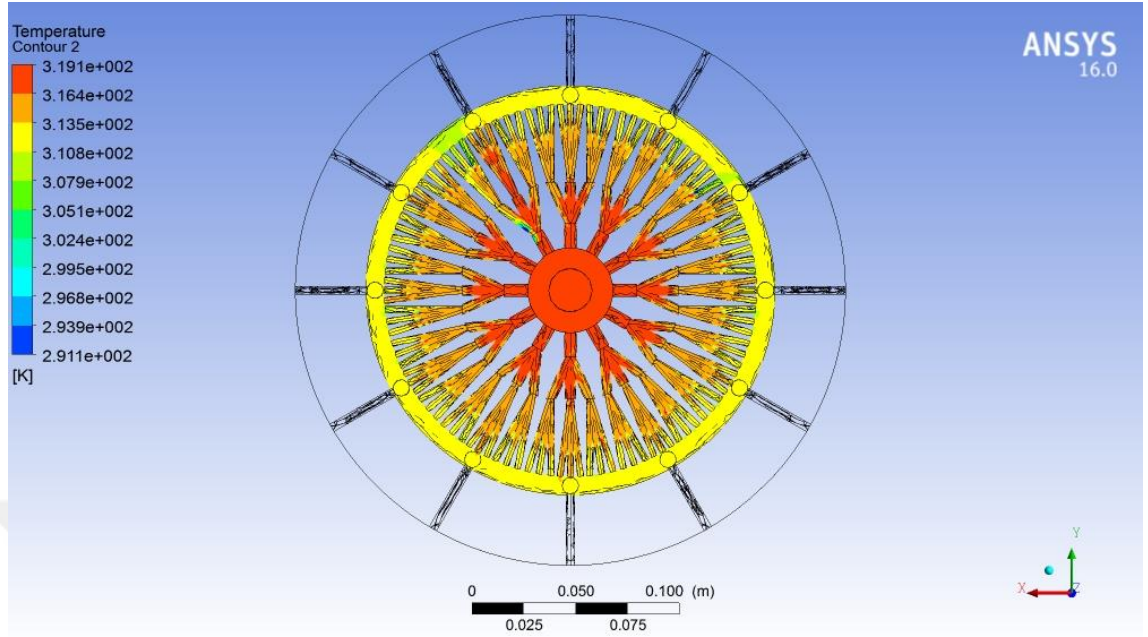
Şekil 4.52. 35°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



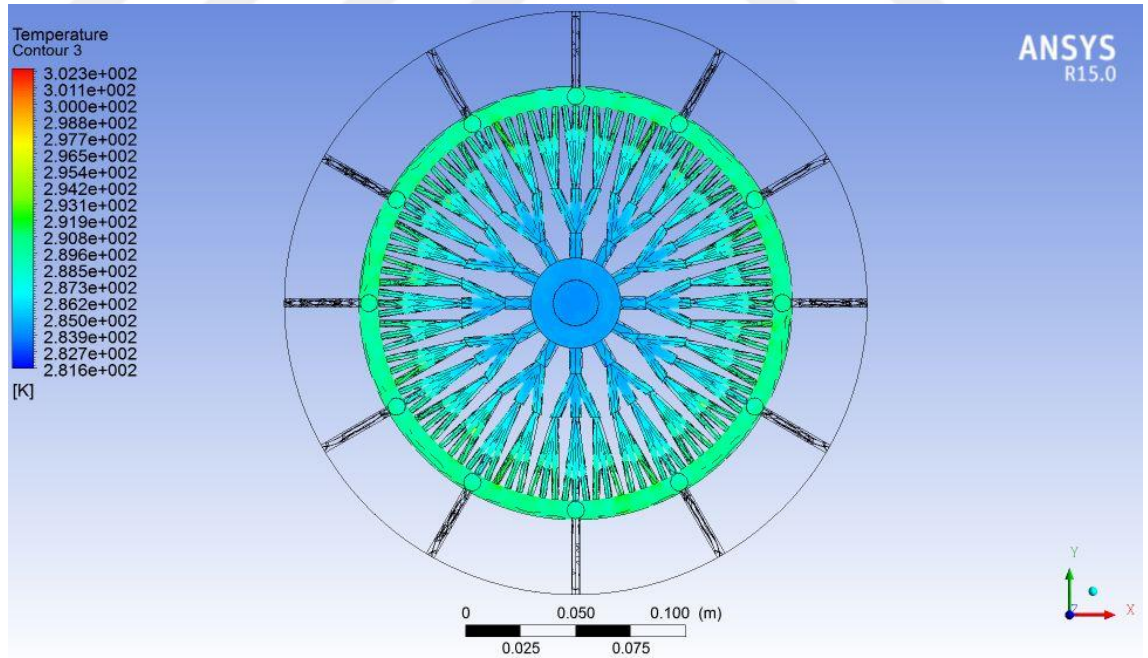
Şekil 4.53. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



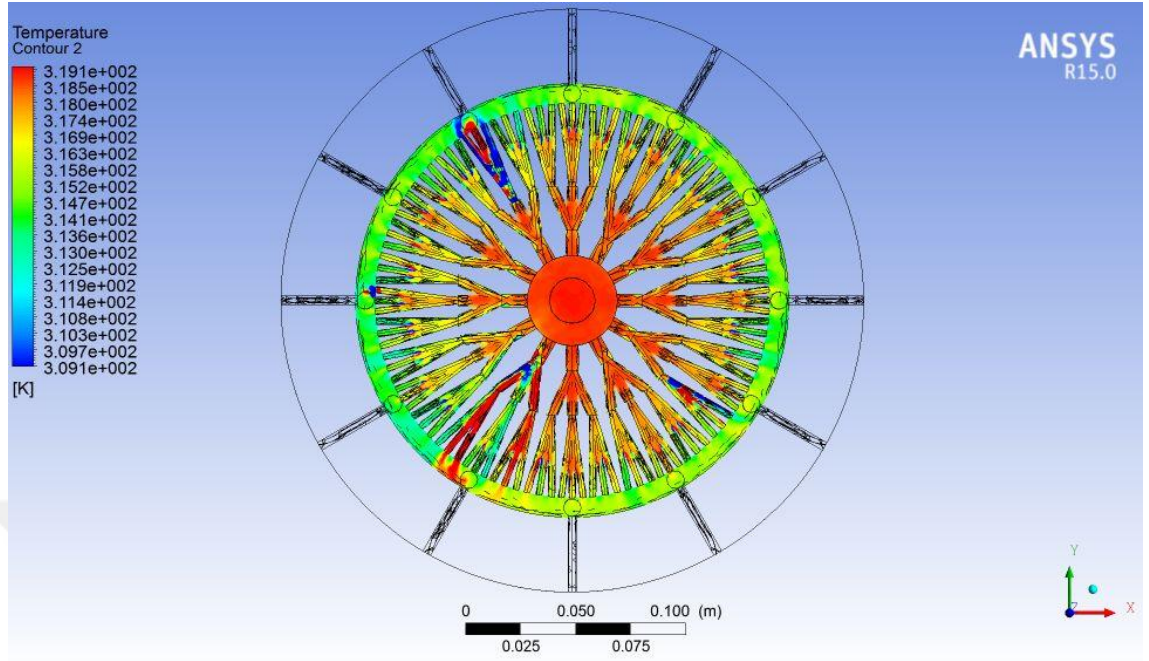
Şekil 4.54. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



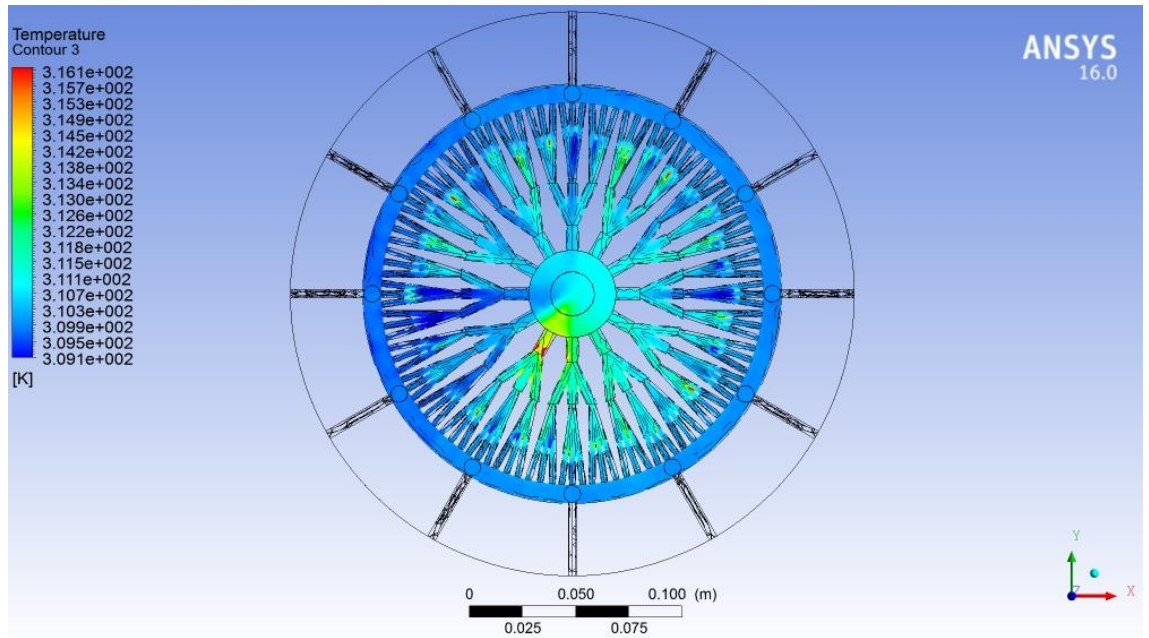
Şekil 4.55. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



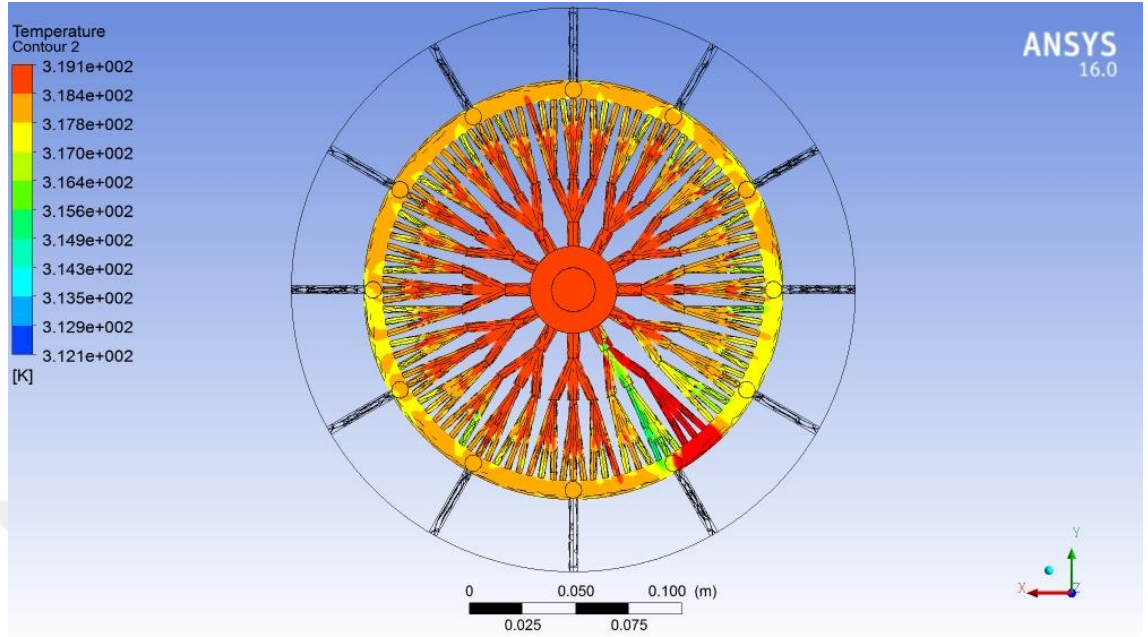
Şekil 4.56. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için paralel akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



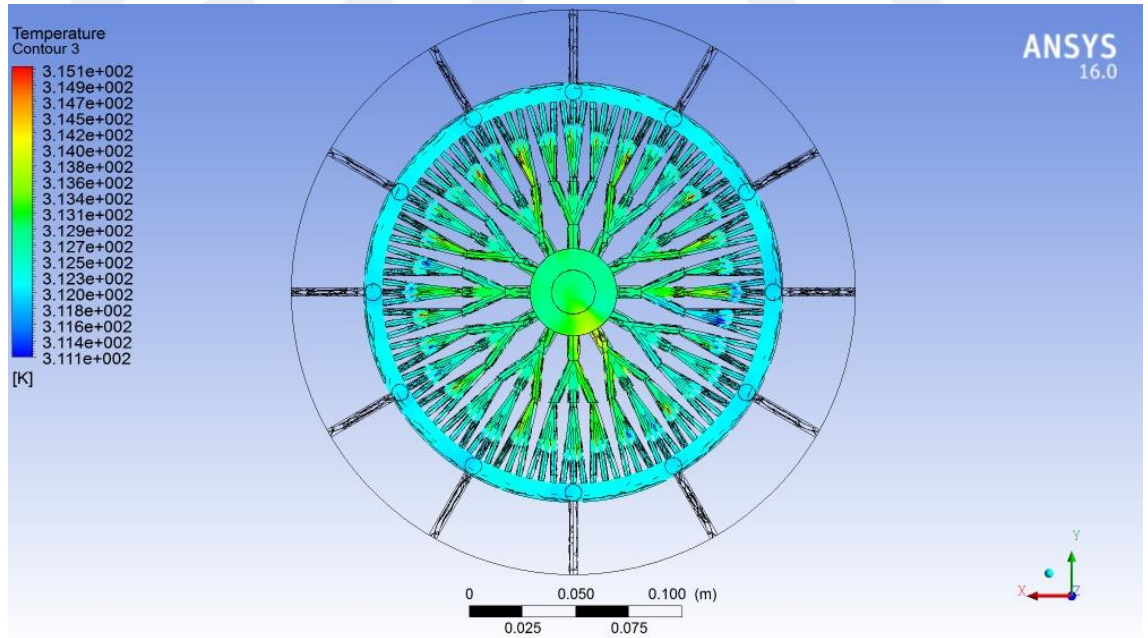
Şekil 4.57. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



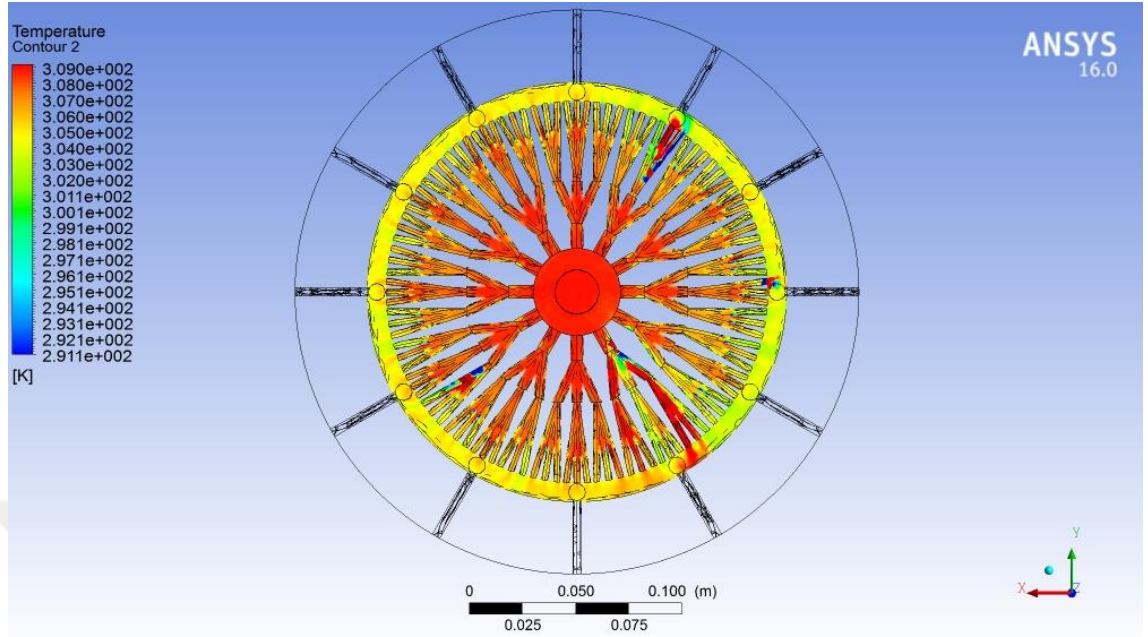
Şekil 4.58. 45°C ısıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



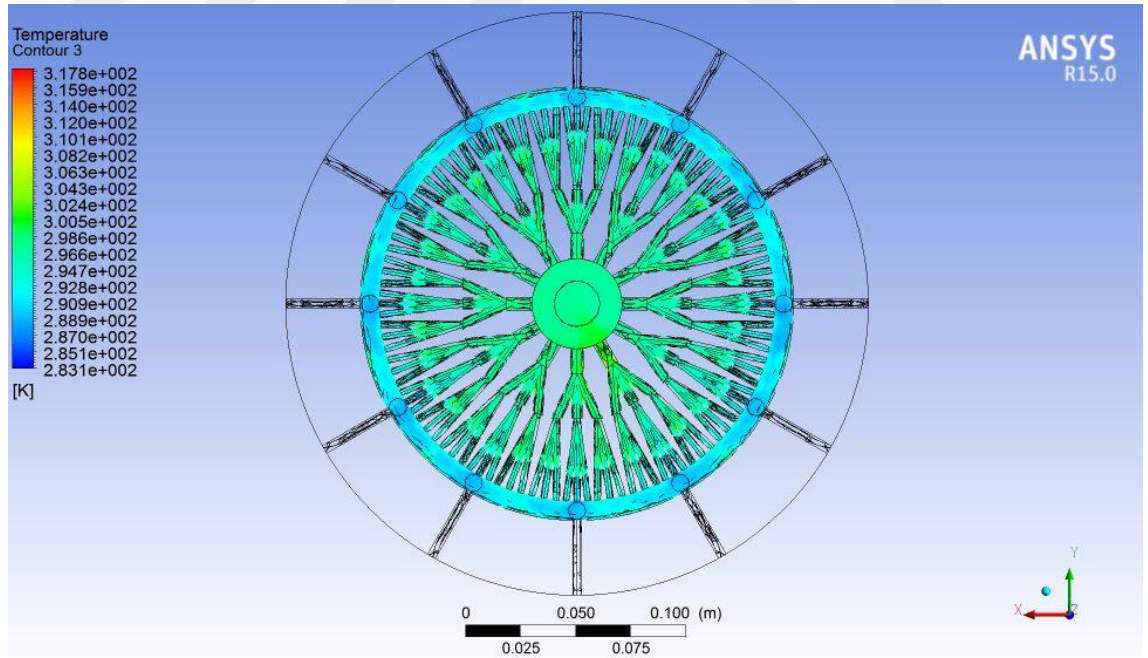
Şekil 4.59. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



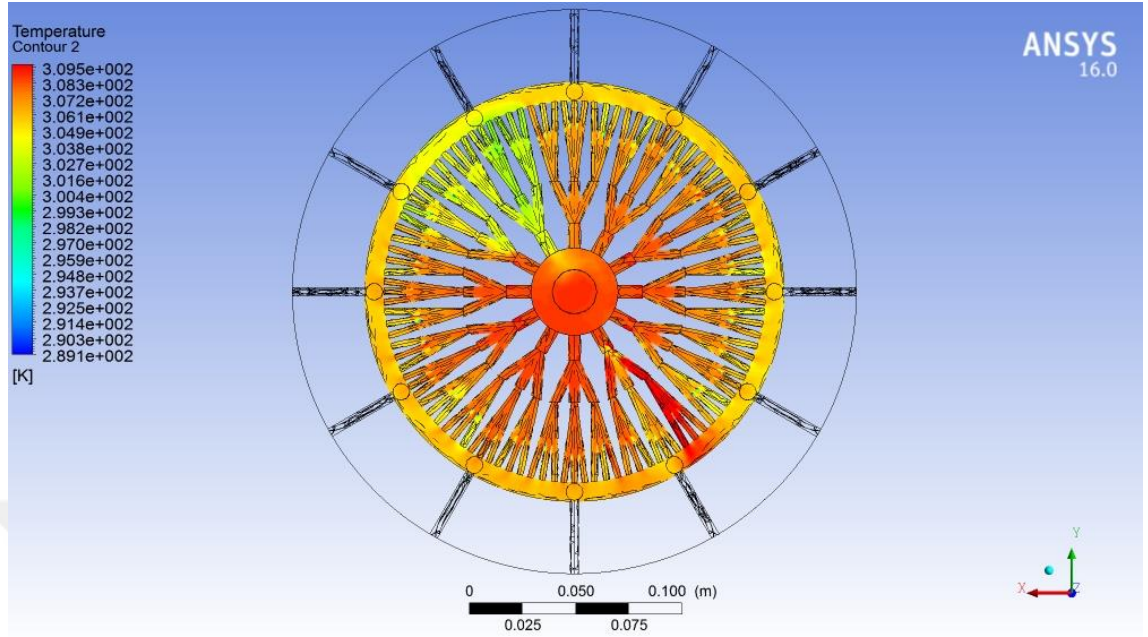
Şekil 4.60. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



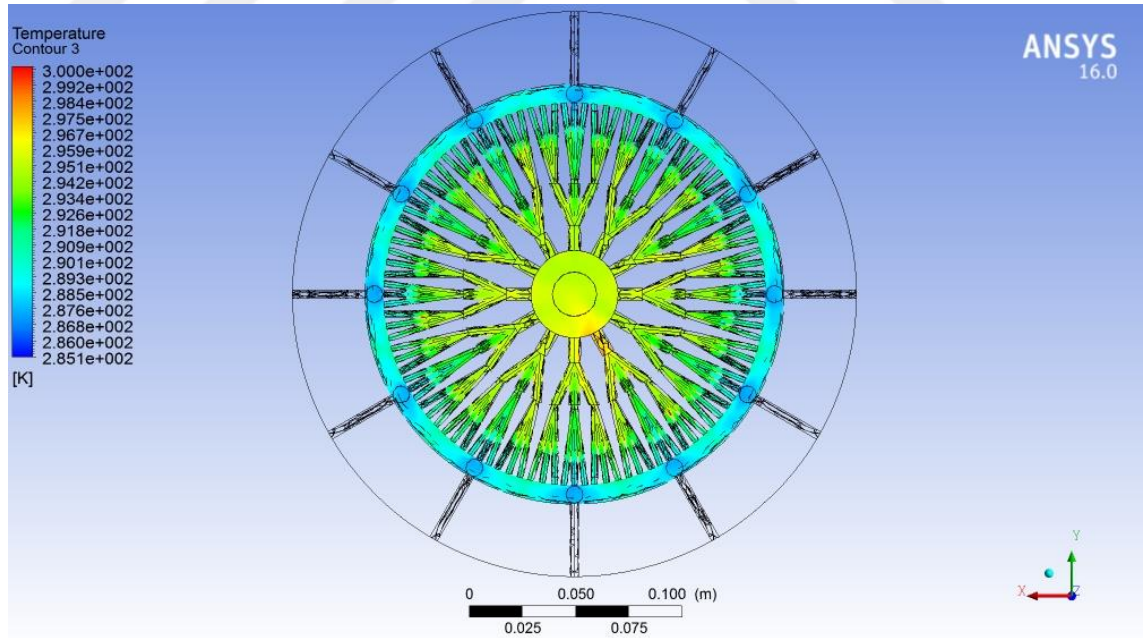
Şekil 4.61. 35°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



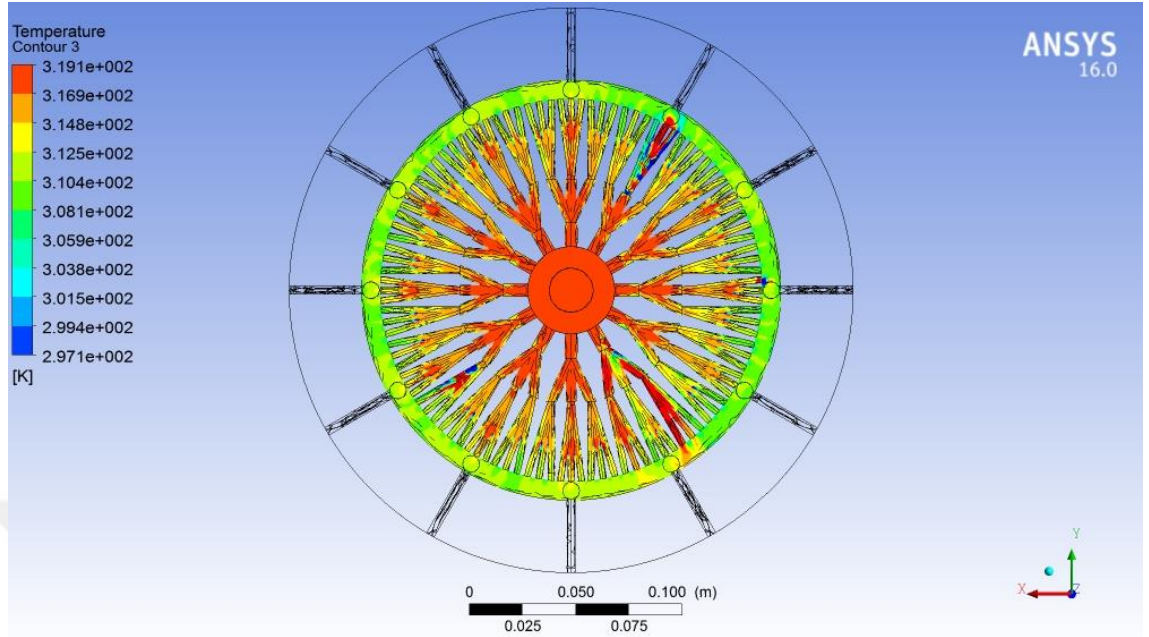
Şekil 4.62. 35°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



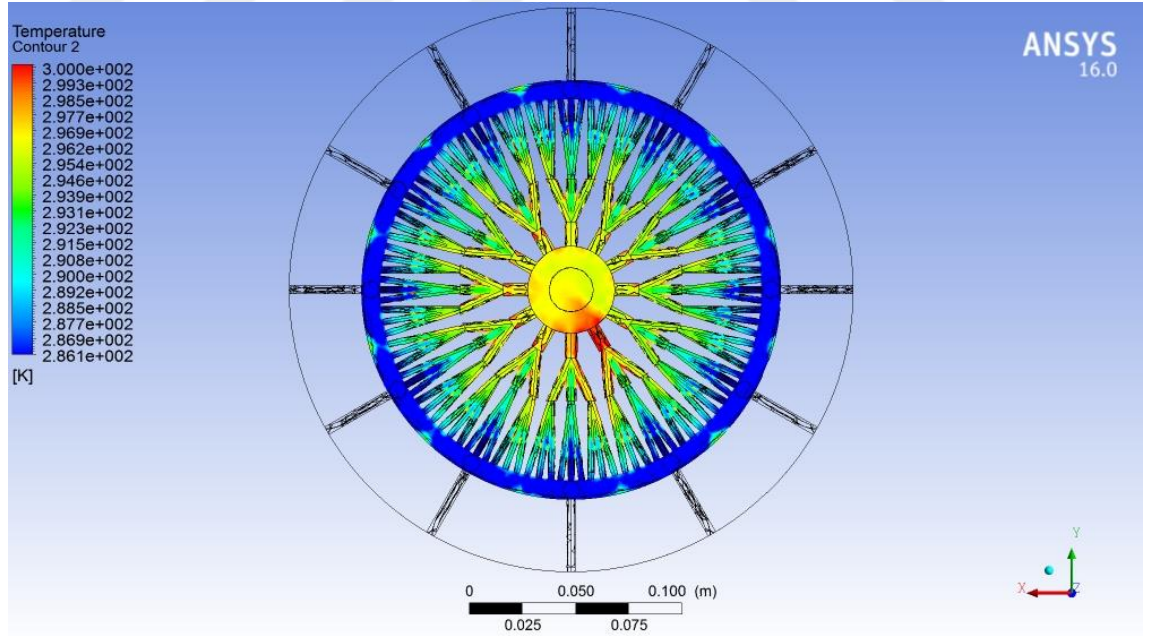
Şekil 4.63. 35°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



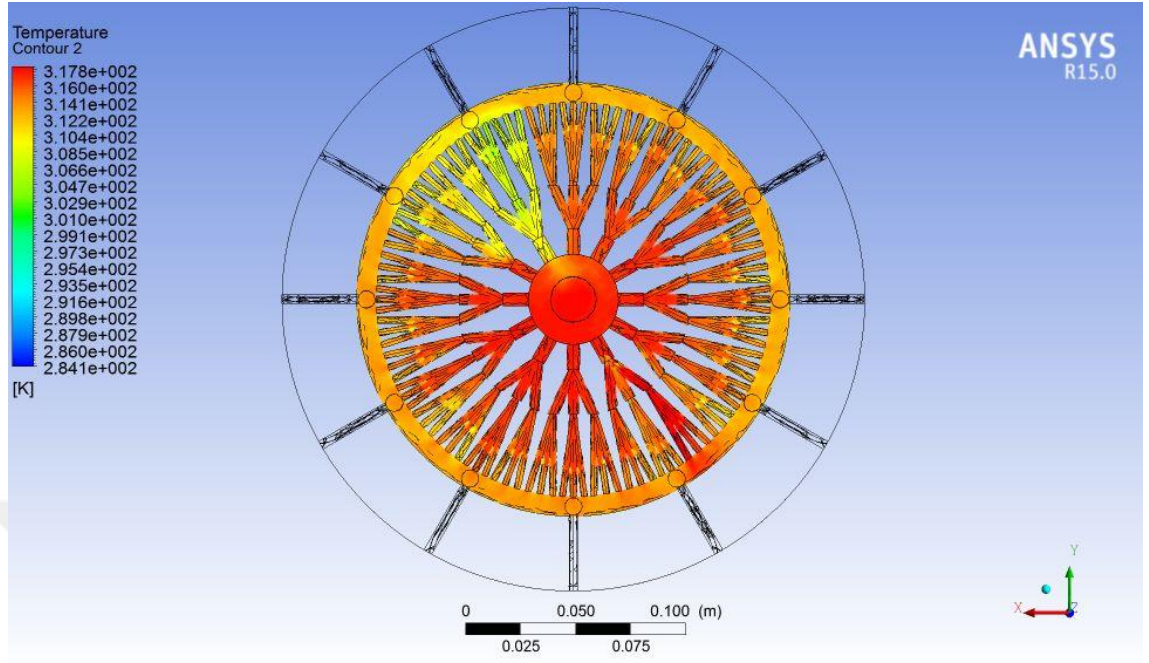
Şekil 4.64. 35°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



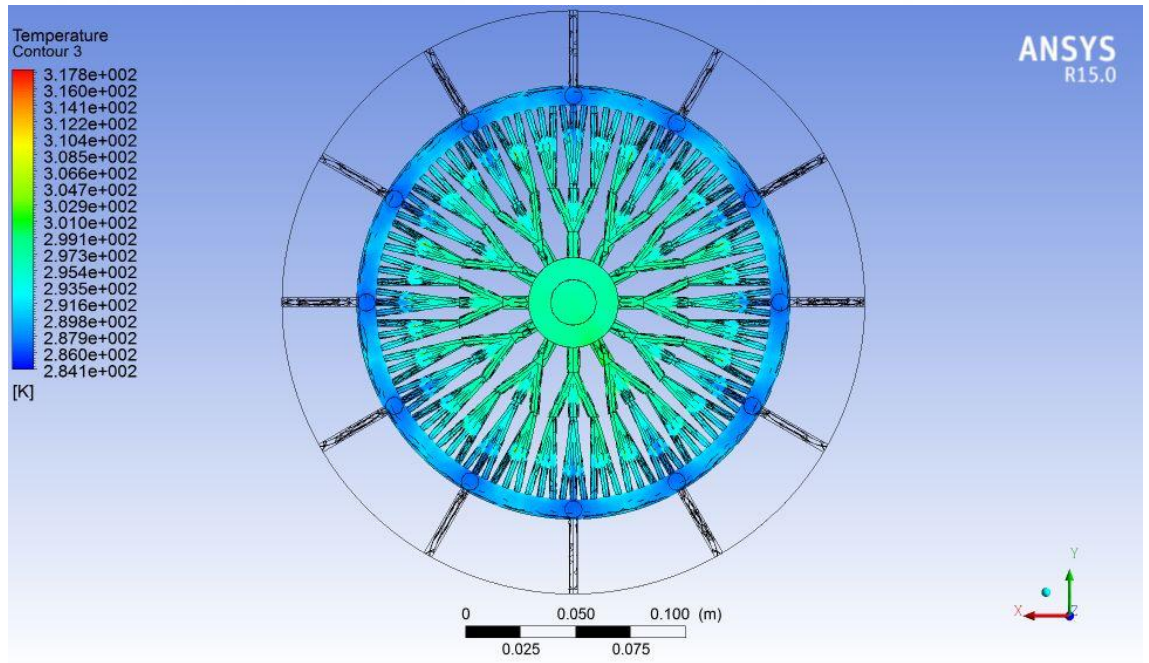
Şekil 4.65. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



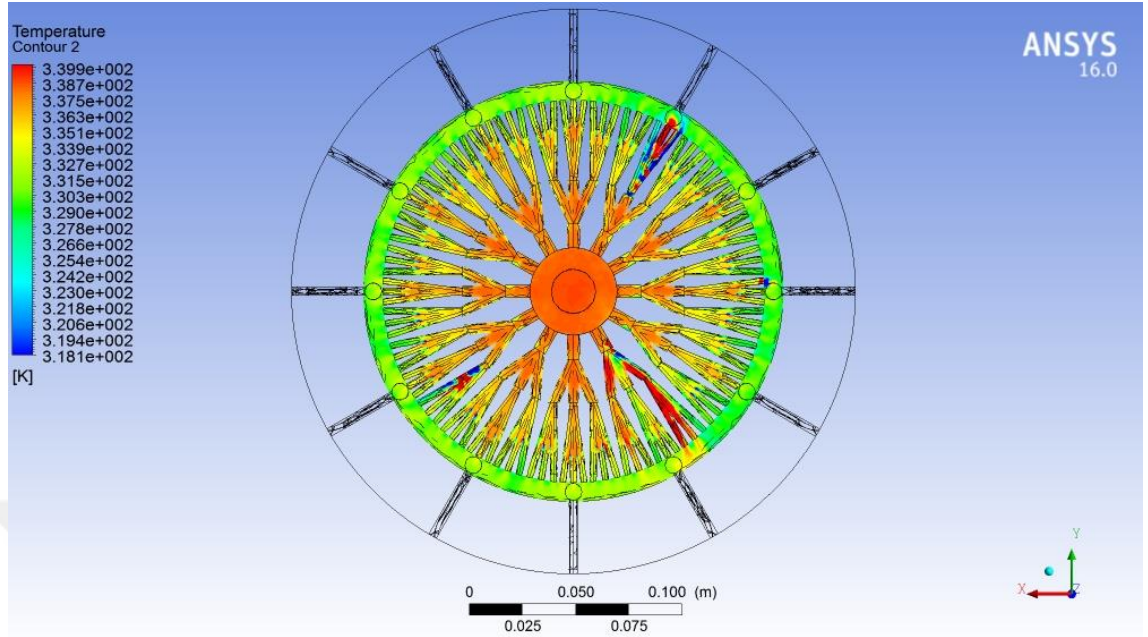
Şekil 4.66. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



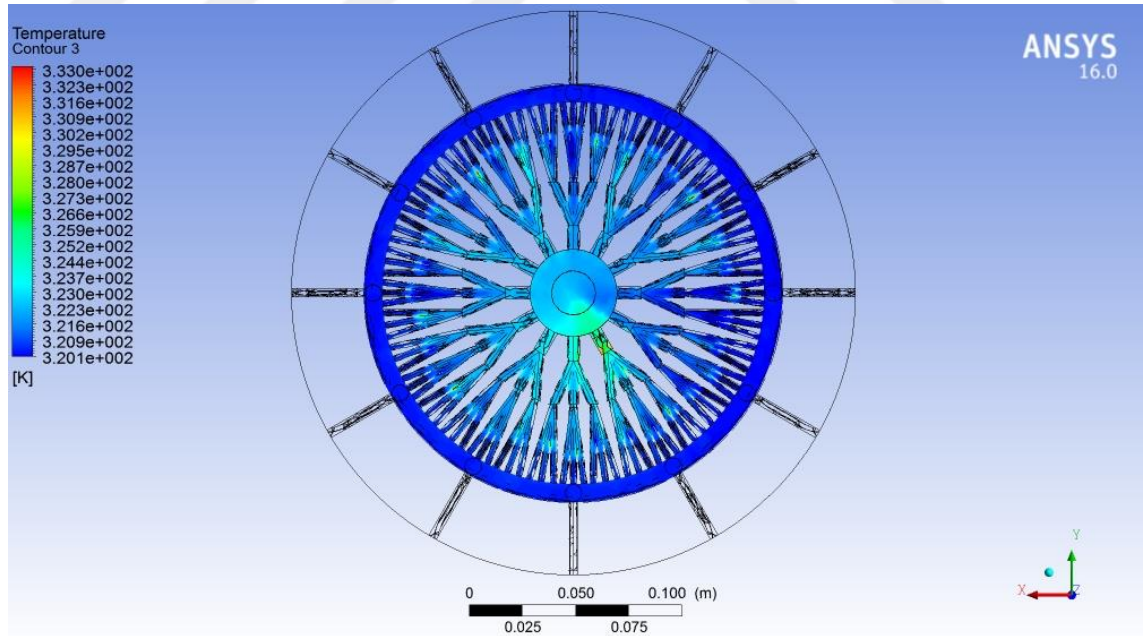
Şekil 4.67. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



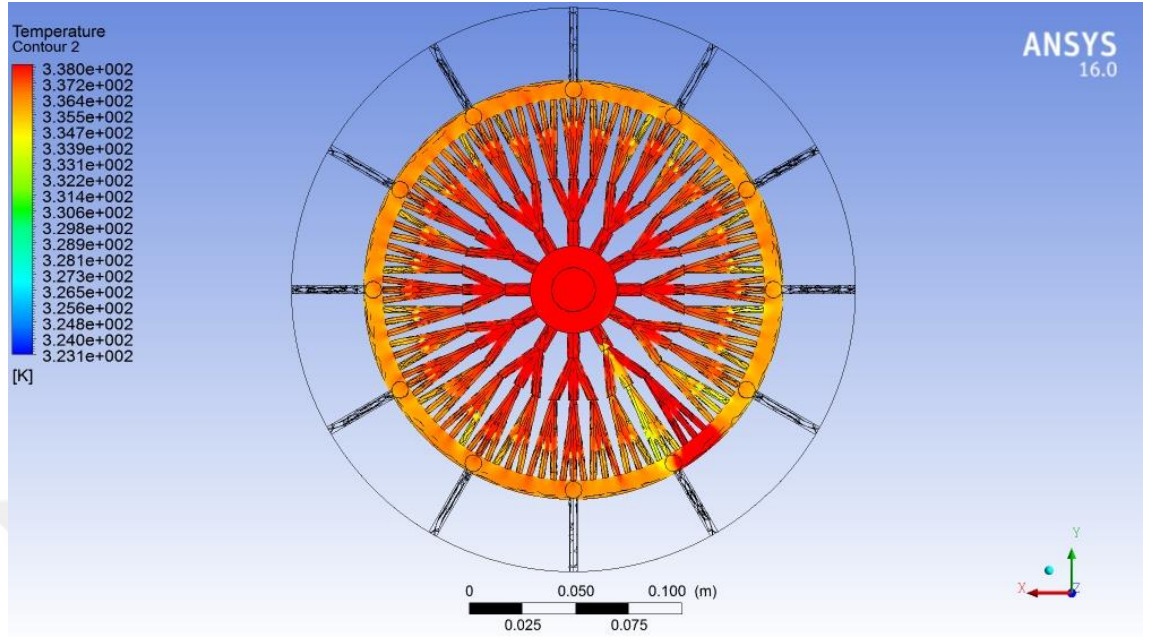
Şekil 4.68. 45°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 4,0 lt/dak debi için zıt akış açık devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı



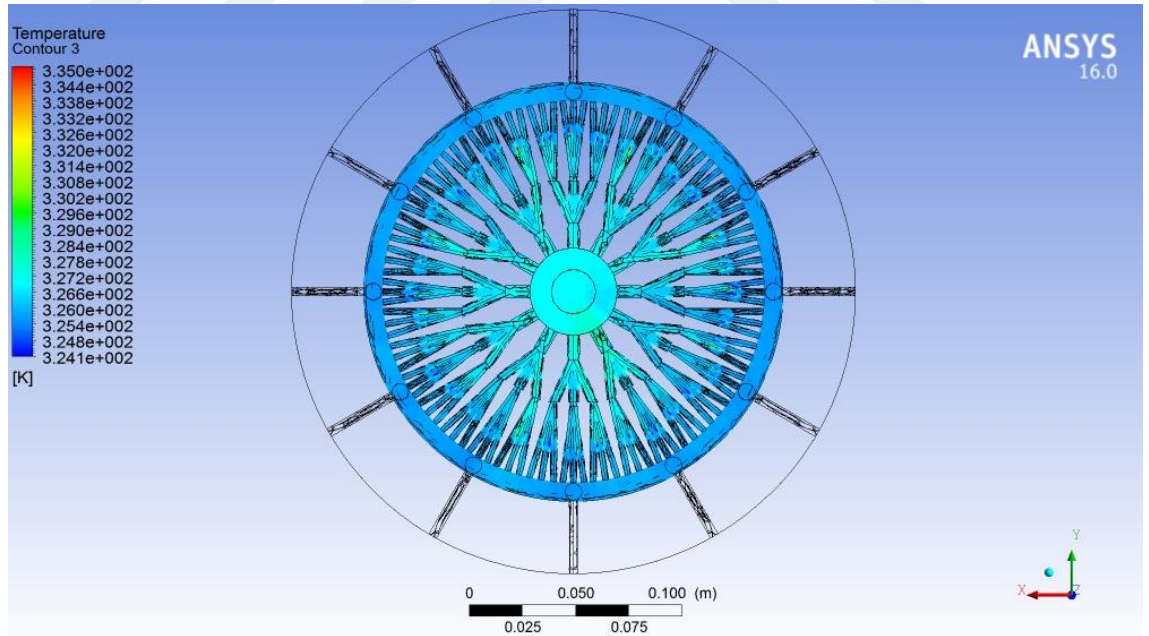
Şekil 4.69. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



Şekil 4.70. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 2,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı

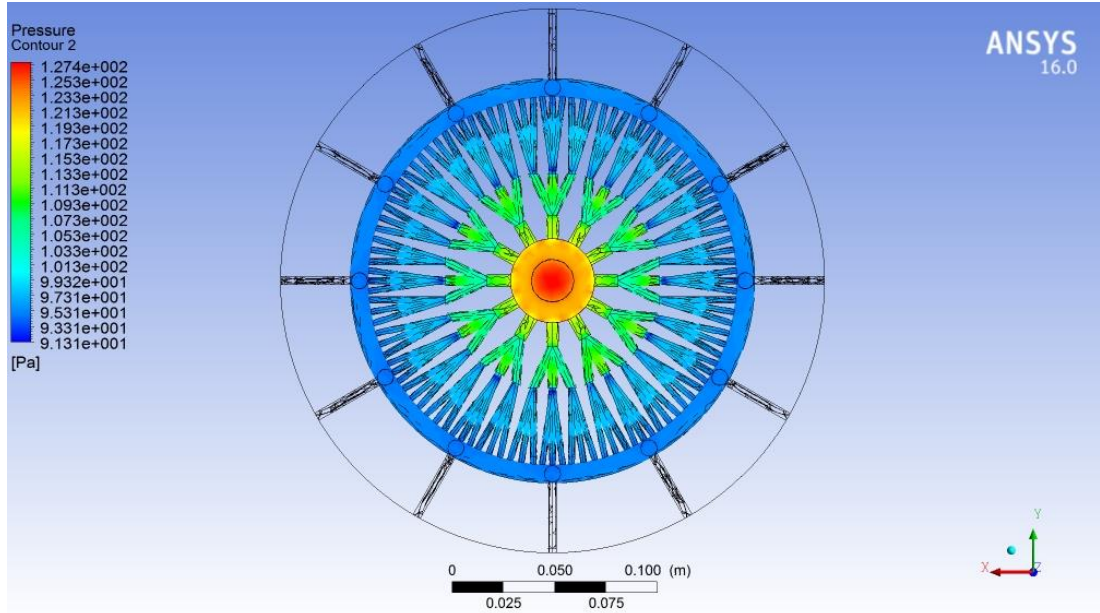


Şekil 4.71. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları ısıtma bölümü sıcaklık dağılımı



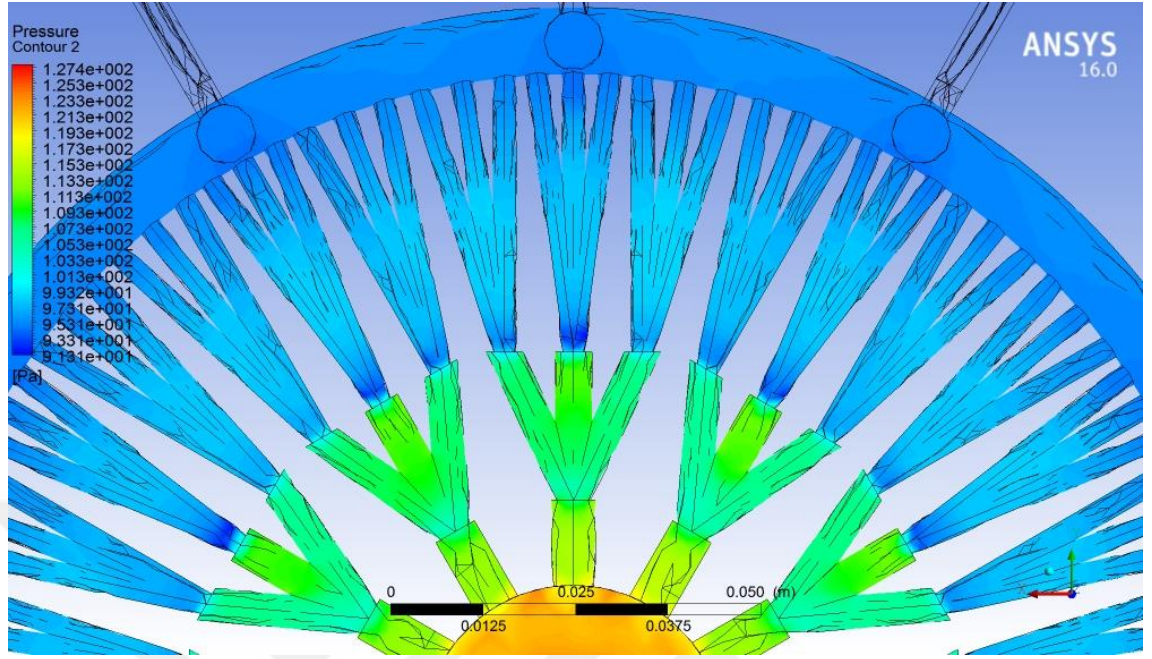
Şekil 4.72. 65°C Isıtma suyu giriş sıcaklığı ve 9,0 lt/dak debi için zıt akış kapalı devre çalışma şartları soğutma bölümü sıcaklık dağılımı

Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinde dallanma yönüne göre basınç dağılımlarına ait ANSYS-Fluent çözümleri Şekil 4.73-4.76’de grafik olarak verilmiştir. Şekil 4.73 ve Şekil 4.75 artan dallanma ve Şekil 4.74 ve Şekil 4.76 azalan dallanma seviyesi yönündeki akışta ısı değiştirici içerisindeki basınç dağılımları sırası ile verilmiştir. Şekil 4.73 ve Şekil 4.75’de paralel akışlı (artan dallanma yönündeki) akışta ağaç şekilli dal kanallı dallanmış ısı değiştirici eksenindeki akışkan giriş noktasında akışkanın dağıtım havuzuna hücum ettiği bu nedenle bu noktadaki basıncın yüksek olduğu görülmüştür. Artan dallanma yönündeki (içten dışa doğru) akış doğrultusu boyunca seviye ve dal sayısı arttıkça basıncın giderek düştüğü grafikten görülmektedir. Benzer şekilde Şekil 4.74 ve Şekil 4.76’da ise azalan dallanma yönünde (dıştan içe doğru) akış doğrultusu boyunca seviye ve dal sayısı azaldıkça basıncın giderek düştüğü grafikten görülmektedir. Her iki durumda dallanmanın birbirinin tersi durumda akış doğrultusu yönünde basıncın giderek azaldığı sonucuna varılmıştır. Bu noktada oluşan jet akışı benzeri akış zıt (azalan dallanma yönünde) akışlı çalışma görülmemektedir. Paralel akışlı çalışma şartlarında daha fazla ısı transferi oluşmasının bir sebebi de bu çalışma geometrisi farklılığıdır.



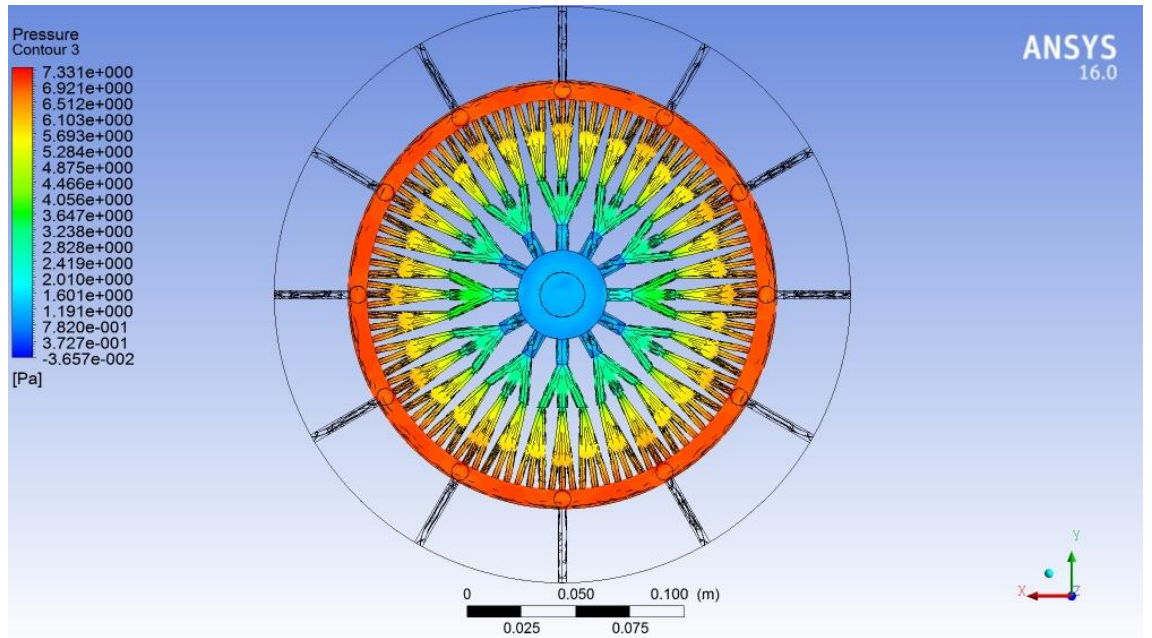
(a)

Şekil 4.73. (devam)



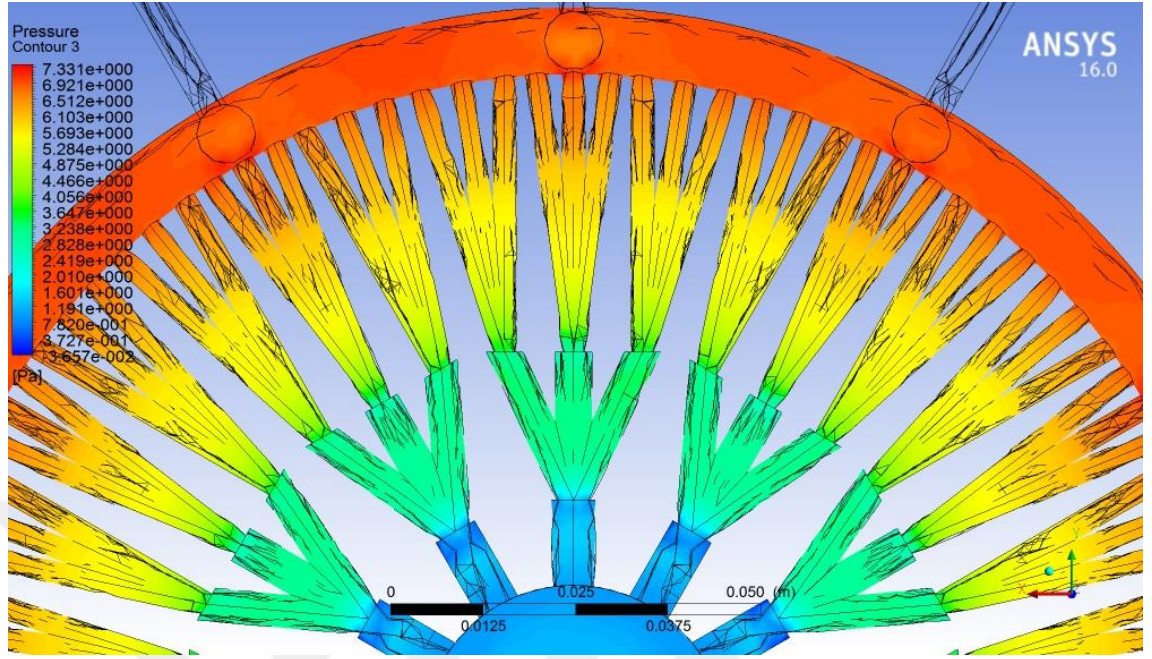
(b)

Şekil 4.73. Artan dallanma seviyesi yönündeki 2,0 lt/dak hacimsel debideki akışta ısı değiştirici içerisindeki basınç dağılımı



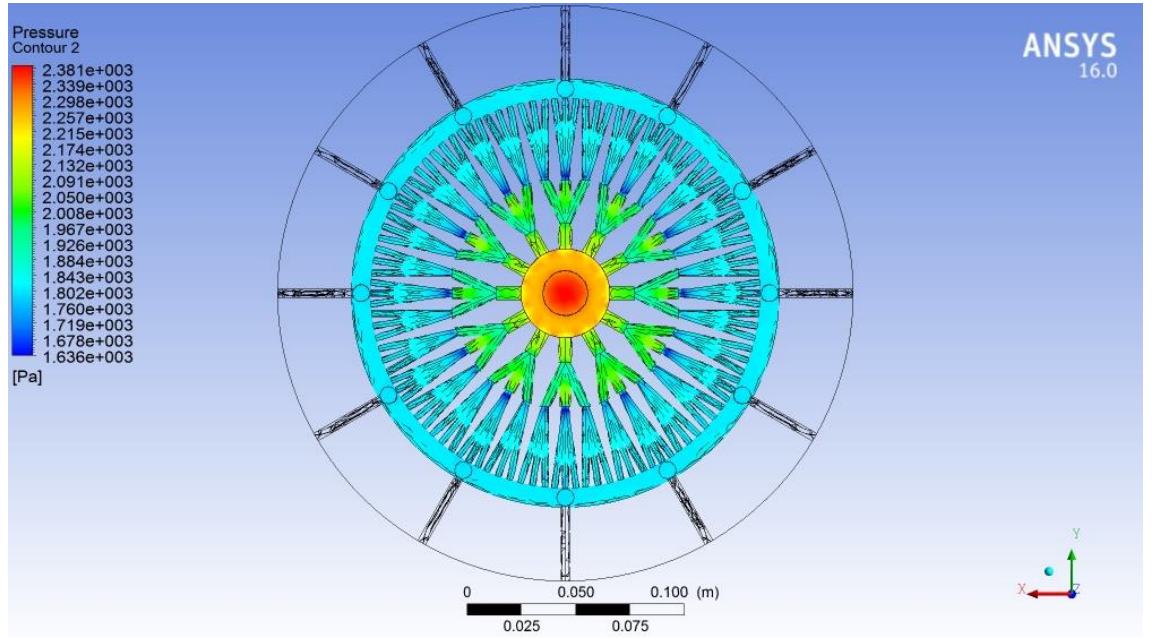
(a)

Şekil 4.74. (devam)



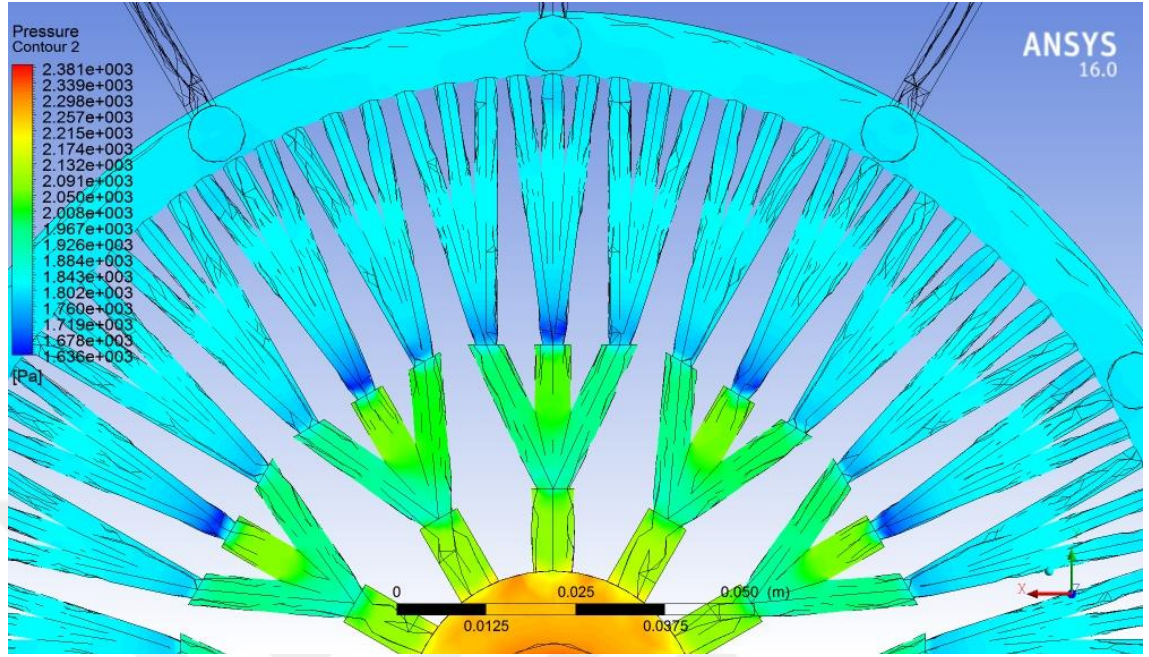
(b)

Şekil 4.74. Azalan dallanma seviyesi yönündeki 2,0 lt/dak hacimsel debideki akışta ısı değiştirici içerisindeki basınç dağılımı



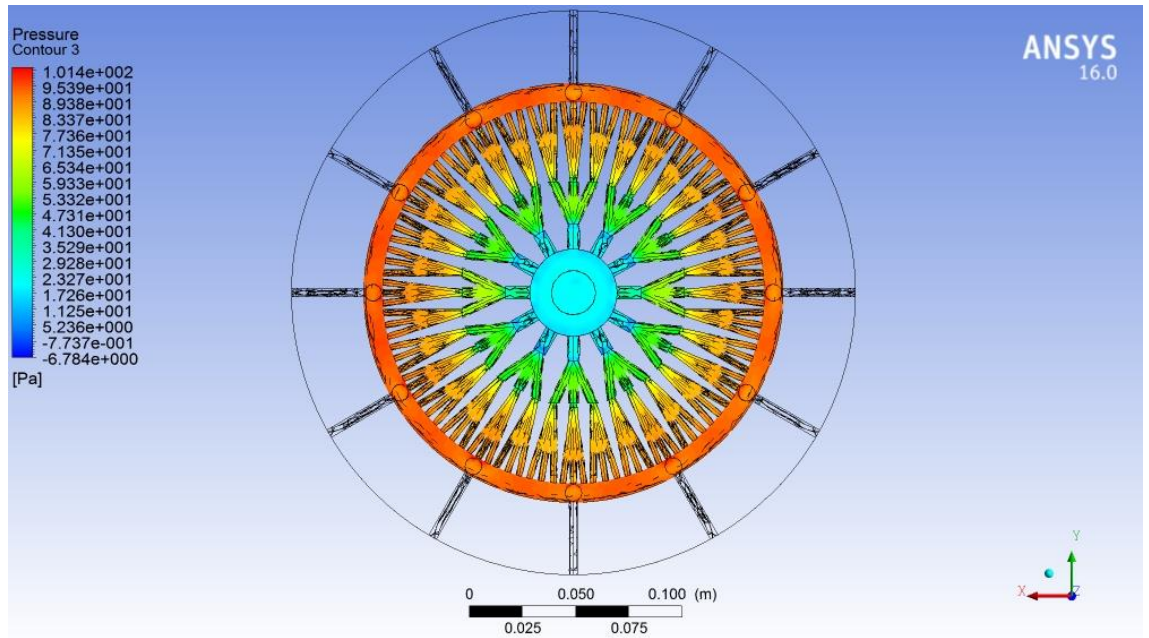
(a)

Şekil 4.75. (devam)



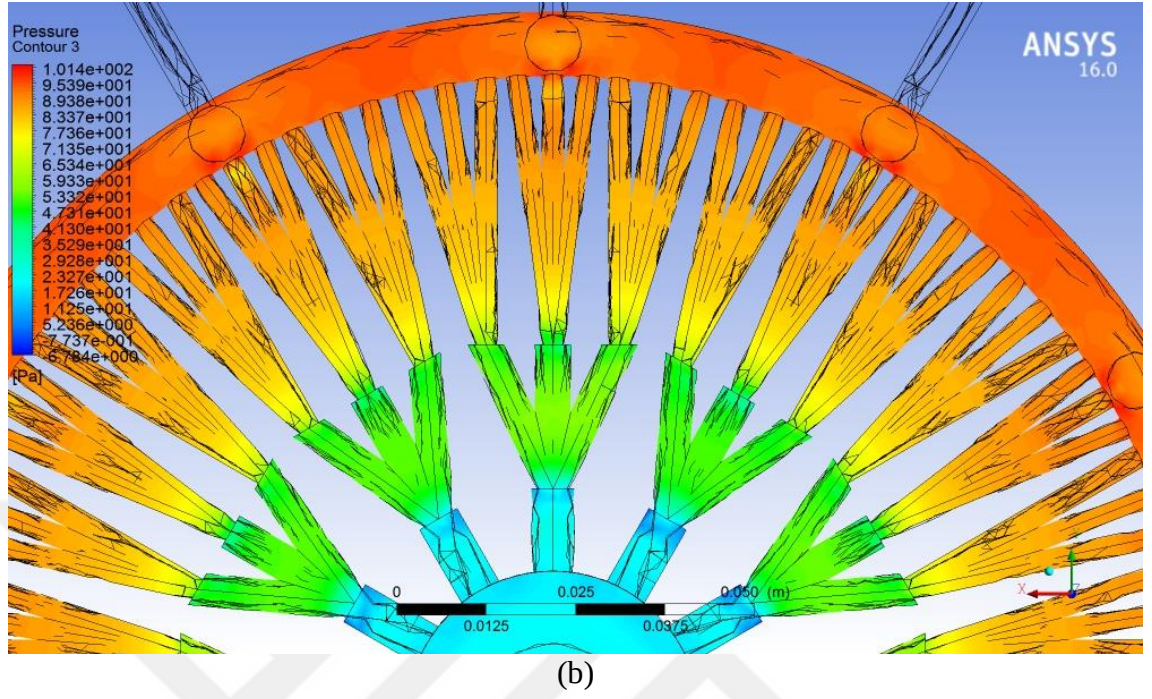
(b)

Şekil 4.75. Artan dallanma seviyesi yönündeki 9,0 lt/dak hacimsel debideki akışta ısı değiştirici içerisindeki basınç dağılımı



(a)

Şekil 4.76. (devam)



Şekil 4.76. Azalan dallanma seviyesi yönündeki 9,0 lt/dak hacimsel debideki akışta ısı değiştirici içerisindeki basınç dağılımı

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında, 1996 yılında Adrian Bejan tarafından tanımlanan konstruktal teori referans alınarak ağaç benzeri yapıya sahip ısı değiştirici geliştirilmiştir. Geçmişte yapılan bilimsel çalışmalarda ikili çatallanma (dallanma) yöntemi ile ilgili teorik ve çok az sayıda deneysel çalışmalar incelenmiş, bilgisayar destekli mühendislik programları yardımıyla üçlü çatallanma (dallanma) tasarımlarının gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır. Bu çalışmada amacına yönelik olarak konstruktal teori esasına göre sıfırıncı seviyede ($k_0=1$) 12, birinci seviyede ($k_1=2$) 36 ve ikinci seviyede ($k_2=3$) 108 silindirik kesitli kanal (dal)'dan oluşan paralel ve zıt akışlı ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin gövdesinin imali Şekil 2.4 ve Şekil 3.14'de gösterildiği gibi tasarlanarak üretilmiştir. Bu model bir ısı değiştiricisi için Şekil 3.1'deki gibi bir deney sistemi tasarlanarak kurulmuş ve belli deneysel çalışma şartları altında deneyler yapılmıştır. Tasarlanan deney sisteminde ısı değiştiricisi üzerinde yapılan deneylerde kapalı devre paralel akış ve kapalı devre zıt akış ile açık devre paralel akış ve açık devre zıt akış olmak üzere dört farklı çalışma metodu kullanılmıştır. Kapalı devre çalışma şartlarında beş farklı ısıtma devresi giriş suyu sıcaklığı ve on farklı akış debisinde, benzer şekilde açık devre çalışma şartlarında ise beş farklı ısıtma devresi giriş suyu sıcaklığı ve beş farklı akış debisinde olmak üzere toplam 150 tane deney yapılmıştır. Deneyler ısıtma devresi giriş suyu sıcaklığı ve giriş debisi sabit alınarak gerçekleştirilmiştir. Deney sisteminden elde edilen veriler yazılan MATLAB paket programı vasıtasıyla toplanmıştır. Ayrıca bu çalışmada veriler ANSYS- Fluent paket programı yardımıyla nümerik olarak çözülmüş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmalardan elde edilen bulgular aşağıda verildiği gibidir,

- Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricilerinde kanal kesitleri, kanal geometrileri ve kanal boyları dikkatli bir şekilde hesap edilerek yüksek Nusselt sayılarına ulaşmak ve ısı transfer hızını artırmak mümkündür. Nusselt sayısının ve ısı transfer miktarının akışın her bir kanalda ve her bir dallanma seviyesinde akış doğrultusunda hidrodinamik

ve termal açıdan yeniden gelişmesi bu geometrinin önemli özelliği olarak ortaya çıkmaktadır.

- Şekil 4.4-4.7’de kapalı ve açık devre durumu için paralel ve zıt akışta ısı transfer miktarının farklı sıcaklıklarda hacimsel debi ile değişimleri verilmiş ve hacimsel debi arttıkça ısı transfer miktarının arttığı gözlenmiştir. Şekil 4.8’de kapalı ve açık devre çalışma durumlarında ısı transfer miktarı ile giren ısı miktarı oranının hacimsel debiye göre değişimi verilmiş, deney sistemi test bölgesi ortalama sıcaklığı açık devrede daha düşük olduğundan bu oranın açık devrede daha yüksek olduğu ifade edilmiştir.
- Şekil 4.9’da artan ve azalan dallanma seviyeleri yönünde basınç kayıplarının hacimsel debi ve dallardaki Reynolds sayısına göre değişimi gösterilmiş ve hacimsel debi ve dallardaki Reynolds sayısı arttıkça basınç kayıpları da artmaktadır. Bu sonuçta göstermektedir ki bu tür ağaç şekilli dal kanallı (fractal) kanal yapısına sahip akış kanallarında dal seviyesinin artmasının öneminin olmadığını göstermektedir. Buda bu konuda az sayıda yapılan çalışmalara ışık tutması açısından önemlidir. Bu çalışmadaki deneysel sonuçların literatürdeki teorik ve deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermektedir.
- Şekil 4.10’daki grafiklerde farklı $T_{h,i}$ giriş sıcaklıkları için hacimsel ($\dot{V}$) ve kütleli ($\dot{m}$) debi ile Reynolds sayısı arasındaki değişim farklı sıcaklık ve farklı dal seviyeleri için verilmiştir. Hacimsel ve kütleli debi arttıkça Reynolds sayısı da artmıştır. 0. seviyede diğer seviyedekilere göre daha yüksek, 2. seviyede ise daha düşük olduğu gözlenmiştir.
- Şekil 4.11’de hacimsel debi ile farklı dal seviyeleri için hızların değişimi farklı üç dal seviyesi için verilmiş, hacimsel debi arttıkça hız da artmıştır. 0. seviyede bu oran daha büyük olduğu gösterilmektedir.
- Şekil 4.12-15’deki grafiklerde kapalı ve açık devre paralel ve zıt akış durumunda logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile hacimsel debi arasındaki değişim verilmiştir. Kapalı devre durumunda her iki akış durumu için hacimsel debi arttıkça logaritmik ortalama sıcaklık farkı giderek azalmaktadır. Açık devre durumunda her iki akış durumu için hacimsel debi arttıkça logaritmik ortalama sıcaklık farkı giderek artmaktadır. Giriş sıcaklığı arttıkça logaritmik ortalama sıcaklık farkı da artmaktadır.

- Şekil 4.16-23'deki grafiklerde farklı seviyelerde kapalı ve açık devre paralel ve zıt akışlı çalışma şartlarında farklı ısıtma bölümü giriş sıcaklıkları için Nu-Re sayıları arasındaki değişimleri grafik olarak verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü üzere değişen debilerde ve sıcaklıklarda dallanma seviyelerine bağlı olarak Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısında arttığı gözlemlenmiştir. Keza birinci dallanma seviyesinde Nusselt sayısında daha fazla artış olduğu grafik olarak gösterilmiştir. Hacimsel debinin ısıtma ve soğutma bölümlerinde artışı Nusselt sayısının azalarak artan eğilim göstermesine sebep olmuş bu durumda ısıtma ve soğutma bölümlerinde ısı taşınım katsayısının dolayısıyla ısı transfer miktarı Q (Watt) değerinin hacimsel debiyle azalarak artan bir değişim göstermesine sebep olmuştur.
- Şekil 4.24-25'de kapalı devre çalışma şartları için (45, 50, 55, 60 ve 65°C) ve Şekil 4.26-27'de ise açık devre çalışma şartları için (35, 37,5, 40, 42,5 ve 45°C) paralel ve zıt akışlı olarak yapılan deneylere göre toplam ısı transfer katsayısı (U) nun hacimsel ($\dot{V}$) debiye bağlı olarak değişimi verilmiştir. Deneysel sonuçlara göre elde edilen grafiklerde hem paralel hem de zıt akış şartlarında toplam ısı transfer katsayısının hacimsel debinin artışı ile arttığı görülmektedir. Kapalı devre için paralel akış durumunda toplam ısı transfer katsayısı, zıt akış durumuna göre daha yüksektir. Aynı durum açık devre içinde söylenebilir. Ayrıca paralel ve zıt akışlarda kapalı ve açık çevrim arasında aynı debilere karşılık gelen değerlendirmede ise kapalı çevrimdeki toplam ısı transfer katsayıları açık çevrimdeki toplam ısı transfer katsayılarından yüksek olduğu sonucu grafiklerden görülmektedir. Kapalı devre çalışma şartlarında ısı değiştiriciye giren sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık değerleri arasındaki fark, açık devre çalışma şartlarında ısı değiştiriciye giren sıcak ve soğuk akışkanların arasındaki sıcaklık farkından daha azdır. Kapalı devre çalışma şartlarındaki suyun termo-fiziksel özellikleri, çalışma sıcaklığı farkından dolayı açık devre çalışma şartlarındaki suyun termo-fiziksel özelliklerinin farkından kaynaklanmaktadır. Bu durum kapalı devre çalışma şartlarındaki diğer bir deyişle ısı değiştiriciye giren akışkanların sıcaklık farkının düşük olduğu durumda toplam ısı transfer katsayısının daha yüksek çıkmasına sebep olmaktadır. Ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricinin geometrisi, artan dallanma seviyesi yönünde plaka kesitinin artması, daha fazla dönmeli akışların oluşması, ayrıca dağıtım havuzlarının bulunduğu

noktada paralel akış şartlarında her iki noktada da jet akışının oluşması paralel akış durumunda ısı transfer katsayısının daha yüksek çıkmasına sebep olmaktadır.

- Şekil 4.28-29'da kapalı devre çalışma şartları için, Şekil 4.30-31'de ise açık devre çalışma şartları için paralel ve zıt akışlı olarak yapılan deneylerden elde edilen sonuçlara göre etkenlik (ε) değerinin hacimsel debi ile değişimi gösterilmiştir. Kapalı devre çalışma şartlarında paralel ve zıt akış için etkenlik (ε) 0,12 ile 0,30 arasında, açık devre çalışma şartlarında paralel ve zıt akış için etkenlik (ε) 0,18 ile 0,28 arasında değiştiği Şekil 4.28 ve 4.31'deki grafiklerden görülmektedir. Artan debi değeri, ısı değiştiricide olabilecek maksimum ısı transfer miktarını artırdığı için debinin artışı ile etkenlik değeri azalmaktadır. Yapılan deneylerde etkenlik değerinin zıt akışlı ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinde deneyleri yapılan geometri için hem açık devre hem de kapalı devre çalışma rejiminde daha düşük olduğu, ayrıca sıcaklık değişiminin paralel akışlı bir ısı değiştiricisinin etkenliğine etkisi olmazken zıt akışlı bir ısı değiştiricisinde sıcaklığın etkenlik üzerinde etkisi olduğu görülmüştür. Açık devre çalışma şartları için ısıtıcı bölüme giren akışkanın sıcaklığı $T_{h,i}$ ve soğutucu bölüme giren akışkanın sıcaklığı $T_{c,i}$ değerleri sabittir.

- Şekil 4.32-35'de kapalı ve açık devre çalışma durumunda paralel ve zıt akış için farklı sıcaklık ve Cr değerlerine karşılık $\varepsilon - NTU$ değişim grafikleri verilmiştir. Yapılan deneyler ağaç şekilli dal kanallı ısı değiştiricisinin $Cr=1$ şartlarında deney yapıldığından her iki bölümde dolaşan akışkanın hacimsel debileri birbirine eşittir. $Cr=1$ ısıl kapasite debileri oranında maksimum etkenlik katsayısı değerinin $\varepsilon=0,30$ mertebesinde olduğu görülmüştür. Isıl kapasite debileri oranları değiştirilerek $Cr=0,125$ mertebesine getirildiğinde zıt akışlı çalışma durumunda $\varepsilon=0,58$ ve $NTU=0,81$ mertebesine yükselmiştir. Şekil 4.36'daki grafikte arttırılan ısıtma suyu giriş debisi plaka üzerindeki ortalama sıcaklığı artırmış, bu da etkenlik katsayısının yükselmesine sebep olmuştur.

- Şekil 4.24-27'de görüldüğü gibi ısıtma bölümüne giren (T_{hi}) akışkanın sıcaklığının; ısı değiştirici etkenliği ve toplam ısı transfer katsayısı üzerinde paralel akış şartlarında bir etkisinin olmadığı aksine hacimsel debinin daha etkili olduğu görülmüştür.

- Açık devre çalışma şartlarında, soğutma bölümüne giren (T_{hi}) akışkanın sıcaklığının ortam sıcaklığından daha düşük olması cam yünü yardımıyla izole edilen

test bölgesinin iç kısmındaki ortalama sıcaklığı düşürmüş giren ısı miktarı ile alınan ısı miktarı arasındaki farkı azalmıştır. Bu farkın etkilerinin deney sonuçları üzerindeki etkisini düşürmek maksadıyla atılan ısı miktarı değil, giren ve atılan ısı miktarlarının ortalaması alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

- Şekil 4.9’da test bölgesinde basınç kayıpları 45°C giriş sıcaklığında 2,00-9,00 litre/dakika debide 0,9 kPa ile 9,50 kPa arasında basınç kaybına sebep olduğu görülmüştür. Bu kayıplar ısı değiştiricisinin özellikle dağıtım ve toplama havuzlarındaki giriş ve çıkış elemanlarının geliştirilmesi ile daha da düşürülebilir.
- Bu sonuçta göstermektedir ki bu tür ağaç şekilli dal kanallı (fractal) kanal yapısına sahip akış kanallarında daha fazla dallanmanın öneminin olmadığını göstermektedir. Buda bu konuda az sayıda yapılan çalışmalara ışık tutması açısından bu çalışmadaki deneysel sonuçların literatürdeki teorik ve deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermektedir.

5.2. Öneriler

- Isı transferi konusunda yapılan deneysel çalışmalarda, zamana bağlı olmayan şartlarda deney yapılsa bile deney sürelerinin belirlenmesi büyük önem arz etmektedir. Deney sürelerinin uzun tutulması sonuçların doğruluk değerini artırabilecek nitelikte olsa bile bu çalışmadaki gibi çok sayıda deneyin yapılması gerektiği durumlarda, özellikle iklim kontrollü bir laboratuvar ortamına sahip olunmadığı zaman çevre faktörlerinin etkilerini uzun zamana yayılmış tek deneyde kontrol etmek son derece zor olmaktadır.
- Isı transferi ile ilgili konularda deney sistemi tasarımı yapılırken test bölgesinde kullanılacak elemanın ANSYS gibi bilgisayar destekli mühendislik programlarında analizlerinin yapılması, sisteme verilebilecek ve sistemden alınabilecek ısı miktarlarının önceden tahmin edilebilmesi deney sistemi tasarımında önemlidir.
- Yapılan bu tez çalışmasında ısıtıcı eleman olarak iki adet manşonlu tip rezistans kullanılmıştır, bu rezistanslar 1 kW ve 1,5 kW gücünde olup MATLAB programı üzerinden kontrol edilmektedir. Isıtıcılar on/off prensibine göre devreye alınıp devreden çıkartılmıştır. Deneyler öncesinde çok sayıda ön tecrübe deneyleri yapılmış, bu

ısıtıcıların ayar edilen sıcaklık değerinde ne zaman ve hangi sırayla devreye alınıp devreden çıkartılacağı tespit edilmiştir. On/off kontrolde bu hususa dikkat edilmediği takdirde ısıtıcıların devreye girip çıkma durumlarında, ısı değişimleri büyük olabilmekte bu durumda deneylerin sonuçlarında yanıltıcı etkilere sebep olmaktadır. Deney sistemi tasarımında on/off şeklinde kontrol düşünülüyorsa bunu mümkün olduğunca çok kademeli yapmak daha doğru olacaktır. Daha hassas bir kontrol için ısıtıcı güçleri solid state röle kullanılarak çok daha düşük ısısal salınım değerlerinde kontrolü yapılabilir. Ayrıca ayarlı bir oto transformatör yardımıyla rezistanslara uygulanan gerilimin seviyesi değiştirilerek verdikleri ısı kontrol edilebilir.

- Deneylere başlamadan önce deney sisteminin dengeye gelip gelmediği kontrol edilmelidir. Bu kontrolün mümkün olduğunca iyi sağlanması, özellikle bu tez çalışmasındaki gibi sistem içerisindeki akışkan hacminin ve katı malzeme kütesinin fazla olduğu durumlarda önem arz etmektedir. Deney sisteminin dengeye gelmediği durumlarda sisteme verilen ısıнын büyük çoğunluğu bir ısı akümülatörü görevi gören içerisindeki akışkana ya da diğer malzemeler üzerine depolanmakta bu durumda sisteme giren ve sistemden atılan ısı miktarları arasında oluşan farklılıkların artmasına sebep olmaktadır. Şekil 3.7-8'deki gibi sisteme giren ve sistemden ayrılan akışkanların sıcaklık değerlerinin gerçek zamanlı bir grafik çizimi ile sürekli takip edilmesi dengeye gelme durumunun takibi açısından büyük kolaylık sağlamaktadır. Bu grafikler artan veya azalan doğrultuda bir eğim göstermemeli mümkün olduğunca düz bir doğrultuda küçük salınımlar yapmalıdır.

- Ölçüm elemanlarında yaygın olarak kullanılan 1-5 Volt, 0-5 Volt, 0-10 Volt gibi analog çalışan gerilim çıkışlı ölçüm ekipmanları sisteme bağlandıktan sonra mutlaka çevreden gürültü alıp almadıkları kontrol edilmelidir. Bu elemanların sinyal çıkışları gerçek zamanlı bir grafik üzerinde kontrol edilmeli gürültüye sebep olan kusur mümkün olduğunca yok edilmeli ya da gürültü bastırılmalıdır. 0-20 mA, 4-20 mA gibi akım çıkışlı elemanlarda gürültü sorunu daha az olmaktadır. Ölçüm elemanlarından gelen verileri işleyen ve kaydeden veri toplama kartlarının topraklama bağlantılarının şebeke toprağından bağımsız olarak yapılması da gürültünün azalması bakımından yararlı olabilir. Aynı ölçüm elemanının analog yerine dijital olarak haberleşme imkânı varsa ve veri toplama kartları buna uygunsa dijital olarak haberleşme tercih edilmelidir.

- Deney sisteminin tamamlanmasının ardından elektriksel gerilim değişikliklerine verdiği tepkiler mutlaka kontrol edilmeli, gerektiği durumlarda önlemler alınmalıdır. Rezistanslı ısıtıcılar, elektrik motorlarının çektikleri akım değerleri ve sebep oldukları gerilim düşümleri kontrol edilmelidir. Gerekirse bazı kısımlar bir gerilim regülatörü üzerinden elektrikle beslenmelidir.
- Bu çalışmanın sonucunda dal sayısı, dal seviyesi, dal boyu ve çaplarının önceden teorik olarak çözülmeli ve grafik olarak belirlenerek yapılan tasarımın imali gerçekleştirilmelidir. Bu deneysel çalışmanın verimli olması açısından önemlidir.
- Yapısal teori ile elde edilen ağaç ağının çok ölçekli yapısını inceledik ve fizik ve yaşam bilimlerindeki birçok alanda gözlemlenen ölçek değişmezliğinden sapmaları ölçmek için yeni bir geometrik çerçeve önermekteyiz.
- Bu çalışmanın, ulaşım ağları, karıştırma ve kaotik adveksiyon, mikrokışkan ağlar ve türbülans yoluyla biyolojik sistemler gibi çok ölçekli yönlerin çok önemli olduğu sıvı veya enerji dağıtımıyla uğraşan diğer birçok alan için yararlı olabileceğini düşünüyörüz. ağaç şekilli dal kanallı yapıya sahip (Dendritik) ısı eşanjörlerinin gelecekte maksimum ısı taşıma yoğunluğuna sahip cihazlarda kullanılması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- Andhare, R.S. Shooshtari, A. Serguei, V. Dessiatoun, M. and Ohadi, M. 2016. Heat transfer and pressure drop characteristics of a flat plate manifold microchannel heat exchanger in counter flow configuration. *Applied Thermal Engineering*, 96, 178–189
- Bejan, A. 1996. Street network theory of organization in nature. *J Adv Transp*, 30 (2), 85–107.
- Bejan, A. 1997. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume. *Int.J. Heat Mass Transfer*, 40, 799-816
- Bejan, A. 2002. Dendritic constructal heat exchanger with small-scale crossflows and larger-scales counterflows. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45, 4607–4620.
- Bejan, A. 2007. Constructal theory of pattern formation, *Hydrol. Earth Syst. Sci.*, 11, 753–768,
- Bier, W. Keller, W. Linder, Seidel, G. D. and Schubert, Martin, K. H. 1993. Gas to gas heat transfer in micro heat exchangers. *Chem. Eng. Process. Process Intensification*, 32 (1), 33–43.
- Bonjour, J. Rocha, L.A.O. Bejan, A. and Meunier, F. 2003. Dendritic fins optimization for a coaxial two-stream heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 111–124.
- Bonjour, J. Rocha, L.A.O. Bejan, A. and Meunier, F. 2004. Dendritic fins optimization for a coaxial two-stream heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47, 111–124.
- Calamas, D. and Baker, J. 2013. Performance of a biologically-inspired heat exchanger with hierarchical bifurcating flow passages. *J. Thermophys. Heat Transfer*, 27 (1), 80–90.
- Calamas, D. and Baker, J. 2013. Tree-like branching fins: Performance and natural convective heattransfer behavior. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 62, 350–361
- Chen, Y. and Cheng, P. 2002. Heat transfer and pressure drop in fractal tree-like microchannel nets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 2643–2648
- Chen, Y. and Cheng, P. 2005. An experimental investigation on the thermal efficiency of fractal tree-like microchannel nets. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 32, 931–938.
- Chen, Y. Zhang, C. Shi, M. and Yang, Y. 2010. Thermal and Hydrodynamic Characteristics of Constructal Tree-Shaped Minichannel Heat Sink. *AIChE Journal*, August, 56, 218-229
- Chong, S.H. Ooi, K.T. and Wong, T.N. 2002. Optimisation of single and double layer counter flow microchannel heat sinks. *Appl Thermal Eng*, 22 (14), 1569–85.
- Cohn, D.L. 1954. Optimal systems: the vascular system. *Bull. Math. Biophys.*, 16, 59–74
- Çengel, Y.A. ve Cimbala J.M., 2007. Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları. Güven Bilimsel, 938 s, İzmir.
- Çengel, Y.A., 2011. Isı ve Kütle Transferi. Güven Kitabevi, 879 s, İzmir.

- Da Silva, A.K. Lorente, S. and Bejan, A. 2004 Constructal multi-scale tree-shaped heat exchanger. *J. Appl. Phys.*, 96, 1709–1718.
- Daniels, B. J. Pence, D. V. and Liburdy J. A. 2005. Predictions of Flow Boiling in Fractal-like Branching Microchannels. ASME 2005-82484, Proceedings of IMECE 2005, Orlando Florida.
- Escher, W. Michel, B. And Poulikakos, D. 2009. Efficiency of optimized bifurcating tree-like and parallel microchannel networks in the cooling of electronics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1421–1430
- Genceli, O.F., 2010. Isı Değiştiricileri. Birsen Yayınevi, 424 s, İstanbul.
- Ghodoossi, L. 2005. Thermal and hydrodynamic analysis of a fractal microchannel network. *Energy Conversion and Management*, 46, 771–788.
- Hernando, N. G. Iborra, A. A. Rivas, U. R. and Izquierdo, M. 2009. Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a single-phase liquid flow micro-heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52, 5433–5446.
- Heymann, D. Pence, D. and Narayanan, V. 2010. Optimization of fractal-like branching microchannel heat sinks for single-phase flows. *Int. J. Therm. Sci.*, 49, 1383–1393.
- Hong, F.J. Cheng, P. Gea, H. and Goh Teck Joo. 2007. Conjugate heat transfer in fractal-shaped microchannel network heat sink for integrated microelectronic cooling application. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 4986–4998
- Hung, T.C. Yan, W.M. and Li, W. P. 2012. Analysis of heat transfer characteristics of double-layered microchannel heat sink. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 55, 3090–3099.
- Incropera, F.P. ve DeWitt, D.P., 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri. Literatür Yayıncılık, 947 s, İstanbul.
- Kim, D.K. 2014. Thermal optimization of branched-fin heat sinks subject to a parallel flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 77, 278–287.
- Kline, S.J. and McClintock, F.A. 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mech Eng*, 75, 3-8.
- Kwak, Y. Pence, D. Liburd, J. And Narayanan, V. 2009. Gas–liquid flows in a microscale fractal-like branching flow network. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30, 868–876
- Lee, D.J. and Lin, W.W. 1995. Second law analysis on fractal-like fin under crossflow, *AIChE J.*, 41(1), 2314–2317.
- Lee, Y.J. Singh, P.K. and Lee, P.S. 2015. Fluid flow and heat transfer investigations on enhanced microchannel heat sink using oblique fins with parametric study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 8, 325–336.
- Lin, W.W. and Lee, D.J. 1997. Diffusion–convection process in a branching fin, *Chem.Eng. Commun.*, 158 (1), 59–70.
- Meyer, J. P., Hilde, V. D. V. 2005. Heat Transfer Characteristics of a Quadratic Koch Island Fractal Heat Exchanger. *Heat Transfer Engineering*, 26(9), 22–29.
- Moreno, A. Murphy, K. and Wilhite, B.A. 2008. Parametric study of solid-phase axial heat conduction in thermally integrated microchannel networks. *Ind Eng Chem Res*, 47 (23), 9040–9054.
- Murray, C.D. 1926. The physiological principle of minimum work; The vascular system and the cost of blood volume, *J. Physiol.*, 12 (3), 207–214.

- Park, K.T. Kim, H. J. and Kim, D.K. 2014. Experimental study of natural convection from vertical cylinders with branched fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 54, 29–37.
- Pence D. V. 2002. Reduced Pumping Power and Wall Temperature in Microchannel Heat Sinks with Fractal-like Branching Channel Networks. *Microscale Thermophysical Engineering*, 6, 319-330.
- Pence, D. V. and Enfield, K. 2004. Inherent Benefits in Microscale Fractal-like Devices for Enhanced Transport Phenomena. *Design and Nature II Comparing Design in Nature with Science and Engineering*, WIT Press, 1051-1057.
- Pence, D. V., 2000. Improved Thermal Efficiency and Temperature Uniformity using Fractal-like Branching Channel Networks. *Proceedings of the International Conference on Heat Transfer and Transport Phenomena in Microscale*, ed. G.P. Celata, Begell House, New York, 142-148.
- Peng, X. Boming Y. Meijuan, Y. and Mingqing, Z. 2006. Heat conduction in fractal tree-like branched networks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 3746–3751
- Peterson, R.B. 1999. Numerical modeling of conduction effects in microscale counterflow heat exchangers. *Microscale Thermophys. Eng*, 3 (1), 17– 30.
- Salakij, S. Liburdy, J. A. Pence, D. V. and Apreotesi, M. 2013. Modeling in situ vapor extraction during convective boiling in fractal-like branching microchannel networks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60, 700–712.
- Silva, A. K. and Bejan, A. 2006. Dendritic counterflow heat exchanger experiments. *International Journal of Thermal Sciences.*, 45, 860–869
- Stief, T. Langer, O.U. and Schubert, K. 1999. Numerical investigations of optimal heat conductivity in micro heat exchangers. *Chem Eng Technol*, 22 (4), 297– 303.
- Tuckerman, D.B. and Pease, R.F.W. 1981 High-performance heat sinking for VLSI. *IEEE Electron Dev Lett*; 2:126–9.
- Vafai, K. and Lu, Z. 1999. Analysis of two-layered microchannel heat sink concept in electronic cooling. *Int J Heat Mass Transfer*; 42 (1), 2287–97.
- Wechsattel, W. Lorente, S. Bejan, A. 2002. Optimal tree-shaped networks for fluid flow in a disc-shaped body. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45, 4911–4924.
- West, G.B. Brown, J.H. and Enquist B.J. 1997. A General Model for the Origin of Allometric Scaling Laws in Biology. *Science*, 276, 122-126.
- Xia, C. Fu, J. Lai, J. Yao, X. Chen, Z. 2015. Conjugate heat transfer in fractal tree-like channels network heat sink for high-speed motorized spindle cooling. *Applied Thermal Engineering*, 90, 1032-1042
- Xu, S. Wanga, W. Fang, K. and Wong, C.N. 2015. Heat transfer performance of a fractal silicon microchannel heat sink subjected to pulsation flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 81, 33–40
- Yang, Y. Morini, G.L. and Brandner, J.J. 2014. Experimental analysis of the influence of wall axial conduction on gas-to-gas micro heat exchanger effectiveness. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 69, 17–25.
- Yu, P. Yun, B. and Zou, M. 2006. Heat conduction in fractal tree-like branched networks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 3746–3751
- Zhang, C. Lian, Y. Yu, X. Liu, W. Teng, J. Xu, T. Hsu, C. Chang, Y.J. and Greif, R. 2013. Numerical and experimental studies on laminar hydrodynamic and thermal characteristics in fractal-like microchannel networks. Part B:

- Investigations on the performances of pressure drop and heat transfer. International Journal of Heat and Mass Transfer, 66, 939–947
- Zimparov, V.D. Silva, A.K. and Bejan, A. 2006. Constructal tree-shaped parallel flow heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 4558–4566



ÖZGEÇMİŞ

Alperen Buğra ÇOLAK, 1990 yılında Diyarbakır’da doğdu. İlk, Orta ve Lise öğrenimini Eskişehir’de tamamladı. 2012 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden, 2014 yılında Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 2013 yılında Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Termodinamik Bilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimine başladı.

