

**ENDÜSTRİYEL TAV FIRINI  
REKÜPERATÖRÜNÜN STATİK VE DİNAMİK  
SİMÜLASYONU**

**2012  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Erhan KAYABAŞI**

**ENDÜSTRİYEL TAV FIRINI REKÜPERATÖRÜNÜN STATİK VE  
DİNAMİK SİMÜLASYONU**

**Erhan KAYABAŞI**

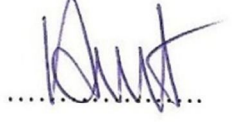
**Karabük Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında  
Yüksek Lisans Tezi  
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK  
Haziran 2012**

Erhan KAYABAŞI tarafından hazırlanan “ENDÜSTRİYEL TAV FIRINI REKÜPERATÖRÜNÜN STATİK VE DİNAMİK SİMÜLASYONU” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Hüseyin KURT

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 27/06/2012

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

Başkan : Doç. Dr. Sezayi YILMAZ (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Hüseyin KURT (KBÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Yusuf ÇAY (KBÜ)

İmzası

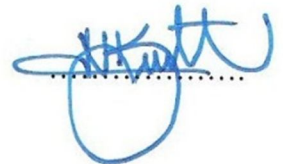


07./09./2012

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

Prof. Dr. Nizamettin KAHRAMAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



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

Erhan KAYABAŞI

## **ÖZET**

**Yüksek Lisans Tezi**

### **ENDÜSTRİYEL TAV FIRINI REKÜPERATÖRÜNÜN STATİK VE DİNAMİK SİMÜLASYONU**

**Erhan KAYABAŞI**

**Karabük Üniversitesi**

**Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı:**

**Doç. Dr. Hüseyin KURT**

**Haziran 2012, 69 Sayfa**

Bu çalışmada, KARDEMİR Demir Çelik Fabrikasında bulunan çapraz akışlı iki geçişli endüstriyel tav fırını reküperatörünün statik ve dinamik simülasyonu yapılmıştır. Statik simülasyonda reküperatör alt bölümlere (hücrelere) ayrılarak reküperatör ağına dönüştürülmüştür. Reküperatör ağına dönüştürülen sistem matris denklemleriyle tanımlanarak reküperatör içerisindeki ve sistem çıkışındaki sıcaklıklar iterasyona başvurulmadan yüksek bir doğrulukta elde edilmiştir. Dinamik simülasyonda reküperatörün ani sıcaklık değişimlerinde gösterdiği davranışlarının izlenmesi amaçlanmıştır. Reküperatör hücrelere bölünerek sıcak akış, reküperatör borusu ve soğuk akış arasındaki ısı transfer denklemleri matris formunda yazılarak Microsoft Visual Basic programı yardımıyla çözülmüştür. Statik simülasyon sonucunda reküperatöre 20°C’de giren yakma havası 570°C’de çıkarken, reküperatöre 800°C’de giren baca gazı 390°C’de çıkmıştır. Dinamik simülasyon sonucunda ise farklı yakma havası ve baca gazı giriş sıcaklıkları, farklı akışkan

debileri, farklı toplam ısı transfer katsayıları ve farklı ısı transfer yüzey alanları için reküperatördeki sıcaklık dağılımları belirlenmiştir. Statik ve dinamik simülasyonlardan elde edilen sonuçlar reküperatörün firma dizayn değerleriyle karşılaştırılmış, firma dizayn değeri 575°C olarak verilen yakma havası çıkış sıcaklığı 570°C, 385°C olarak verilen baca gazı çıkış sıcaklığı ise 390°C olarak bulunmuştur. Buna göre reküperatörün baca gazı çıkış sıcaklığı dizayn değerinden 5°C yüksek, yakma havası çıkış sıcaklığı ise 5°C düşük olduğu görülmüştür.

**Anahtar Sözcükler :** Isı değıştirciler, tav fırını, reküperatör, statik ve dinamik simülasyon.

**Bilim Kodu** : 914.1.065

## **ABSTRACT**

**M. Sc. Thesis**

### **STATIC AND DYNAMIC SIMULATION OF INDUSTRIAL ANNEALING FURNACE RECUPERATOR**

**Erhan KAYABAŞI**

**Karabük University**

**Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Advisor:**

**Assoc. Prof. Dr. Hüseyin KURT**

**June 2012, 69 Pages**

In this study, static and dynamic simulation of an industrial furnace recuperator in KARDEMİR Iron Steel Factory is made. In static simulation by the division of recuperator into sub sections, recuperator converted to a recuperator network. The network is described by the way of matrixes, the temperature distribution and outlet temperatures of the recuperator are obtained without iterations. In dynamic simulation to monitor the behavior of the recuperator under sudden heat differences, recuperator is divided into sub sections and heat transfer equations between hot stream, recuperator pipe and cold stream are converted to matrix equations and solved with Microsoft Visual Basic software. As a result of static simulation, the 20°C air is heated to 570°C and the 800°C flue gas is cooled to 390°C. As a result of dynamic simulation, temperature distribution under the different air and flue gas temperatures, flow rates, overall heat transfer coefficients and heat transfer areas conditions is observed and given by the graphics. The results of static and dynamic

simulations were compared with the company's design values. Between the simulation results and the design values %1 difference were determined.

**Keywords** : Heat exchangers, annealing furnace, recuperator, static and dynamic simulation.

**Science Code** : 914.1.065



## TEŞEKKÜR

Tezimi hazırlamamda tez konumun belirlenmesinden tezimin teslimine kadar destek ve yönlendirmelerini esirgemeyen değerli hocam Doç. Dr. Hüseyin KURT'a, Technische Hochschule Mittelhessen'de (Almanya) yaptığım tez araştırması boyunca üniversitenin imkanlarını kullanmamda elinden gelen yardımı sağlayan, tez konum olan statik ve dinamik simülasyon konusunda bilgilerini ve çalışmalarını cömertçe istifademe sunan değerli öğretim üyesi Prof. Dr. Olaf STRELOW'a, çalışmalarımnda beni destekleyen cesaretlendiren ve yoğun iş temposuna rağmen Almanca makalelerin temininde ve çevrilmesinde elinden gelen gayreti sarf eden kıymetli eşim Pakize KAYABAŞI'ya, ısı değiştiricilerinin ısı hesaplarının yapılmasında bilgisine ve tecrübesine başvurduğum değerli çalışma arkadaşım Enes KILINÇ'a, tezimin tamamlanmasında manevi ile destek olan değerli çalışma arkadaşım Turgut ÖZTÜRK'e en içten şükranlarımı sunarım.

## İÇİNDEKİLER

	<b><u>Sayfa</u></b>
KABUL .....	ii
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	vi
TEŞEKKÜR .....	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiii
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
1.1. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ .....	1
1.2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISIL ANALİZİ.....	4
1.2.1. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı .....	5
1.2.1.1. Paralel ve Ters Akımlı Isı Değiştiricilerde $(\Delta t_m)_{Ln}$ 'in Belirlenmesi ..5	
1.2.1.2. Çok Geçişli ve Çapraz Akışlı Isı Değiştiricilerinde $(\Delta t_m)_{Ln}$ 'in Belirlenmesi .....	7
1.2.2. $(\theta - P)$ Yöntemi .....	8
1.2.3. Etkenlik-Geçiş Birim Sayısı, $(\epsilon\text{-NTU})$ Yöntemi .....	10
1.2.4. $(\Delta T_m)_{ln}$ , $(\theta\text{-}P)$ ve $(\epsilon\text{-NTU})$ Yöntemlerinin Karşılaştırılması.....	12
BÖLÜM 2 .....	14
LİTERATÜR ÇALIŞMASI .....	14
BÖLÜM 3 .....	20
MATERYAL VE YÖNTEM .....	20
3.1. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN STATİK SİMÜLASYONU .....	20
3.1.1. Problemin Tanımlanması.....	22
3.1.2. Bir Tek Isı Değiştiricisi İçin Hesaplama .....	23

	<b><u>Sayfa</u></b>
3.1.3. Bir Isı Değiştiricisi Devresi İçin Hesaplama .....	24
3.2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE DİNAMİK SİMÜLASYON .....	29
3.2.1. Isı Değiştiricilerde Hücre Gösterimi .....	29
3.2.2. Dinamik Simülasyonun Termodinamik Modellenmesi .....	31
BÖLÜM 4 .....	37
ÖRNEK BİR UYGULAMA .....	37
4.1. REKÜPERATÖRÜN HÜCRE MODELİ.....	39
4.2. REKÜPERATÖR İİRESİNDEKİ AKIŞIN TANIMLANMASI.....	40
4.2.1. Boru Demeti Üzerinde apraz Akış .....	40
4.2.2. Reküperatörde İ Akış.....	43
4.3. REKÜPERATÖRÜN TOPLAM ISI TRANSFER KATSAYISININ HESAPLANMASI.....	43
4.3.1. Dış Akış Hesabı .....	44
4.3.2. İ Akış Hesabı.....	45
4.3.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı.....	46
4.4. REKÜPERATÖRDE HÜCRE ETKENLİKLERİNİN HESAPLANMASI...	46
4.5. STATİK SİMÜLASYONUN HAZIRLANMASI .....	49
4.6. DİNAMİK SİMÜLASYONUN HAZIRLANMASI.....	55
4.7. DİNAMİK SİMÜLASYONDA PARAMETRE DEĞİŞİKLİKLERİNİN ETKİSİ .....	56
BÖLÜM 5 .....	65
SONUÇ VE ÖNERİLER .....	65
KAYNAKLAR.....	67
ÖZGEÇMİŞ.....	69

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 3.1. Isı değiştiricisine giren sıcak ve soğuk akımlar.....	23
Şekil 3.2. Isı değiştiricisinin ısı değiştiricisi devresi haline getirilmesi. ....	25
Şekil 3.3. N adet hücreye bölünmüş ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akım. ....	30
Şekil 4.1. Reküperatörün perspektif görüntüsü.....	37
Şekil 4.2. Reküperatörün kesit görüntüsü.....	37
Şekil 4.3. Yakma havasının ve baca gazının sıcaklık dağılımı.....	38
Şekil 4.4. Reküperatörün hücre gösterimi. ....	39
Şekil 4.5. Reküperatöre ait boru düzeni .....	41
Şekil 4.6. Reküperatörün hücre ve sistem giriş ve çıkış sıcaklıkları.....	54
Şekil 4.7. Statik durumda reküperatör içerisindeki sıcaklık dağılımı. ....	56
Şekil 4.8. Dinamik simülasyonun ekran görüntüsü .....	58
Şekil 4.9. Sıcak akıma ait ani sıcaklık değişimi sonuçları.....	59
Şekil 4.10. Duvara ait ani sıcaklık değişimi sonuçları. ....	60
Şekil 4.11. Soğuk akıma ait ani sıcaklık değişimi sonuçları. ....	60
Şekil 4.12. Örnek bir reküperatör için simülasyon sonucu.....	62
Şekil 4.13. Kararlı halde örnek reküperatörde sıcaklık dağılımı. ....	63
Şekil 4.14. Örnek reküperatöre ait sıcak akım için sıcaklık dağılımı .....	63
Şekil 4.15. Örnek reküperatöre ait duvar sıcaklığı dağılımı.....	64
Şekil 4.16. Örnek reküperatöre ait soğuk akım sıcaklık dağılımı.....	64

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b><u>Sayfa</u></b>
Çizelge 1.1. Yöntemin kullanışı ile ilgili özet çizelge .....	13
Çizelge 4.1. Reküperatörün teknik özellikleri .....	38
Çizelge 4.2. Baca gazı bileşenleri ve belirtilen sıcaklıklar için tablo değerleri .....	40
Çizelge 4.3. Reküperatörde dizayn ve simulasyon değerlerinin karşılaştırılması.....	55

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

- $\dot{C}_h$  : Sıcak akışkanın ısı kapasitesi (kW/K)  
 $\dot{C}_c$  : Soğuk akışkanın ısı kapasitesi (kW/K)  
 $T_h^i$  : Sıcak akışkanın hücre giriş sıcaklığı (°C)  
 $T_h^o$  : Sıcak akışkan hücre çıkış sıcaklığı(°C)  
 $T_c^i$  : Soğuk akışkanın hücre giriş sıcaklığı(°C)  
 $T_c^o$  : Soğuk akışkan hücre çıkış sıcaklığı(°C)  
A : Hücre alanı (m<sup>2</sup>)  
C : Isı kapasitesi (kJ/K)  
C<sub>p</sub> : Özgül ısı (kJ/kgK)  
d : Çap (m)  
E : Birim matris  
F : Düzeltme faktörü  
h : Isı taşınım katsayısı (W/m<sup>2</sup>K)  
h<sub>i</sub> : Giren akışkanın entalpisi (J/kg)  
h<sub>o</sub> : Çıkan akışkanın entalpisi (J/kg)  
I : Input Matris  
k : Isı iletim katsayısı (W/mK)  
 $\dot{m}$  : Kütleli debi (kg/s)  
NTU : Geçiş birim sayısı  
O : Output Matris  
 $\dot{Q}_{max}$  : Maksimum ısı (W)  
h<sub>fg</sub> : Buharlaştırma entalpisi (J/kg)  
Re<sub>D</sub> : Reynolds sayısı  
S : Yapı matrisi

- $T_{ort}$  : Ortalama sıcaklık ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_c$  : Soğuk akışkanın sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_h$  : Sıcak akışkanın sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T^i$  : Hücre giriş sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T^o$  : Hücre çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $U$  : Toplam ısı transfer katsayısı ( $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ )  
 $V$  : Hız ( $\text{m}/\text{s}$ )  
 $V_{max}$  : Maksimum hız ( $\text{m}/\text{s}$ )  
 $\Delta T_m$  : Logaritmik ortalama sıcaklık ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $\varepsilon$  : Etkenlik  
 $\mu$  : Dinamik viskozite ( $\text{kg}/\text{ms}$ )  
 $\nu$  : Kinematik viskozite ( $\text{m}^2/\text{s}$ )  
 $\rho$  : Yoğunluk ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

#### 1.1. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Enerji dünya çapındaki değişik amaçlarla kurulmuş tesislerde kullanılan temel bir ihtiyaçtır. Günümüzde bütün ülkeler enerji ithalatı, çevre kirliliği, küresel ısınma, enerji kullanımındaki verimsizlik ve enerji maliyetlerinin artması gibi sorunlardan kaynaklanan problemleri çözmek için büyük bir gayret içerisinde (Kaya and Kılıç, 2012).

Ülkelerin daha hızlı ekonomik gelişme sağlamaları için yüksek miktarda enerjiye ihtiyaçları vardır. Bundan dolayı enerji ekonomik rekabet ve istihdam için çok kritik bir etkidir. Artan nüfusa bağlı olarak enerji ihtiyacı da giderek artmaktadır. Enerji ihtiyacına karşılık olarak ihtiyaç duyulan enerji miktarını karşılamak için ısı transferi ve enerji konusunun göz önünde bulundurulması ve enerji yönetiminin iyi bir şekilde gerçekleştirilmesi gerekmektedir (Abdelaziz et al., 2010).

Isı transferi termodinamik ve enerjinin önemli bir konusudur ve birçok mühendislik uygulamasının temelini oluşturmaktadır. Sıcaklık değişiminin olduğu her yerde ısı transferi gerçekleşmektedir. Bundan dolayı mühendisler sıcaklıkla süreç teknolojisinde ısı transfer miktarını hesaplamak zorundadırlar.

Isı transferi iletim, taşınım ve ışınım olmak üzere üç şekilde gerçekleşmektedir. Pratik olarak iki veya daha fazla ısı transferi eş zamanlı olarak gerçekleşebilmektedir. Hesaplama ve analiz kolaylığı için bu olaylar ayrı ayrı düşünülüp daha sonra tekrar birleştirilebilir (Rasul, 2006).



Yüksek sıcaklıktaki bir akışkandan düşük sıcaklıktaki bir başka akışkana ısı transferi yoluyla ısı geri kazanımı sağlayan ısı değiştiricileri ve ısı değiştiricisi devreleri birçok proses teknolojisi ve enerji ekonomisi alanında kullanılmaktadır. Isı geri kazanımı için kullanılan ısı değiştiricileri sanayi kuruluşlarında yatırım maliyetinde önemli bir yer tutmaktadır. Bu nedenle de ısı değiştiricisi seçilirken ya da ısı değiştiricisi devreleri tasarlanırken oldukça dikkat edilmeli ve ısı geri kazanımının maksimum olması için doğru ısı değiştiricisi veya efektif bir ısı değiştiricisi devresi tasarlanması gerekmektedir.

Bir ısı değiştiricisi iki veya daha fazla sıvı arasındaki, katı veya sıvı arasındaki veya katı parçacıklar ve akışkan arasındaki termal iç enerjisini (entalpi) dışarıdan ısı ve iş girişi olmaksızın gerçekleştiren cihazlardır. Akışkan tek bileşenden ya da karışımdan meydana gelebilir. Isı değiştiricilerinin tipik uygulamaları, proses akışkanlarının ısıtılması veya soğutulması, tek ya da çok bileşenli akışkanların buharlaştırılması veya yoğunlaştırılması, ısı geri kazanımı ve sistemden ısı atılması şeklindedir. Diğer bir uygulama alanı ise sterilizasyon, pastörizasyon, damıtma, yoğunlaştırma, kristalleştirme veya proses kontrol akışkanlarıdır. Yukarıda anlatıldığı üzere ısı değiştiricileri pratikte çeşitli yerlerde kullanılırlar. Isı değiştiricileri kullanım gayelerine göre değişik konstrüksiyonlarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedirler.

Çoğunlukla ısı değiştiricilerinde akışkanlar birbirleriyle karışmadan ısı geçişinin doğrudan yapıldığı, genelde metal malzeme olan katı yüzey ile birbirinden ayrılırlar. Bu tip ısı değiştiricileri yüzeyli veya reküperatif olarak adlandırılırlar. Dolgu maddeli veya rejeneratif olarak adlandırılan diğer tip ısı değiştiricilerinde, ısı geçişi doğrudan olmayıp ısı önce sıcak akışkan tarafından döner veya sabit bir dolgu maddesine verilerek depo edilir, daha sonra dolgu maddesindeki bu ısı soğuk akışkana verilir. Genel olarak reküperatif ısı değiştiricilerindeki incelemeler zamandan bağımsız olmasına rağmen, rejeneratif ısı değiştiricilerinde incelemeler zamana bağlıdır.

Isı değiştiricileri ısı transfer işlemi, konstrüksiyonları, akış düzenekleri, yüzey kompaktlığı, içerisindeki akış sayısı, ısı transfer mekanizması biçimlerine göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler.

1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama
  - 1.1. Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştiricileri
  - 1.2. Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri
2. Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama
  - 2.1. Kompakt olmayan ısı değiştiricileri
  - 2.2. Kompakt ısı değiştiricileri
3. Akışkan Sayısına Göre Sınıflama
  - 3.1. İki akışkanlı
  - 3.2. Üç akışkanlı
  - 3.3. Çok akışkanlı
4. Isı Geçişi Mekanizmasına Göre Sınıflama
  - 4.1. İki tarafta da tek fazlı akış
  - 4.2. Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış
  - 4.3. İki tarafta da çift fazlı akış
  - 4.4. Taşınım ve ışınlama ile beraber ısı geçişi
5. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama
  - 5.1. Borulu ısı değiştiricileri
    - 5.1.1. Düz borulu ısı değiştiricileri
    - 5.1.2. Spiral borulu ısı değiştiricileri
    - 5.1.3. Gövde borulu ısı değiştiricileri
  - 5.2. Levhalı ısı değiştiricileri
    - 5.2.1. Contalı levhalı ısı değiştiricileri
    - 5.2.2. Spiral levhalı ısı değiştiricileri
    - 5.2.3. Lamelli ısı değiştiricileri
  - 5.3. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri
    - 5.3.1. Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri
    - 5.3.2. Borulu kanatlı ısı değiştiricileri
  - 5.4. Rejeneratif ısı değiştiricileri
    - 5.4.1. Sabit dolgu maddeli rejeneratörler
    - 5.4.2. Döner dolgu maddeli rejeneratörler
  - 5.5. Karıştırmalı Kaplar
6. Akıma Göre Sınıflama
  - 6.1. Tek geçişli ısı değiştiricileri

- 6.1.1. Paralel akımlı ısı değiştiricileri
- 6.1.2. Ters akımlı ısı değiştiricileri
- 6.1.3. Çapraz akımlı ısı değiştiricileri
- 6.2. Çok geçişli ısı değiştiricileri
  - 6.2.1. Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı ısı değiştiricileri
  - 6.2.2. Çok geçişli gövde-borulu ısı değiştiricileri
  - 6.2.3. n adet paralel levha geçişli ısı değiştiricileri

Birçok ülkede enerji tkretiminin %26'sı sıcak baca gazları ve sıvılar ile kaybedilmektedir (Tarakçioğlu, 2006). Bu kayıp enerjinin geri kazanılması ile enerji üretim maliyetinde ciddi bir azalma gerçekleştirilebilir. Dolayısıyla ısı değiştiricileri, başlangıç maliyeti göz önünde bulundurularak ve etkenliğinin mümkün olduğu kadar yüksek olması hedeflenerek dizayn edilmelidir. Bu dizayn değerlerinin elde edilebilmesi için ısı değiştiricisinin hem kararlı durumda hem de işletme Şartlarındaki davranışlarının önceden iyi tahmin edilmesi gerekmektedir.

## 1.2. ISI DEğİŞTİRİCİLERİNİN ISIL ANALİZİ

Bir ısı değiştiricisindeki ısı transferinin sadece içerisindeki akışkanlar arasında olduğu, yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabul edilirse, yüzeyli ısı değiştiricilerinde aşağıdaki bağıntılar yazılabilir (Genceli, 1999).

$$\dot{Q} = UA(\Delta T_m)_{ln} \quad (1.1)$$

Eşitlikte, U; ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer katsayısını (W/m<sup>2</sup>K), A; ısı transfer yüzey alanını (m<sup>2</sup>), ( $\Delta T_m$ )<sub>ln</sub>; logaritmik ortalama sıcaklık farkını (°C) göstermektedir.

Sıcak ve soğuk akışkanların soğuması ve ısınması sırasında verilen ve alınan ısılar, akışkanların kütlesel debileri ile giriş ve çıkış entalpilerinin farkından bulunabilmektedir (Genceli, 1999).

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (1.2)$$

Isının alınması ve verilmesi durumunda akışkanların sıcaklıklarında değişme oluyorsa (duyulur ısı değiştiricilerinde), ısı geçiş miktarı

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_i - T_o) = C(T_i - T_o) \quad (1.3)$$

şeklinde, buharlaşma ve yoğuşma şeklinde bir faz değişimi varsa geçen ısı miktarını

$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg} \quad (1.4)$$

eşitliğinden hesaplamak mümkündür. Bu eşitliklerde  $\dot{m}$  akışkanın kütleli debisini (kg/s),  $h_i$  ve  $h_o$  giriş ve çıkış entalpilerini (J/kg),  $C_p$  sabit basınçtaki özgül ısısını (J/kgK),  $T_i$  ve  $T_o$  giriş ve çıkış sıcaklıklarını (°C),  $C$ ; akışkanın ısı kapasitesini (W/K),  $h_{fg}$  buharlaşma entalpisini (J/kg) göstermektedir (Genceli, 1999).

### 1.2.1. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı

Isı değiştiricilerinin ısı hesapları yapılırken Eşitlik 1.2 kullanılması halinde  $(\Delta T_m)_{ln}$  ifadesinin belirlenmesi gerekmektedir. Isı değiştiricisi içerisindeki akışkanların sıcaklıkları ve sıcaklık farkları ısı değiştiricisi boyunca farklılık gösterdiği için akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları cinsinden ifade edilebilen bir ortalama sıcaklık farkı kullanılmalıdır (Genceli, 1999).

#### 1.2.1.1. Paralel ve Ters Akımlı Isı Değiştiricilerde $(\Delta T_m)_{ln}$ 'in Belirlenmesi

Isı değiştiricilerde  $dA$  yüzeyi boyunca geçen ısı miktarı,

$$dQ = U(T_1 - T_2)dA \quad (1.5)$$

olarak verilmektedir. Bu yüzey boyunca akan soğuk ve sıcak akışkanların ısınması ve soğuması;

$$dQ = C_2dT_2 = \pm C_1dT_1 \quad (1.6)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bu denklemlerde  $C_1 dT_1$ ,  $C_2 dT_2$  akışkanların ısı kapasite debilerini, (+) işaret ters akımlı, (-) işaret paralel akımlı ısı değiştiricisine işaret etmektedir (Genceli, 1999).

Eşitlik 1.6'dan

$$d(T_2 - T_1) = dT_1 - dT_2 = dQ \left[ \pm \frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2} \right] \quad (1.7)$$

eşitliği yazılabilir ve  $dQ$ 'nun çözülmesi ve Eşitlik 1.7'ye yerleştirilmesiyle;

$$\frac{d(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_2)} = U \left[ \pm \frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2} \right] dA \quad (1.8)$$

eşitliği elde edilmektedir. Bu eşitliğin ısı değiştiricisinin girişi ve çıkışı arasında integrali alındığında;

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = UA \left[ \pm \frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2} \right] \quad (1.9)$$

bulunmaktadır. Benzer olarak Eşitlik 1.6'nın integralinden;

$$\dot{Q} = C_2(T_{2o} - T_{2i}) = C_1(T_{1i} - T_{1o}) \quad (1.10)$$

eşitliği elde edilmektedir. Son eşitlikten  $C_1$  ve  $C_2$  çözüldüğünde;

$$\dot{Q} = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1.11)$$

eşitliği elde edilmektedir. Bu denklemden;

$$(\Delta T_m)_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1.12)$$

ortalama logaritmik sıcaklık farkı adını alır. Ters ve paralel akımlı ısı değiştiricilerinde bu ifade aynı formda yazılabilmektedir. Bu ifadedeki  $\Delta T_1$  ve  $\Delta T_2$  paralel akımlı ısı değiştiricilerinde,

$$\Delta T_1 = (T_{1i} - T_{1o}) \quad (1.13)$$

$$\Delta T_2 = (T_{1o} - T_{2o}) \quad (1.14)$$

ters akımlı ısı değiştiricilerinde ise

$$\Delta T_1 = (T_{1o} - T_{2i}) \quad (1.15)$$

$$\Delta T_2 = (T_{1i} - T_{2o}) \quad (1.16)$$

şeklinde ifade edilmektedir (Genceli, 1999).

### **1.2.1.2. Çok Geçişli ve apraz Akışlı Isı Değiştiricilerinde $(\Delta T_m)_{ln}$ 'in Belirlenmesi**

Paralel ve ters akışlı ısı değiştiricilerde ortalama logaritmik sıcaklık farkı daha kolay olmasına rağmen çapraz akımlı ve çok geçişli ısı değiştiricilerinde oldukça karmaşıktır (Genceli, 1999).

Geometrik olarak, diğer ısı değiştiricilere göre daha basit bir yapıda olmalarına rağmen, bir gövde iki boru geçiş halinde dahi  $(\Delta T_m)_{ln}$ 'in elde edilişi oldukça karmaşıktır. Bu nedenle bu konudaki çalışmalarda genellikle paralel ve ters akımların dışında bu ısı değiştiricilerinde geçen ısı miktarı,

$$\dot{Q} = [UAF(\Delta T_m)_{ln}]_{ters} \quad (1.17)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada  $[(\Delta T_m)_{ln}]_{ters}$  göz önüne alınan ısı değiştiricisi ters akımlı kabul edilerek bulunan ortalama logaritmik sıcaklık farkını, F ise bu ısı değiştiricisi için düzeltme katsayısını gösterir. Literatürde düzeltme katsayısı;

$$F = f(P, R, \text{akış düzeni}) \quad (1.18)$$

şeklinde karmaşık bağıntılar ile ya da yardımcı diyagramlar ile elde edilebilmektedir. Bu fonksiyonlar ve diyagramlar, ısı değiştiricisinin geometrik düzenlemesinin yanı sıra,

$$\text{Kapasite oranı} = R = \frac{\dot{m}_2 C_{p2}}{\dot{m}_1 C_{p1}} = \frac{C_2}{C_1} = \frac{T_{1i} - T_{2o}}{T_{2o} - T_{2i}} \quad (1.19)$$

$$\text{Etkenlik} = P = \frac{\dot{m}_2 C_{p2} (T_{2o} - T_{2i})}{\dot{m}_1 C_{p1} (T_{1i} - T_{2i})} = \frac{T_{2o} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2i}} \quad (1.20)$$

iki değişkenin fonksiyonu olarak verilmektedir. Örnek olarak bir gövde iki boru geçişli ısı değiştiricisi örneğinde F düzeltme katsayısı;

$$F(P, R) = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - PR}\right)}{\ln\left[\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]} \quad (1.21)$$

şeklinde verilmektedir (Genceli, 1999).

### 1.2.2. ( $\theta - P$ ) Yöntemi

Isı değiştiricilerinin ısı hesaplarında, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa veya kolayca hesaplanabiliyorsa önceki bölümde incelenen klasik  $(\Delta T_m)_{ln}$  ortalama logaritmik sıcaklık farkı hesaplamalarında oldukça kolaylık sağlamaktadır.  $(\Delta T_m)_{ln}$ ,  $\dot{Q}$  ve  $U$  değerleriyle ısı değiştiricisinin gerekli A ısı geçiş düzeyi,

$$\dot{Q} = UA(\Delta T_m)_{ln} \quad (1.22)$$

eşitliği yardımıyla elde edilebilmektedir. Fakat pratikte karşılaşılan bazı problemlerden dolayı, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları bilinmemekte ya da kolayca hesaplanamamaktadır. Bu şartlarda ortalama logaritmik sıcaklık farkı  $(\Delta T_m)_{ln}$  kullanılmak istendiğinde, içerdiği logaritmik ifadeden dolayı çözüm bulmak

ancak deneme yanılma (iterasyon) yoluyla mümkün olabilmektedir. Çözümün kolaylaştırılması için bazı araştırmacılar tarafından önerilen  $(\theta - P)$  yöntemi kullanılmaktadır (Genceli, 1999).

Bu yöntemde;

$$\dot{Q} = UA\theta(T_{1i} - T_{2o}) \quad (1.23)$$

bağıntısı kullanılmaktadır.

Bu eşitlikte  $\theta$ ,

$$\theta = \frac{(\Delta T_m)_{ln}}{T_{1i} - T_{2o}} \quad (1.24)$$

ortalama sıcaklık farkının iki akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarına oranı olan boyutsuz sıcaklıktır. Bu boyutsuz sıcaklık farkı,

$$\theta = f(P, R, NTU_2, \text{akış düzeni}) \quad (1.25)$$

olarak, çeşitli geometrik düzenlemeler için ifade edilmektedir. Bu fonksiyondaki F ve P değerleri Eşitlik 1.15 ve 1.16 ile verilen oranlar ile aynıdır.  $NTU_2$  boyutsuz sayısı ise;

$$NTU_2 = \frac{UA}{C_2} \quad (1.26)$$

oranı ile tanımlanmaktadır. Endüstride yoğun olarak kullanılan ısı değiştiricileri için yukarıdaki denklemlerde verilen bağıntılar çeşitli araştırmacılar tarafından hesaplanarak diyagramlar halinde verilmektedir (Genceli, 1999).



### 1.2.3. Etkenlik-Geçiş Birim Sayısı, ( $\epsilon$ -NTU) Yöntemi

Karşılaşılan bazı ısı değiştiricisi problemlerinde, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları belli değilse klasik  $(\Delta T_m)_{ln}$  yönteminin kullanılarak çözüme gidilmesi ancak deneme yanılma yöntemi kullanılarak mümkündür. Böyle durumlarda ya  $(\theta - P)$  yöntemi ya da etkenlik geçiş birim sayısı ( $\epsilon$ -NTU) yönteminin kullanılması büyük kolaylık sağlamaktadır. ( $\epsilon$ -NTU) yönteminin bir diğer avantajı, aynı amaç için kullanılacak olan ısı değiştiricilerinin kıyaslanmasını ve bunların içinden en uygun olan ısı değiştiricisinin seçilmesine imkân tanınmasıdır. Etkenlik

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (1.27)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada  $\dot{Q}$  ısı değiştiricisindeki gerçek ısı geçişini göstermektedir. Isı kaybının olmadığı kabul edildiği takdirde sıcak akışkanın verdiği ya da soğuk akışkanın aldığı ısı miktarından hesaplanabilmektedir.  $C_1 = \dot{m}_1 C_{p1}$  ve  $C_2 = \dot{m}_2 C_{p2}$  sıcak ve soğuk akışkanların ısıl kapasite debileri olmak üzere;

$$\dot{Q} = C_1(T_{1i} - T_{1o}) = C_2(T_{2o} - T_{2i}) \quad (1.28)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Mümkün olan maksimum ısı geçişi olarak tanımlanan  $\dot{Q}_{max}$  değeri ise  $C_1$  ve  $C_2$  ısıl kapasite debilerinden hangisi daha küçükse, bu kapasite debi değeriyle sıcak akışkanın girişi ile soğuk akışkanın girişi arasındaki sıcaklık farkının çarpımından bulunmaktadır (Eşitlik 1.29).

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{1i} - T_{2i}) \quad (1.29)$$

Isı değiştiricisi etkenliği için ise;

$$\epsilon = \frac{C_1(T_{1i} - T_{1o})}{C_{min}(T_{1i} - T_{2i})} = \frac{C_2(T_{2o} - T_{2i})}{C_{min}(T_{1i} - T_{2o})} \quad (1.30)$$

eşitliği elde edilmektedir.

$C_1 < C_2$  ise  $C_1 = C_{min}$  olur.  $\varepsilon$  ise;

$$\varepsilon = \frac{(T_{1i} - T_{1o})}{(T_{1i} - T_{2i})} = \frac{C_2(T_{2o} - T_{2i})}{C_1(T_{1i} - T_{2i})} \quad (1.31)$$

eşitliği elde edilmektedir.

$C_1 > C_2$  ise  $C_2 = C_{min}$  olur.  $\varepsilon$  ise;

$$\varepsilon = \frac{(T_{2o} - T_{2i})}{(T_{1i} - T_{2i})} = \frac{C_1(T_{1i} - T_{1o})}{C_2(T_{1i} - T_{2i})} \quad (1.32)$$

eşitliği elde edilmektedir (Genceli, 1999).

Paralel ve ters akımlı ısı değiştiricilerine ait  $\varepsilon$  ifadesi  $U$ ,  $A$ ,  $C_1$  ve  $C_2$  cinsinden  $C_1 < C_2$  olduğu takdirde hesaplanmak istendiğinde,  $C_1 = C_{min}$ ,  $C_2$  de  $C_{max}$  olacaktır. Eşitlik 1.9 yeniden düzenlenerek,

$$\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \exp[-NTU(\pm 1 - C)] \quad (1.33)$$

şeklinde yazılmaktadır. Bu eşitlikteki  $C$ ,

$$C = C_{min}/C_{max} \quad (1.34)$$

oranını ifade etmektedir.  $NTU$ ,

$$NTU = UA/C_{min} \quad (1.35)$$

şeklinde ifade edilmektedir ve geçiş birim sayısını göstermektedir. Eşitliklerde (+) işareti ters akımlı, (-) işaret ise paralel akımlı akışı göstermektedir. Yukarıdaki eşitlikler göz önüne alınarak yapılan matematiksel işlemler sonucunda;

Ters akımlı düzenlemeler için;

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 - C \exp[-NTU(1 - C)]} \quad (1.36)$$

Paralel akımlı düzenlemeler için;

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C)]}{1 + C} \quad (1.37)$$

eşitlikleri elde edilmektedir (Genceli, 1999).

#### 1.2.4. $(\Delta T_m)_{ln}$ , $(\theta - P)$ ve $(\varepsilon - NTU)$ Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Isı değiştiricilerde yapılan hesaplamaları sınıflandırabilmek ve uygun hesaplama yöntemini kullanabilmek için,

1. Isı değişiminin sürekli rejimde olduğu,
2. Isı değiştiricisi boyunca U toplam ısı transfer katsayısının sabit olduğu,
3. Isı değiştiricisinin ortama karşı yalıtılmış olduğu ve ısının sadece akışkanlar arasında olduğu,
4. Isı değiştiricisi içerisinde bir ısı iletimi olmadığı,
5. Akışkanların özgül ısıları ve fiziksel özelliklerinin sabit olduğu,
6. Isı değiştiricisinde belli bir kesit boyunca sıcaklığın değişmediği,
7. Isı değiştiricisi yüzey malzemesinde akışkanların hareketi doğrultusunda iletimle bir ısı geçişi olmadığı kabulleri yapılmaktadır.

Bir ısı değiştiricisi hesaplaması için yukarıda verilen yöntemlerden herhangi biri kullanılabilir. Bu hesaplamaların sonuçları arasında grafik okunmasında yapılan hatalardan ve yöntem hassasiyetinden kaynaklanan yaklaşık %3'lük bir farklılık olabilmektedir. Genel olarak akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyorsa  $(\Delta T_m)_{ln}$  ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi, aksi hallerde  $(\theta - P)$  veya  $(\varepsilon - NTU)$  yöntemlerinden birisi tercih edilmelidir. Bu yöntemlerin kullanılışı ile ilgili özet bilgiler Çizelge 1.2'de verilmektedir (Genceli, 1999).

Çizelge 1.1. Isı değiştirici ısı analiz yöntemlerinin karşılaştırılması (Genceli, 1999).

$\Delta T_m$	( $\theta - P$ )	$\varepsilon$ -NTU
<p>1. <math>Q = UAF(\Delta T_m)_{ters}</math></p> <p>2. <math>[(\Delta T_m) \ln]_{ters} = \frac{(T_{1i}-T_{2i})-(T_{1o}-T_{2o})}{\ln \frac{(T_{1i}-T_{2i})}{(T_{1o}-T_{2o})}}</math></p> <p>3. <math>F = f(P, R, Akıř dűzeni)</math></p> <p>4. <math>R = \frac{\dot{m}_2 C_{p2}}{\dot{m}_1 C_{p1}} = \frac{C_2}{C_1} = \frac{(T_{1i}-T_{1o})}{(T_{2i}-T_{2o})}</math></p> <p><math>P = \frac{\dot{m}_2 C_{p2} (T_{2o} - T_{2i})}{\dot{m}_1 C_{p1} (T_{1i} - T_{2i})} = \frac{(T_{2o} - T_{2i})}{(T_{1i} - T_{2i})}</math></p>	<p><math>Q = UAF\theta(T_{1i} - T_{2i})</math></p> <p><math>\theta = \frac{(\Delta T_m) \ln}{T_{1i} - T_{2i}}</math></p> <p><math>F = f(P, R, NTU_2, Akıř dűzeni)</math></p> <p><math>R = \frac{\dot{m}_2 C_{p2}}{\dot{m}_1 C_{p1}} = \frac{C_2}{C_1} = \frac{(T_{1i} - T_{1o})}{(T_{2i} - T_{2o})}</math></p> <p><math>P = \frac{\dot{m}_2 C_{p2} (T_{2o} - T_{2i})}{\dot{m}_1 C_{p1} (T_{1i} - T_{2i})} = \frac{(T_{2o} - T_{2i})}{(T_{1i} - T_{2i})}</math></p> <p><math>NTU_2 = \frac{UA}{C_2}</math></p>	<p><math>Q = \varepsilon C_{min} (T_{1i} - T_{2i})</math></p> <p><math>\varepsilon = \frac{C_1 (T_{1i} - T_{1o})}{C_{min} (T_{1i} - T_{2i})} = \frac{C_1 (T_{2o} - T_{1i})}{C_{min} (T_{1i} - T_{2i})}</math></p> <p><math>\varepsilon = f(NTU, C, Akıř dűzeni)</math></p> <p><math>C_1 = \dot{m}_1 C_{p1}</math></p> <p><math>C_2 = \dot{m}_2 C_{p2}</math></p> <p><math>NTU = \frac{UA}{C_{min}}</math></p>

## BÖLÜM 2

### LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Isı değiştiricileri sanayi kuruluşlarında ısı geri kazanımı için uzun yıllardan beri kullanılmakta. Uygun ısı değiştiricinin tasarlanması veya seğilmesi için ısı değiştiricilerinin çalışma şartlarında sistem parametrelerinin değişmesi ile vereceği tepkilerin önceden belirlenebilmesi gerekmektedir. Bu konuda araştırmacılar tarafından yapılan çalışmalar genel olarak statik ve dinamik simülasyonlar yaparak ısı değiştiricisinin davranışlarını değişen şartlara göre kurulumdan önce öngörmeye çalışmak şeklinde olmuştur.

Varbanov et al. (2011), yaptıkları çalışmada hücre sayısının doğrudan belirlenebilmesi için daha çok plaka tipi ısı değiştiricilerinde uygulanabilen bir model geliştirmişlerdir. Bu çalışmada sunulan metot ile daha genel durumlar için hücre sayısı ve ısı transfer katsayısı hesaplanabilmekte, ayrıca termodinamik bir yaklaşım sergilenebilmektedir. Bu metot aynı zamanda diğer tipteki ısı değiştiricilerine de uygulanabilmektedir. Yapılan çalışma ile güvenilir sonuçlar elde edilmiş ve gelecekte yapılacak çalışmalarda kabullerin daha geniş bir kapsamda basitleştirilmesi önerilmiştir.

Poşıvıl and Hanta (2006), yaptıkları çalışmada HYSYS'deki dinamik simülasyonu kullanan kontrol sistemleri dizaynı için alternatif bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Bu dinamik simülasyon yardımıyla ısı değiştiricisi ağının kontrol stratejisini tasarlamış ve test etmişlerdir. HYSYS ile sistem bozukluklarına karşı oluşan dinamik tepki incelenmiş, herhangi bir zorlukla karşılaşılmadan optimize edilmiştir.

Wolf et al. (1991), yaptıkları çalışmada tek geçişli ısı değiştiricileri için çeşitli dinamik modeller sunmuşlardır. Çalışmada kontrol edilebilir değişken olarak sadece

çıkış sıcaklıkları göz önüne alınmıştır. Çıkış sıcaklıklarını kontrol etmek için en yaygın ve verimli yöntemin bir by-pass hattının kurulması olduğu vurgulanmıştır. By-pass hattının nereye yerleştirileceği ile ilgili göz önüne alınması gereken noktaların ısı değiştiricisi alanı, malzeme gerilmeleri, ara çıkış sıcaklıkları, özel üç boyutlu veya deneysel kısıtlar ve borulama maliyeti gibi noktalar olduğu belirlenmiştir.

Boriboonsr and Kittisupakorn (2009), yaptıkları çalışmada bir elektro kaplama banyosuna batırılmış ve bir soğutma sistemi ile donatılmış bir ısı değiştiricisine bağlı sert krom elektro kaplama banyosundan oluşan proses ağlarının dinamik davranışını incelemiştir. Banyo sıcaklığının 45°C ile 50°C aralığında tutulması için yeni bir ısı değiştiricisi tasarımı yapılmış, yeni ısı değiştiricisi tasarımı ile banyo sıcaklığı proses aralığında tutulabilmiştir. Ayrıca banyonun dinamik davranışı için matematik model geliştirilmiş ve bilinmeyen parametreler için kuruluş verileri kullanılarak yaklaşım yapılmıştır. Simülasyon sonuçları doğrultusunda geliştirilen modeller ile banyo çözelti sıcaklığı hassas olarak tahmin edilebilmiştir.

Schaal and Feidt (1999), yaptıkları çalışmada kirletici etkisi altındaki bir ısı değiştiricisinin çalışma süresini optimize etmişlerdir. Optimizasyon çalışması maksimum ortalama güç değişimi temel alınarak yapılmıştır. Konunun karmaşık olmasından dolayı paralel ve laminer akışlı akışkanlar için boruların iç kısmında kirletici akışkan olan silindirik bir ısı değiştiricisi ele alınmıştır. Isı değiştiricisinin çalışma şartları için kirletici akışkanın kütleli debisinin sabit olduğu durum, kesit hızının sabit olduğu durum ve pompalama gücünün sabit olduğu durum olmak üzere üç farklı durum incelenmiştir. Sonuçlar karşılaştırıldığında bu üç yaklaşımın optimum çalışma sürelerinde herhangi bir farklılıklarının olmadığı ancak sabit pompalama gücü yaklaşımının kirleticiden kaynaklanan ısı kayıplarının ve yük kayıplarının göz önüne alınmasından dolayı kirliliği göstermede en uygun yaklaşım olduğu görülmüştür.

Oliet et al. (2004), yaptıkları çalışmada HVAC ve otomotiv ısı sistemlerinde karşılaşılan temel üniteler olan akış dirençli fan çifti, farklı büyüklükteki iki ısı

değiştiricisi, havalandırma ünitesi, soğutma ve nemsizleştirme ünitesi için açıklayıcı nümerik sonuçlar elde etmişlerdir. Çalışmada kanatlı borulu ısı değiştiricilerini de içeren karmaşık ısı sistemlerin modellenmesi yapılmış, havalandırma ünitesi ve motor soğutma ünitesi gibi ünitelerde karşılaşılan temel modüller üzerine genel bir bakış yapılmıştır.

Rennie and Raghavan (2005), yaptıkları çalışmada çift borulu spiral bir ısı değiştiricisinin paralel ve ters akışta ısı transfer karakteristiklerini nümerik olarak belirlemek için bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği paketi (PHOENICS 3.3) kullanmışlardır. Çalışmalar sabit duvar sıcaklığı ve sabit ısı akısı sınır şartlarında gerçekleştirilmiştir. İç Dean sayıları için toplam ısı transfer katsayıları 38-350 aralığında hesaplanmıştır. Sonuçlar iç Dean sayıları arttıkça toplam ısı transfer katsayılarının arttığını göstermiş ayrıca borudaki akış şartları toplam ısı transfer katsayısı üzerinde güçlü bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Boru, iç boru ve kıvrım için ısı dirençler hesaplanmıştır. Çalışmada iç borunun büyüklüğü arttıkça iç borunun termal direncinin sabit kalmasına rağmen dış borunun toplam termal direncinin düştüğü gözlenmiştir.

Evangelista (2007), yaptığı çalışmada çift borulu ısı değiştiricisi dinamik simülasyonu için yeni bir metot geliştirmiş ve sonuçlarının doğruluğunu ispatlamıştır. Çalışmada iki farklı boru çapı kullanılmıştır. Toplam ısı transfer katsayısı hem paralel hem de karşıt akış için hesaplanmıştır. Simülasyonun doğrulanması iç boru için elde edilen Nusselt sayısı literatür ile karşılaştırılarak sağlanmış ve en yüksek termal direncin dairesel bölgelerde olduğu tespit edilmiştir.

Triratana et al. (2007), yaptıkları çalışmada hızlı kirlenme etkileri altındaki plakalı ısı değiştiricilerinde matematiksel model ve dinamik simülasyon hazırlamışlardır. Çalışmada termal modelin çözülmesinde Crank Linson metodu ve ghost node tekniği kullanılmıştır. Kirliliğin etkileri toplam ısı transfer katsayısının korelasyonu ile modele eklenmiştir. Kirlenme modelinde integral değerlerinin elde edilmesinde 4. derece Runge Kutta kullanılmıştır. Simülasyon sonucunda elde edilen zamana bağlı soğuk akış çıkış sıcaklığı ve toplam ısı transfer katsayısı sonuçları

Pichitvittayakarn'ın (2006) yaptığı deneysel çalışmanın sonuçları ile çok iyi bir uyum göstermiştir. Çalışmada gösterilen dinamik model ve hesaplama algoritması hızlı kirlenme etkisi altındaki ısı değiştiricilerinde yüksek tutarlılık ve güvenilirlik arz etmektedir. Ayrıca çalışmada gösterilen hesaplama algoritmasının aynı zamanda ısı değiştiricilerinin optimum kontrol stratejisini belirlemek için de kullanılabileceği tespit edilmiştir.

Dobos et al. (2009), yaptıkları çalışmada iki temel konu üzerinde durmuşlardır. Birincisi bölgesel ısıtma ağlarının ana karakteristik özelliklerini gösteren dinamik modelleme, ikincisi ısı değiştiricisi ağındaki ısı ihtiyacını karşılamak için kestirimci non-lineer kontrol modeli (NLMPC) tasarlamışlardır. Kestirimci kontrol modeli amaç fonksiyonunu minimize etme prensibine dayanmaktadır. Bu prensibin sistemde israf edilen enerjinin tespit edilmesinde ve endüstriyel atık ısının değerlendirilmesinde en uygun yöntem olduğu vurgulanmıştır.

Luo et al. (2003), yaptıkları çalışmada ters ve paralel akışlı çok geçişli ısı değiştiricilerinin ve ısı değiştiricisi ağlarının bir boyutlu akışta dinamik davranışını modellemişler ve simüle etmişlerdir. Çalışmada problemi üniform başlangıç sıcaklıklarında veya kararlı hal şartlarından rasgele sıcaklık geçişleri ve ani debi geçişlerine olan dinamik cevap, termal akış debilerine olan dinamik cevap olmak üzere iki sınıfa ayırmışlardır. Çalışmada lineer olmayan problemleri çözmek için doğrusal bir denklem modeli geliştirmişlerdir. Küçük bozulmalar için lineer model Laplace dönüşümü ve numerik ters algoritma yoluyla çözülmüştür. Çalışmada dört adet bağlantı matrisi tanımlanmıştır. Çok geçişli, tek boyutlu paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerinde ve ısı değiştiricisi ağları için genel bir çözüm metodu geliştirmişlerdir.

Strelow (1997), çalışmasında ısı değiştiricileri ve ısı değiştiricisi devrelerini matris formunda tanımlayarak, iterasyona başvurmaksızın zamandan bağımsız olarak sistem sıcaklık çıkışlarını izlemek amacıyla genel bir hesaplama yöntemi geliştirmiş ve statik simülasyon hazırlamıştır. Çalışmada ısı değiştiricileri hücrelere bölünerek ısı değiştiricisi ağı haline getirilmiştir. Isı değiştiricisi ve ısı değiştiricisi devreleri için



yapı matrisleri, sisteme giriş ve çıkış yapan akışların bilgilerini içeren Input ve Output matrisler, ısı değiştiricisi hücrelerinin etkenlik bilgilerini içeren etkenlik matrisleri tanımlanarak karmaşık yapıdaki ısı değiştiricisi ve ısı değiştiricisi devrelerinin özel yazılımlar kullanmaksızın çözülmesi için bir yöntem geliştirmiştir.

Strelow (1999), başka bir çalışmada bu yöntemi genel işletme şartlarında herhangi tipteki bir plaka tipi ısı değiştiricisinde uygulayarak yüksek nümerik stabilitede, iterasyona başvurmaksızın, sistemin statik simülasyonunu yapmıştır.

Bracco et al. (2007), yaptıkları çalışmada paralel ve ters akış düzenindeki çift borulu ısı değiştiricisinin statik ve dinamik simülasyonu üzerinde çalışmışlardır. Simülasyon modelini karakterize eden fiziksel parametreler ve ana hipotezler Matlab/Simulink ortamına girilerek simülasyonun termodinamik modeli tanımlamışlardır. Çalışmada N adet hücreye ayrılmış ısı değiştiricisi, enerji dengesi açısından incelenerek modellenmiştir. Çalışma sonucunda N adet hücreye ayrılan çift borulu ısı değiştiricisindeki iki akışkan arasındaki ısı transferinin dinamik simülasyonu yapılmıştır. Ayrıca ısı değiştiricisinin sisteme olan girdi değişimlerine verdiği karşılık ve sıcaklıktaki değişimlerinin ısı değiştiricisindeki etkilerinin zamana bağlı olarak izlenebilmesi sağlanmıştır. Simülasyon sonucunda, kararlı ve değişken şartlarda modelin sınırlı sayıda hücre göz önüne alındığında gerçek bir sistem gibi davrandığı gözlemlenmiştir. Ancak sınırlı sayıdaki hücrenin farklı geometrilerdeki diğer ısı değiştiriciler ile su ve yağ dışındaki diğer akışkanlar için yeterli olmadığı belirtilmiştir.

Navarro and Gomez (2007), yaptıkları çalışmada, çapraz akıştaki karmaşık akış düzenlerindeki ısı değiştiricileri için ( $\epsilon$ -NTU) değerlerinin hesaplanması için matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Çalışmada matematiksel modelin hazırlanması için akış yolu boyunca boru demetinin ayrıştırılmasıyla elde edilen ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıklarına göre boru elemanı yaklaşımı yöntemi kullanılmıştır. Her bir eleman kesitinde  $C=C_{\min}/C_{\max}$  değeri sıfıra yaklaştığı için, akış tarafındaki sıcaklığın sabit olduğu kabul edilmiştir. Böylece sıcaklıklar bölgesel etkenliğe bağlı olarak kontrol edilebilmiştir. Model tek geçişli çapraz akışlı ısı değiştiricilerin bir

veya daha fazla kolon için teorik cebirsel bağıntıları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Çalışma sonucunda birçok farklı düzenleme için ( $\epsilon$ -NTU) eğrileri elde edilmiştir.

Bu çalışmada, KARDEMİR Demir Çelik Fabrikasında bulunan endüstriyel tav fırını reküperatörünün statik ve dinamik simülasyonu yapılmıştır. Statik simülasyonda reküperatör alt bölümlere (hücelere) ayrılarak reküperatör ağına dönüştürülmüştür. Reküperatör ağına dönüştürülen sistem matris denklemleriyle tanımlanarak reküperatör içerisindeki ve sistem çıkışındaki sıcaklıklar iterasyona başvurulmadan yüksek bir doğrulukta elde edilmiştir. Dinamik simülasyonda ise reküperatörün ani sıcaklık değişimlerinde gösterdiği davranışlarının izlenmesi amaçlanmıştır. Reküperatör hücelere bölünerek sıcak akış, reküperatör borusu ve soğuk akış arasındaki ısı transfer denklemleri matris formunda yazılarak Microsoft Visual Basic programı yardımıyla çözülmüştür.

## BÖLÜM 3

### MATERYAL VE YÖNTEM

Çalışmanın bu bölümünde reküperatörde yapılan statik ve dinamik simülasyonun dayandığı temeller açıklanmıştır. Reküperatörün sıcaklık hesaplamalarında Scientific Workplace programı kullanılmış ve zamandan bağımsız olarak statik simülasyon hazırlanmıştır. Dinamik simülasyonda sıcak akış, reküperatör borusu ve soğuk akış arasında gerçekleşen ısı transferi ele alınarak hazırlanan ısı transfer denklemleri matris formuna dönüştürülerek Microsoft Visual Basic programı yardımıyla çözülmüştür. Kullanılan denklem ve bağıntılar mevcut hesaplama yöntemlerinden farklı olarak matris ve vektörler formunda hazırlanarak iterasyona başvurulmadan kesin sonuç elde edilmiştir. Böylece, sıcak akışkanın ve soğuk akışkanın anlık sıcaklık değişimleri, ısı değiştiricisindeki ısı transfer alanı değişimi, akışkanların ısı kapasiteleri, akışkan ortamları arasındaki duvarın ısı iletim katsayısı gibi parametrelerde meydana gelen değişimlerin ısı değiştiricisi içerisindeki sıcaklık profiline olan etkisinin zamana bağlı olarak izlenmesi sağlanmıştır.

#### 3.1. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN STATİK SİMÜLASYONU

Isı değiştiricisi hücrelere bölünerek ısı değiştiricisi ağı oluşturulup her bir hücre için uygun denklemler yazıldıktan sonra sıcaklık dağılımı bulunmaktadır. Böylece problem lineer cebirsel denklem takımının çözümüne indirgenmektedir. Bu denklem sisteminin çözümü için doğrudan veya iteratif çeşitli çözüm yöntemleri bulunmaktadır (Incropera and DeWitt, 2000). Belli sayıda cebirsel işlem, doğrudan yöntemlerde elle ya da hücre sayısı fazla olduğunda çeşitli yazılımlar yardımıyla kolaylıkla kesin sonuç elde etmek mümkündür.

N adet bilinmeyen sıcaklığa karşılık olarak N adet denklem takımın göz önüne alındığında;

$$\begin{aligned}
a_{11}T_1 + a_{12}T_2 + a_{13}T_3 + \dots + a_{1N}T_N &= C_1 \\
a_{21}T_1 + a_{22}T_2 + a_{23}T_3 + \dots + a_{2N}T_N &= C_2 \\
&\vdots \\
a_{N1}T_1 + a_{N2}T_2 + a_{N3}T_3 + \dots + a_{NN}T_N &= C_N
\end{aligned} \tag{3.1}$$

lineer denklemleri elde edilmektedir. Bu eşitliklerde  $a_{11}, a_{12}, a_{13}, \dots, C_1, \dots$  bilinen katsayılar ve sabitler olmaktadır ve  $\Delta x, k, h, T_\infty$  gibi büyüklüklerle ifade edilmektedir. Matris notasyonu kullanıldığında bu eşitlikler aşağıdaki şekilde yazılabilmektedir. (Incropera and DeWitt, 2000).

$$[A][T] = [C] \tag{3.2}$$

Burada eşitlikte,

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1N} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{N1} & a_{N2} & \dots & a_{NN} \end{bmatrix} \tag{3.3}$$

$$T = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \\ T_N \end{bmatrix} \tag{3.4}$$

$$C = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ \vdots \\ C_N \end{bmatrix} \tag{3.5}$$

olmaktadır. Katsayılar matrisi A bir kare matristir ve  $(N \times N)$  ve elemanları sırasıyla satır ve sütunları gösteren çift indise göre düzenlenmiştir. [T] ve [C] matrisleri bir sütundan oluşur ve sütun vektörleri olarak bilinir. Eşitlik 3.2'nin sol tarafındaki çarpım yapıldığında Eşitlik 3.1 elde edilmektedir (Incropera and DeWitt, 2000). Çözüm vektörü ise;

$$[T] = [A]^{-1}[C] \quad (3.6)$$

şeklinde yazılmaktadır. Bu eşitlikte  $[A]^{-1}$ ,  $[A]$  matrisinin tersidir. Bu matris Eşitlik 3.7'deki gibi gösterilmektedir (Incropera and DeWitt, 2000).

$$[A]^{-1} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1N} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & a_{2N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ b_{N1} & b_{N2} & \dots & b_{NN} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Eşitlik 3.6 açılırsa;

$$\begin{aligned} T_1 &= b_{11}C_1 + b_{12}C_2 + b_{13}C_3 + \dots + b_{1N}C_N \\ T_2 &= b_{21}C_1 + b_{22}C_2 + b_{23}C_3 + \dots + b_{2N}C_N \\ &\vdots \\ T_N &= b_{N1}C_1 + b_{N2}C_2 + b_{N3}C_3 + \dots + b_{NN}C_N \end{aligned} \quad (3.8)$$

bulunur ve problem  $[A]^{-1}$  matrisinin bulunmasına indirgenmektedir.  $[A]$  matrisinin tersi alındığında  $b_{11}$ ,  $b_{12}$ ,... belirlenebilmekte ve bilinmeyen sıcaklıklar Eşitlik 3.7'den hesaplanabilmektedir (Incropera and DeWitt, 2000).

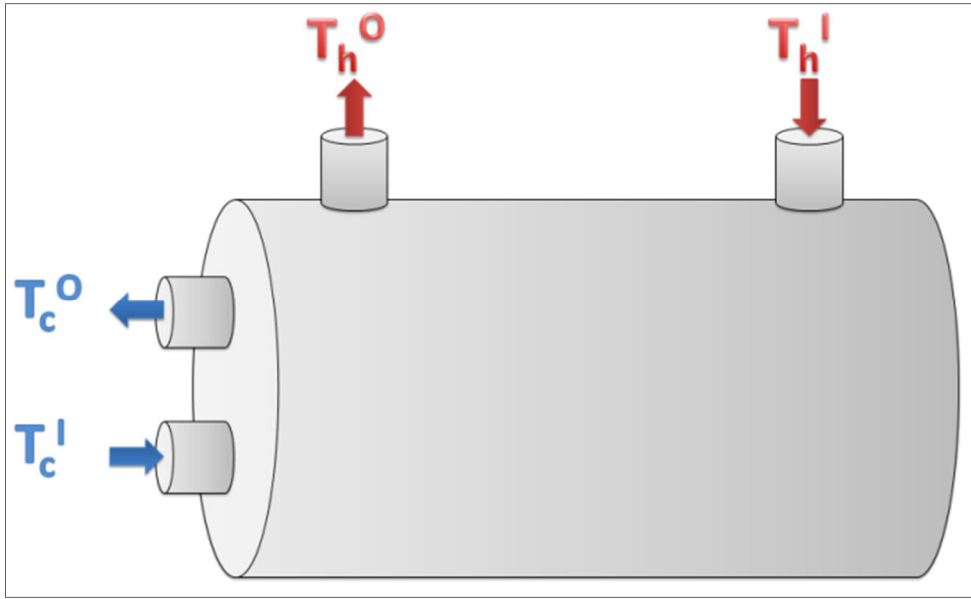
### 3.1.1. Problemin Tanımlanması

Logaritmik ortalama sıcaklık yöntemi sistemin statik simülasyon için uygun bir yöntem değildir. Logaritmik ortalama sıcaklığının bilinmeyen bir başlangıç sıcaklığından elde edilmesi iterasyon ile mümkündür. Bu işlem fazla hassasiyet gerektirmeyen analizler için daha uygundur.

Bu çalışmada kullanılan metot herhangi bir özel yazılım gerektirmemektedir. Model denklemler MathCad ve Mapple gibi bilindik programlarla kolayca çözülebilmektedir (Strelow, 1999).

### 3.1.2. Bir Tek Isı Değiştiricisi İçin Hesaplama

Etkenliği  $\varepsilon$  olan bir ısı değiştiricisinde en az birer adet sıcak ve soğuk akım bulunmaktadır. Etkenlik, toplam ısı transfer katsayısı  $U$ , ısı transfer yüzey alanı  $A$  ve akışların ısı kapasiteleri  $C_h, C_c$ 'nin bir fonksiyonudur. Isı değiştiricisi içindeki bütün akışlar giriş sıcaklığı ve ısı kapasitesi ile kolayca karakterize edilebilmektedir (Strelow, 1999). Isı değiştiricisinde giren ve çıkan akımlar Şekil 3.1'de gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Isı değiştiricisine giren sıcak ve soğuk akımlar.

$$\varepsilon_h = f(U, A, \dot{C}_h, \dot{C}_c) \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_c = f(U, A, \dot{C}_h, \dot{C}_c) \quad (3.10)$$

Eşitlik 3.9 ve 3.10'da verilen  $\varepsilon_h$  ve  $\varepsilon_c$  çalışma karakteristikleri birbirine doğrusal olarak bağlıdır. Çeşitli akımlar için etkenlik  $\varepsilon$  hesaplamaları Bölüm 1'de verilmiştir.

Bir ısı değiştiricisine giren ve çıkan sıcak ve soğuk akımın etkenlikle olan ilişkisi,

$$T_h^o = T_h^i - \varepsilon_h (T_h^i - T_c^i) \quad (3.11)$$

$$T_c^o = T_c^i - \varepsilon_c(T_h^i - T_c^i) \quad (3.12)$$

$$T_h^o = (1 - \varepsilon_h) + \varepsilon_h T_c^i \quad (3.13)$$

$$T_c^o = \varepsilon_c T_h^i + (1 - \varepsilon_c) T_c^i \quad (3.14)$$

şeklinde verilmektedir (Navarro and Gomez, 2007).

Yukarıdaki lineer denklemler matris formuna dönüştürüldüğünde ısı değiştiricisinin çıkış sıcaklıklarını veren Eşitlik 3.15 ve 3.16 elde edilmektedir.

$$\begin{bmatrix} T_h^o \\ T_c^o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - \varepsilon_h & \varepsilon_h \\ \varepsilon_c & 1 - \varepsilon_c \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_h^i \\ T_c^i \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$T^o = \varepsilon^A \cdot T^i \quad (3.16)$$

Buradaki  $\varepsilon^A$  matrisi (Eşitlik 3.9 ve 3.10) içerdiği parametrelerden dolayı ısı değiştiricisi karakteristiği olarak ifade edilmektedir. Bu matris, ısı transfer alanı içerisindeki proses akımı doğrultusundaki  $T^i$  vektöründen  $T^o$  vektörüne geçiş yaparak çıkış sıcaklıklarının elde edilmesini sağlamaktadır (Strelow, 1997).

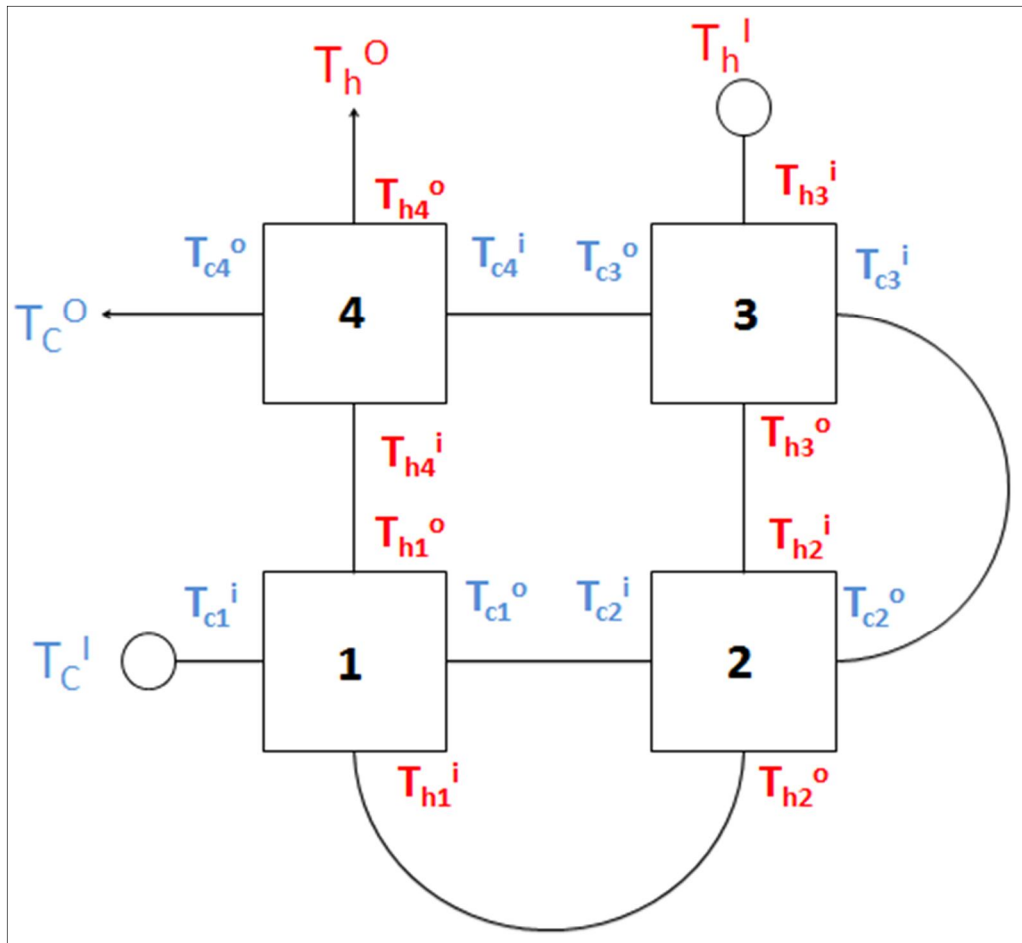
### 3.1.3. Bir Isı Değiştiricisi Devresi İçin Hesaplama

Isı değiştirici devresinin teknik özelliklerinin matematiksel olarak modellenmesi için bir adet fonksiyon matris modeli tanımlanmaktadır. Fonksiyon modeli giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki ilişkiyi doğrusal olarak ifade etmektedir.

$$\begin{bmatrix} T_h^o \\ T_c^o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E - \varepsilon_h & \varepsilon_h \\ \varepsilon_c & E - \varepsilon_c \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_h^i \\ T_c^i \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$T^o = \varepsilon \cdot T^i \quad (3.18)$$

Eşitlik 3.18'deki  $\varepsilon$  fonksiyon matrisi  $m$  adet ısı değiştiricisinden oluşan bir ısı değiştiricisi devresi için  $m \times m$  boyutunda 4 adet alt matristen oluşmaktadır.  $\varepsilon_c$  ve  $\varepsilon_h$  alt matrisleri diyagonal matrislerdir.  $(i, i)$  pozisyonları  $\varepsilon_c$  veya  $\varepsilon_h$  'nın  $i$ 'nci çalışma karakteristiğini göstermektedir.  $T_h^i$  ve  $T_h^o$  vektörleri  $i$  hücresindeki sıcak akımın  $i$ 'nci pozisyonundaki giriş ve çıkış sıcaklıklarını göstermektedir. Buna karşılık olarak  $T_c^i$  ve  $T_c^o$  vektörleri ise  $i$  hücresindeki soğuk akımın  $i$ 'nci pozisyonundaki giriş ve çıkış sıcaklıklarını göstermektedir (Strelow, 1997). Isı değiştiricisinin hücelere bölünerek bir ısı değiştiricisi devresine dönüştürülmesi Şekil 3.2'de gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Isı değiştiricisinin ısı değiştiricisi devresi haline getirilmesi.

Isı değiştiricisi devresinin çıkış sıcaklıklarını veren  $T^o$  vektörünün, giriş sıcaklığı olan  $T^i$  vektörünün bir fonksiyonu olarak doğru bir şekilde tanımlanması çözümün bulunması için yeterli değildir. Çünkü  $T^i$  vektöründe hala bilinmeyen sıcaklıklar



bulunmaktadır. Bilinmeyen sıcaklıkların elde edilmesi için ikinci bir modelin belirlenmesi gerekmektedir. Bu model ısı değiştiricisine giren akımların giriş noktalarını belirlememize yarayan Input modeldir (Strelow, 1997).

Input modeli proses akışının ısı değiştiricisinin hangi geçişinden girmekte olduğu bilgisini içerir. Input (I) matrisinin satırları hücrenin geçişlerine, sütunları ise proses akışlarına ayrılmıştır. Sonuç olarak (i,j) pozisyonundaki birimler j proses akışkanının i geçişine girmekte olduğunu ifade etmektedir (Strelow, 1999).

I matrisi devre içerisinde oluşan proses akımlarının devreye giriş noktalarını göstermektedir ve iki tane 0 matristen ve  $I_h$  ve  $I_c$  matrislerinden oluşmaktadır. Alt matrisler quadratik değildir ve sıcak akım için  $m \times h$ , soğuk akım için  $m \times c$  boyutlarındadır. Yapı içindeki elemanlar ve anlamları aşağıda verilmektedir (Strelow, 1997).

$I_h(i,j)=1$ ; Isı değiştiricisi devresinde j giriş noktasından i hücresine giren sıcak akım.

$I_c(i,j)=1$ ; Isı değiştiricisi devresinde j giriş noktasından i hücresine giren soğuk akım.

$$\begin{bmatrix} T_h^i \\ T_c^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{hh} & S_{hc} \\ S_{ch} & S_{cc} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_h^o \\ T_c^o \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} I_h & 0 \\ 0 & I_c \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_h^I \\ T_c^I \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

$$T^i = S \cdot T^o + I \cdot T^I \quad (3.20)$$

Eşitlik 3.19 ve 3.20'de kullanılan S yapı matrisi ısı değiştiricisi veya ısı değiştiricisi devresindeki i bağlantıları tanımlamaktadır. Bu matris dört adet  $m \times m$  formatında alt matristen meydana gelmektedir. Matris elemanları 0 ile 1 değerlerinden birini almaktadır. Yapı içindeki elemanlar ve anlamları aşağıda verilmektedir (Strelow, 1997).

$S_{hh}(i,j)=x$ ; j hücresinden sıcak bir şekilde çıkan ve i hücresine x oranında gelen sıcak akış.

$S_{ch}(i,j)=x$ ; j hücrelerinden soğuk bir şekilde çıkan ve i hücrelerine x oranında gelen sıcak akış.

$S_{hc}(i,j)=x$ ; j hücrelerinden sıcak bir şekilde çıkan ve i hücrelerine x oranında gelen soğuk akış.

$S_{cc}(i,j)=x$ ; j hücrelerinden soğuk bir şekilde çıkan ve i hücrelerine x oranında gelen soğuk akış.

Eşitlik 3.14 ile birlikte  $T^i$  ve  $T^o$  arasında bir diğer matematiksel bağıntı daha verilmektedir. Eşitlik 3.17 ve 3.19 iki adet bilinmeyen vektör ile genel bir matris denklemleri sistemini temsil etmektedir. Eşitlik 3.19 Eşitlik 3.17'de yerine yazılıp çözüldüğünde hücrenin çıkış sıcaklık vektörü  $T^o$  elde edilmektedir.

$$T^o = (E - \varepsilon \cdot S)^{-1} \cdot \varepsilon \cdot I \cdot T^i \quad (3.21)$$

Eşitlik 3.21'de tanımlanan ısı değiştiricisi sistemine giren akımların tanımlanmasında yararlanılan Input Model'e benzer şekilde, akışların ısı değiştiricisini terk ettiği noktaların da tanımlayan bir diğer modelin tanımlanması gerekmektedir. Bu model Output Model'dir ve Eşitlik 3.22'deki gibi ifade edilmektedir (Strelow, 1999).

$$\begin{bmatrix} T_h^o \\ T_c^o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} O_h & 0 \\ 0 & O_c \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_h^o \\ T_c^o \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

$$T^o = O \cdot T^o \quad (3.23)$$

Output matris (O), ısı değiştiricisini terk eden geçişleri göstermektedir. Matriste her bir proses akışı için bir adet satır bulunmaktadır. Sütunlar geçişleri göstermektedir. (i,j) pozisyonuna yazılan x değeri ( $0 < x < 1$ ) j geçişinden i akışına giren akışın oranını vermektedir (Strelow, 1999).

Output matris iki adet sıfır matrise ek olarak  $O_h$  ve  $O_c$  alt matrislerinden meydana gelmektedir. Bu matrislerin boyutları  $hxm$  veya  $cxm$  formatındadır. Output matrisin elemanları 0 ve 1 değerleri arasında bir değer almaktadır ve output matriste yer alan  $O_h$  ve  $O_c$ ,

$O_h(i,j)=I$ ; Isı değiştiricisini j hücresinden i hücresine x oranında gelerek terk eden sıcak akım.

$O_c(i,j)=I$ ; Isı değiştiricisini j hücresinden i hücresine x oranında gelerek terk eden soğuk akım.

şeklinde tanımlanmaktadır (Strelow, 1997).

Eşitlik 3.21'in Eşitlik 3.23'de yerine yazılmasıyla ısı değiştiricisi devresine giren akım sıcaklıklarına bağlı olarak çıkış sıcaklıklarını veren bir eşitlik daha elde edilmektedir.

$$T^o = O \cdot (E - \varepsilon \cdot S)^{-1} \cdot \varepsilon \cdot I \cdot T^I \quad (3.24)$$

$$T^o = \varepsilon^S \cdot T^I \quad (3.25)$$

Eşitlik 3.25'teki  $\varepsilon^S$  matrisi  $(h+c)x(h+c)$  boyutundadır ve  $\varepsilon^S$  matrisi bir ısı değiştiricisi devresinin çalışma karakteristiklerini barındırdığından  $\varepsilon^A$ 'ya benzer şekilde ifade edilmektedir (Strelow, 1997).

Eşitlik 3.24 ve 3.25 kullanılarak ısı değiştiricisi devresi çıkış sıcaklıkları elde edildikten sonra  $T^o$  vektörü Eşitlik 3.27'de yerine yazılarak ısı değiştiricisi devresi içerisindeki sıcaklık dağılımını elde edilmektedir.

$$\begin{bmatrix} T_h^i \\ T_k^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{hh} & S_{hk} \\ S_{kh} & S_{kk} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_h^o \\ T_k^o \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} I_h & 0 \\ 0 & I_h \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_h^I \\ T_k^I \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

$$T^i = S \cdot T^o + I \cdot T^I \quad (3.27)$$

### 3.2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE DİNAMİK SİMÜLASYON

Endüstride ısıtma ve soğutma prosesleri sırasında yüksek miktarlarda termal enerji transferi gerçekleşmektedir. Bunların tipik uygulamalarına ham petrol ön ısıtma, etilen tesisleri, ekzotermik ve endotermik reaksiyonlar ve diğerleri örnek olarak verilebilir. Bu işlemler sırasında ısı değiştiricileri çok değişken şartlarda çalışabilmektedir. Isı değiştiricilerinin bir ısı değiştiricisi ağında uygun bir şekilde çalıştırılması, bakımı ve güvenilirliği, yeterli simülasyon modellerinin hazırlanmasına ve gerekli hesapların yapılmasına bağlıdır (Varbanov et al. 2011).

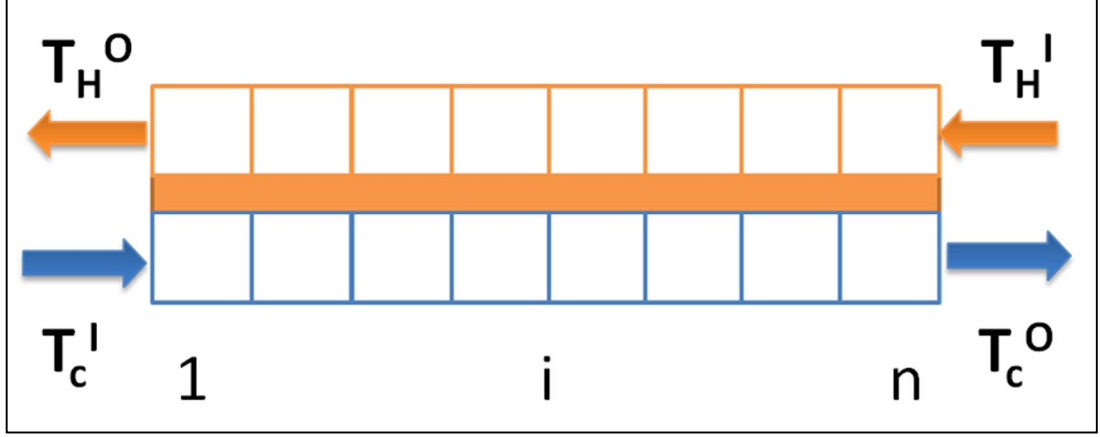
Isı değiştiricilerinde dinamik simülasyon hazırlanırken aşağıdaki kabuller yapılmaktadır.

1. Isı transfer alanı hücre boyunca uniform olarak dağılmıştır.
2. Akışkanların ve ısı değiştiricisi duvarının bütün termal özellikleri (film ısı transfer katsayısı, özgül ısı kapasitesi) sabittir.
3. Eksenel doğrultuda akışkan ve ısı değiştiricisi duvarı arasında ısı transferi ihmal edilmektedir.
4. Isı değiştiricisinin ısı transferine olan direnci ihmal edilmektedir.
5. Ortama ısı değiştiricisinden herhangi bir şekilde ısı kaybı yoktur (Varbanov et al. 2011).

#### 3.2.1. Isı Değiştiricilerde Hücre Gösterimi

Isı değiştiricilerde hücre temelli modeller, kusursuz bir şekilde karışmış yeterli sayıda hücre olarak adlandırılan bölmelerin birleşmesi temeline dayanmaktadır. Simülasyon ısı değişim hücresinin elemanları etrafında iki adet kütle ve üç adet enerji balansı denklemi kurularak hazırlanmaktadır. Hücre temelli dinamik modeller ısı değiştiricilerinin değişik düzenlemelerini göstermek için sıklıkla kullanılmaktadır

(Varbanov et al. 2011). Şekil 3.3’de hücre tabanlı ısı değiştiricisi modeli gösterilmektedir.



Şekil 3.3. N adet hücreye bölünmüş ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akım.

Hücre modeli ile dinamik simülasyon yapılırken çok fazla miktarda denklemlerle karşılaşma olasılığı vardır. Buna karşılık olarak bu denklemlerin çözümlenmesi çok zor değildir. Isı değiştiricileri incelenirken, herhangi bir akış tipi için herhangi bir temas alanını birbirine adapte etmek, basit ve kolay anlaşılabilir bir bakış açısı ve modelleme esnekliği sağlar. Modelin karmaşıklığı model içerisindeki hücre sayısı ile kontrol altına alınabilir (Varbanov et al. 2011).

Hücre temelli dinamik simülasyon hazırlanırken aşağıdaki kabuller yapılmaktadır.

1. Hücrelerdeki sıvılar mükemmel karışmışlardır.
2. Akışkan yoğunlukları sabittir.
3. Hücreler sıvı ile tamamen doludur.
4. Isı kapasitesi sabittir ve proses sıvısındaki buharlaşma ve yoğuşma ihmal edilmektedir.
5. Duvarın ısı transfer direnci ihmal edilmektedir ve duvar sıcaklığı hücre boyunca sabittir (Varbanov et al. 2011).

### 3.2.2. Dinamik Simülasyonun Termodinamik Modellenmesi

Birçok ısı transfer problemi zamana bağlı olarak meydana gelmektedir. Zamana bağlı problemler genellikle sistemin sınır koşulları değiştiğinde ortaya çıkmaktadır. Örneğin bir sistemin yüzey sıcaklığı değiştiğinde sistem içindeki her noktanın da sıcaklığı değişmektedir. (Incropera and DeWitt, 2000).

Bu bölümde ısı değiştiricilerinde sıcak akım duvar ve soğuk akım arasında gerçekleşen ısı transfer denklemleri ve dinamik simülasyonun termodinamik modellenmesi için gerekli eşitlikler oluşturulmaktadır.

N adet hücreye bölünmüş bir ısı değiştiricisinde ilk hücreden son hücreye doğru, sıcak akım, duvar ve soğuk akım arasındaki ısı transfer denklemleri oluşturulduğunda,

$i=1$  için;

$$m_H c_H \frac{dT_{Hi}}{dt} = \dot{m}_H c_H T_{H2}^I - \dot{m}_H c_H T_{H1} - kA(T_{H1} - T_{W1}) \quad (3.28)$$

$$m_W c_W \frac{dT_{Wi}}{dt} = kA(T_{H1} - T_{W1}) - kA(T_{W1} - T_{C1}) \quad (3.29)$$

$$m_C c_C \frac{dT_{Ci}}{dt} = \dot{m}_C c_C T_{C2}^I - \dot{m}_C c_C T_{C1} + kA(T_{W1} - T_{C1}) \quad (3.30)$$

eşitlikleri elde edilmektedir. Sonraki hücreler için ise benzer şekilde,

$i>1$  ve  $i<n$  için;

$$m_H c_H \frac{dT_{Hi}}{dt} = \dot{m}_H c_H T_{Hi+1} - \dot{m}_H c_H T_{Hi} - kA(T_{Hi} - T_{Wi}) \quad (3.31)$$

$$m_W c_W \frac{dT_{Wi}}{dt} = kA(T_{Hi} - T_{Wi}) - kA(T_{Wi} - T_{Ci}) \quad (3.32)$$

$$m_c c_c \frac{dT_c}{dt} = \dot{m}_c c_c T_{Ci-1} - \dot{m}_c c_c T_{Ci} + kA(T_{Wi} - T_{Ci}) \quad (3.33)$$

eşitlikleri elde edilmektedir. Ele alınan son hücre için ise aşağıdaki eşitlikler yazılmaktadır. Bütün bu denklemlerde ısı transferi sadece sıcak akım, duvar ve soğuk akım arasında gerçekleşmektedir.

i=n için;

$$m_H c_H \frac{dT_{Hi}}{dt} = \dot{m}_H c_H T_H^I - \dot{m}_H c_H T_{Hn} - kA(T_{Hn} - T_{Wn}) \quad (3.34)$$

$$m_W c_W \frac{dT_{Wi}}{dt} = kA(T_{Hn} - T_{Wn}) - kA(T_{Wn} - T_{Cn}) \quad (3.35)$$

$$m_c c_c \frac{dT_{Ci}}{dt} = \dot{m}_c c_c T_{Cn-1} - \dot{m}_c c_c T_{Cn} + kA(T_{Wn} - T_{Cn}) \quad (3.36)$$

Yukarıdaki denklemler i'nci hücre ele alındığında sırasıyla sıcak akım, duvar ve soğuk akım sıcaklıkları için zamana bağlı aşağıdaki eşitlikler elde edilmektedir.

i=1 için;

$$\frac{dT_{Hi}}{dt} = \frac{1}{\bar{t}_H} T_{H2} - \left( \frac{1}{\bar{t}_H} + \frac{kA}{m_H c_H} \right) T_{H1} + \frac{kA}{m_H c_H} T_{W1} \quad (3.37)$$

$$\frac{dT_{Wi}}{dt} = \frac{kA}{m_W c_W} T_{H1} - 2 \frac{kA}{m_W c_W} T_{W1} + \frac{kA}{m_W c_W} T_{C1} \quad (3.38)$$

$$\frac{dT_{Ci}}{dt} = \frac{1}{\bar{t}_C} T_{C1} - \left( \frac{1}{\bar{t}_C} + \frac{kA}{m_C c_C} \right) T_{C1} + \frac{kA}{m_C c_C} T_{W1} \quad (3.39)$$

i>1 ve i<n için;

$$\frac{dT_{Hi}}{dt} = \frac{1}{\bar{t}_H} T_{Hi+1} - \left( \frac{1}{\bar{t}_H} + \frac{kA}{m_H c_H} \right) T_{Hi} + \frac{kA}{m_H c_H} T_{Wi} \quad (3.40)$$

$$\frac{dT_{Wi}}{dt_i} = \frac{kA}{m_W c_W} T_{Hi} - 2 \frac{kA}{m_W c_W} T_{Wi} + \frac{kA}{m_W c_W} T_{Ci} \quad (3.41)$$

$$\frac{dT_{Ci}}{dt_i} = \frac{1}{t_C} T_{Ci-1} - \left( \frac{1}{t_C} + \frac{kA}{m_C c_C} \right) T_{Ki} + \frac{kA}{m_C c_C} T_{Wi} \quad (3.42)$$

i=n için;

$$\frac{dT_{Hi}}{dt_i} = \frac{1}{t_H} T_{H'} - \left( \frac{1}{t_H} + \frac{kA}{m_H c_H} \right) T_{Hn} + \frac{kA}{m_H c_H} T_{Wn} \quad (3.43)$$

$$\frac{dT_{Wi}}{dt_i} = \frac{kA}{m_W c_W} T_{Hn} - 2 \frac{kA}{m_W c_W} T_{Wn} + \frac{kA}{m_W c_W} T_{Cn} \quad (3.44)$$

$$\frac{dT_{Ci}}{dt_i} = \frac{1}{t_C} T_{Cn-1} - \left( \frac{1}{t_C} + \frac{kA}{m_C c_C} \right) T_{Cn} + \frac{kA}{m_C c_C} T_{Wn} \quad (3.45)$$

Hesaplamalarda ve matrislerin oluşturulmasında kolaylık sağlaması için bazı yeni parametreler belirlenerek denklemler daha sade bir hale getirilmiş ve aşağıdaki şekilde yazılmıştır.

i=1 için

$$\frac{dT_{Hi}}{dt_i} = b_H T_{H2} - (a_H + b_H) T_{H1} + a_H T_{W1} \quad (3.46)$$

$$\frac{dT_{Wi}}{dt_i} = a_W T_{H1} - 2a_W T_{W1} + a_W T_{C1} \quad (3.47)$$

$$\frac{dT_{Ci}}{dt_i} = b_C T_{C'} - (a_C + b_C) T_{C1} + a_C T_{W1} \quad (3.48)$$

i>1 ve i<n için

$$\frac{dT_{Hi}}{dt_i} = b_H T_{Hi+1} - (a_H + b_H) T_{Hi} + a_H T_{Wi} \quad (3.49)$$



$$\frac{dT_{Wi}}{dt_i} = a_W T_{Hi} - 2a_W T_{Wi} + a_W T_{Ci} \quad (3.50)$$

$$\frac{dT_{Ci}}{dt_i} = b_C T_{Ci-1} - (a_C + b_C) T_{Ci} + a_C T_{Wi} \quad (3.51)$$

i=n için

$$\frac{dT_{Hi}}{dt_i} = b_H T_{H'} - (a_H + b_H) T_{Hn} + a_H T_{Wn} \quad (3.52)$$

$$\frac{dT_{Wi}}{dt_i} = a_W T_{Hn} - 2a_W T_{Wn} + a_W T_{Cn} \quad (3.53)$$

$$\frac{dT_{Ci}}{dt_i} = b_C T_{Cn-1} - (a_C + b_C) T_{Cn} + a_C T_{Wn} \quad (3.54)$$

Yukarıdaki diferansiyel denklemlerin matris formunda yazılmasıyla Eşitlik 3.55'deki matris sistemi elde edilmektedir.



$$\frac{dT}{dt} = M \cdot T + T^I \quad (3.56)$$

$$T = -M^{-1} \cdot T^I \quad (3.57)$$

Eşitlik 3.56'daki M, katsayılar matrisini, T sıcaklık vektörünü, T<sup>I</sup> ise akımların giriş sıcaklıklarını gösteren vektörü ifade etmektedir. Bu matris denkleminin integralinin alınmasıyla çıkış sıcaklıklarını ifade eden T vektörü elde edilebilmektedir.

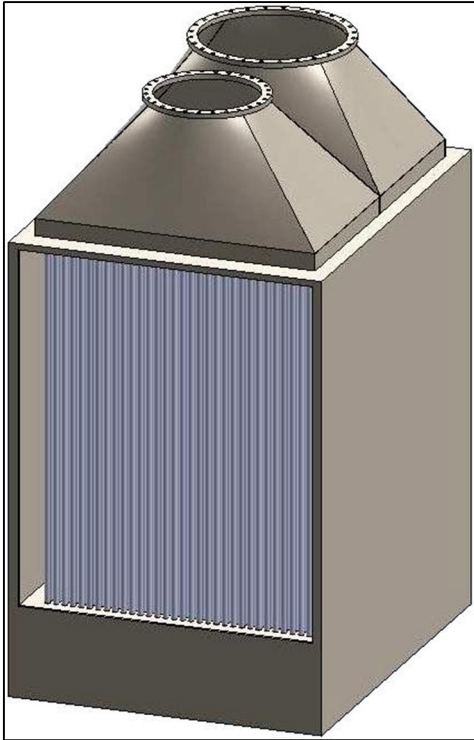
Eşitlik 3.56'daki diferansiyel denklemler sisteminin kolayca çözülebilmesi için Visual Basic programı kullanılmıştır ve sıcak akım duvar ve soğuk akıma ait sıcaklık değerleri elde edilerek grafikler yardımıyla izlenmiştir.

## BÖLÜM 4

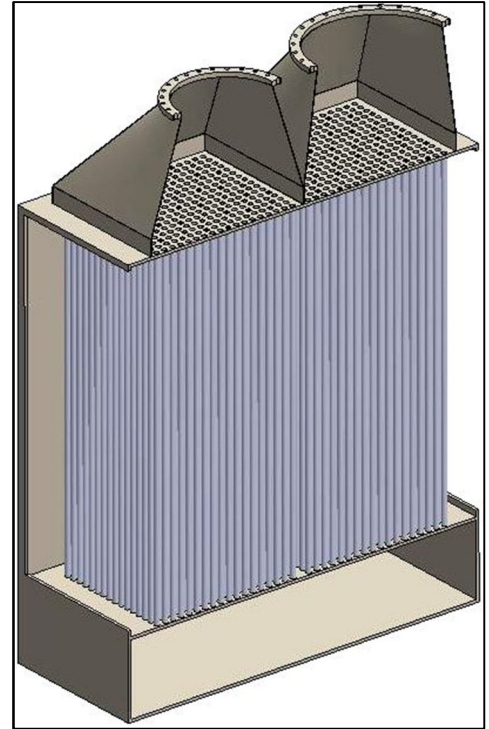
### ÖRNEK BİR UYGULAMA

Kullanılan yöntem KARDEMİR Demir Çelik Fabrikası'nda faaliyete geçirilen bir reküperatör üzerinde uygulanarak elde edilen değerler ve tasarım değerleri karşılaştırılmıştır.

Reküperatörler baca gazındaki atık ısının yakma havasına aktarıldığı ısı değiştiricilerdir. Reküperatörlerde yakma havası borular içinden geçerken, baca gazı bu borular arasından; aynı doğrultuda, karşı doğrultuda veya çapraz doğrultuda geçmektedirler.

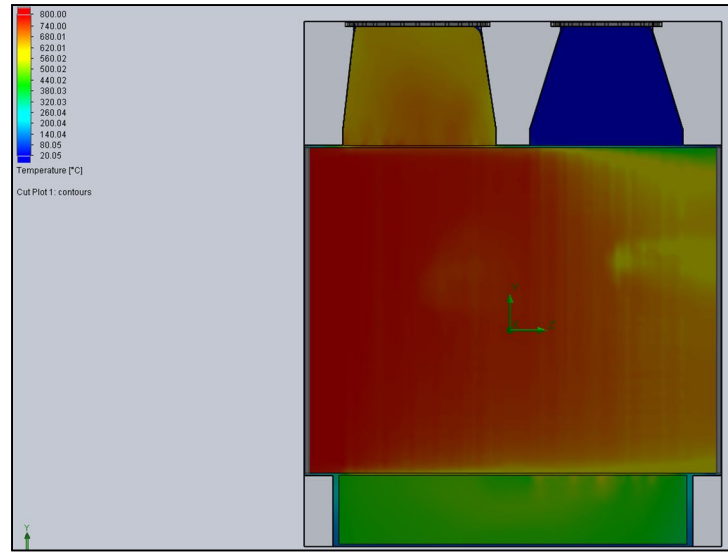


Şekil 4.1. Reküperatörün perspektif görüntüsü.



Şekil 4.2. Reküperatörün kesit görüntüsü.

Tasarımı yapılarak uygulamaya alınan reküperatörde taze yakma havası reküperatöre 20°C’de girmekte 575°C civarında çıkmaktadır. Aynı şekilde reküperatöre giren 800°C’deki baca gazı, ısısını yakma havasına vererek 385°C’de reküperatörden çıkmaktadır. Reküperatörün teknik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir. Şekil 4.3’de gövde borulu ve çapraz akışlı reküperatördeki yakma havasının ve baca gazının sıcaklık dağılımı verilmiştir.



Şekil 4.3. Yakma havasının ve baca gazının sıcaklık dağılımı.

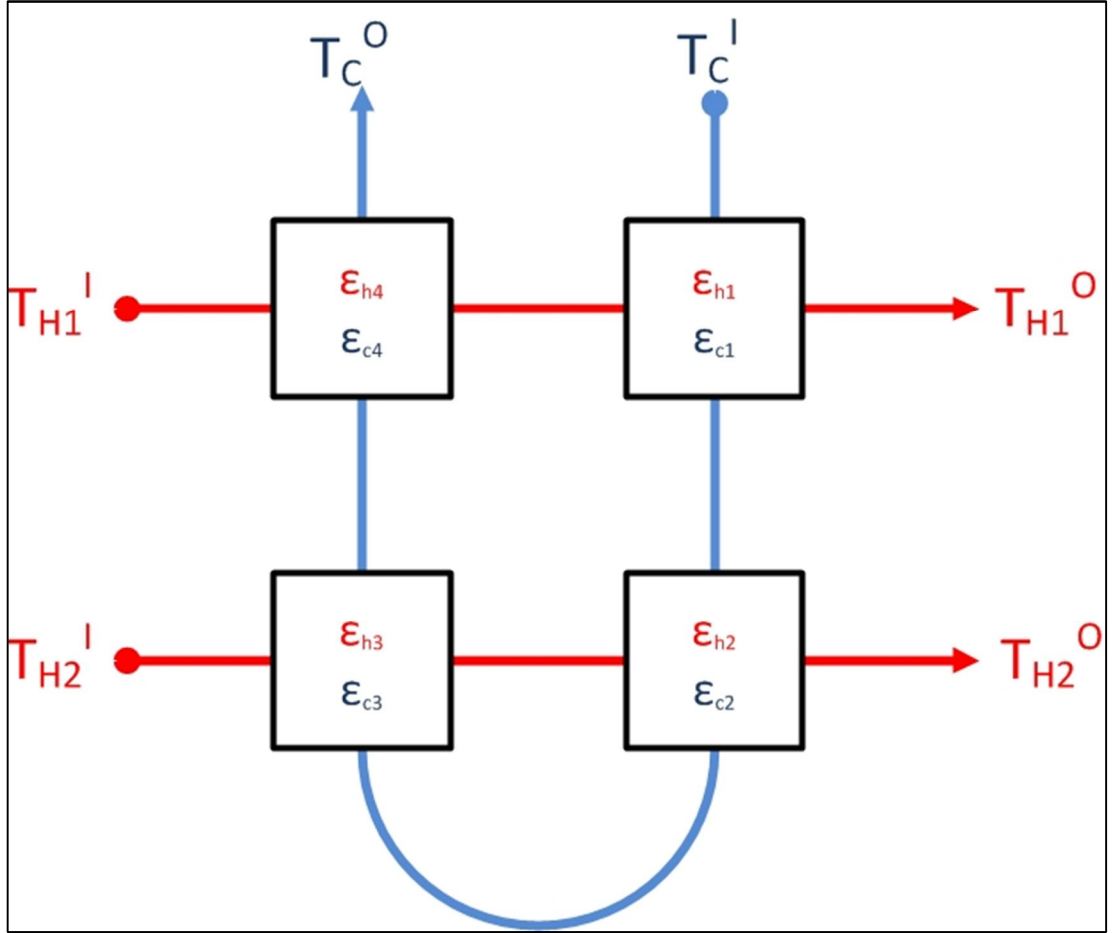
Çizelge 4.1. Reküperatörün teknik özellikleri.

		Birim	Dizayn değeri
<b>Baca gazı</b>	Giriş debisi ( $\dot{m}$ )	$m^3/h$	40500
	Giriş sıcaklığı ( $T_h^i$ )	$^{\circ}C$	800
	Çıkış sıcaklığı ( $T_h^o$ )	$^{\circ}C$	385
	Özgül ısı ( $C_p$ )	$kJ/kgK$	0,342
<b>Yakma havası</b>	Giriş debisi ( $\dot{m}$ )	$m^3/h$	33400
	Giriş sıcaklığı ( $T_c^i$ )	$^{\circ}C$	20
	Çıkış sıcaklığı ( $T_c^o$ )	$^{\circ}C$	575
	Özgül ısı ( $C_p$ )	$kJ/kgK$	0,310
<b>Isı transfer yüzeyi</b>	Alan ( $A$ )	$m^2$	880
	Isı iletim katsayısı ( $k$ )	$W/m.K$	36,8

Reküperatörde yakma havası tek giriş çıkışa sahip ve baca gazı Şekil 4.3’te görüldüğü gibi yakma havasına çapraz olarak geçmektedir.

#### 4.1. REKÜPERATÖRÜN HÜCRE MODELİ

Devreye alınan reküperatörde (Şekil 4.1 ve 4.2) baca gazı ve yakma havası arasında iki geçişli çapraz akış bulunmaktadır. Hücre modellemesi yapılırken reküperatör içerisindeki sıcaklık dağılımını görebilmek amacıyla reküperatör 4 hücreye bölünmüş ve her hücredeki sıcak akım ve soğuk akımın sıcaklıkları tespit edilmiştir. Daha detaylı sıcaklık dağılımları elde etmek için reküperatör daha fazla hücreye bölünerek işlemler yapılabilir. Baca gazı girişi ise iki ayrı hücreden girecek şekilde modellenmiştir. Reküperatörün hücre modeli Şekil 4.4'te verilmektedir.



Şekil 4.4. Reküperatörün hücre gösterimi.

## 4.2. REKÜPERATÖR İÇİRESİNDEKİ AKIŞIN TANIMLANMASI

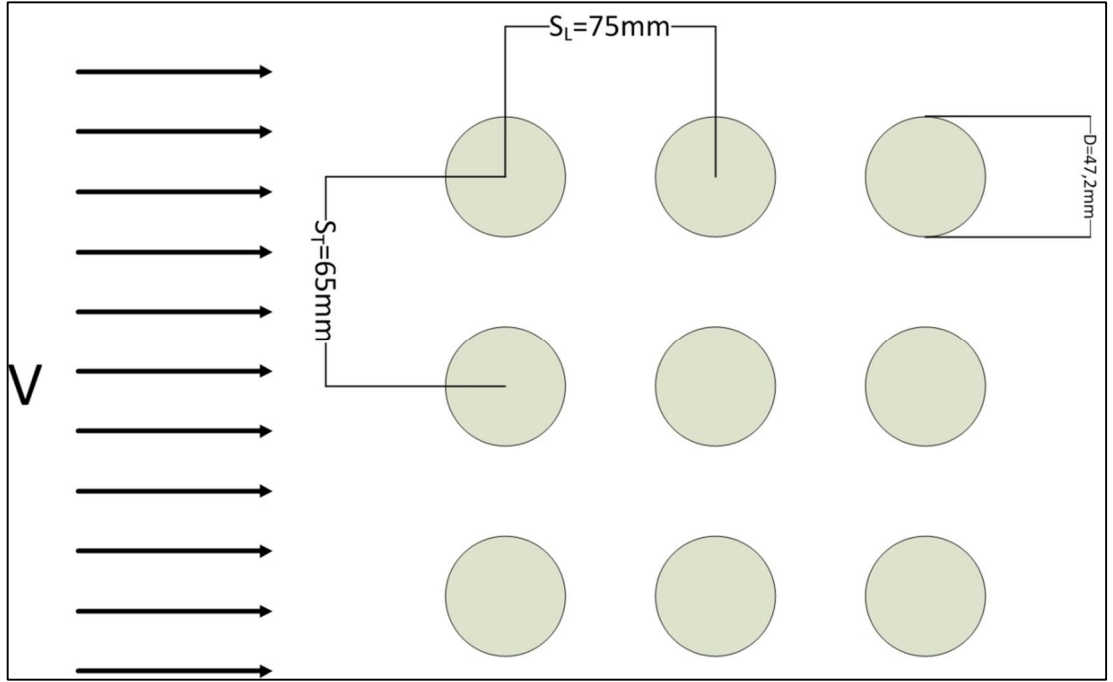
Rekuperatöre giren baca gazı ve yakma havası arasındaki ısı geçişinin hesaplanması için toplam ısı transfer katsayısının hesaplanması gerekmektedir. Gerekli hesaplamaların yapılabilmesi için Kardemir Demir Çelik'ten baca gazı bileşenleri alınmıştır. Çalışma şartlarındaki bileşenlere ait Prandtl sayısı, kinematik viskozite ve ısı transfer katsayıları belirtilen sıcaklıklarda termodinamik tablolardan elde edilmiştir (Çizelge 4.2).

Çizelge 4.2. Baca gazı bileşenleri ve belirtilen sıcaklıklar için tablo değerleri (Incropera and DeWitt, 2000).

Bileşen	Oran(%)	Pr	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	k (W/mK)
O <sub>2</sub>	6,25	0,744	69,23.10 <sup>-6</sup>	52,8.10 <sup>-3</sup>
CO <sub>2</sub>	5,94	0,717	40,3.10 <sup>-6</sup>	48,1.10 <sup>-3</sup>
H <sub>2</sub> O	16,81	1	72,26.10 <sup>-6</sup>	50,05.10 <sup>-3</sup>
N <sub>2</sub>	70,09	0,706	66,71.10 <sup>-6</sup>	49,9.10 <sup>-3</sup>

### 4.2.1. Boru Demeti Üzerinde Çapraz Akış

Çapraz akışta bir boru demetinden ısı geçişi, bir kazanda buhar üretimi veya bir iklimlendirme cihazının serpantininde havanın soğutulması gibi birçok uygulamayı içermektedir (Incropera and DeWitt, 2000). Rekuperatöre ait boru düzeni Şekil 4.5'te verilmektedir.



Şekil 4.5. Reküperatöre ait boru düzeni.

Boru demetini oluşturan borular,  $V$  akış hızı yönünde kare dizilimde olacak şekilde dizayn edilmiştir. Düzenleme biçimi boru çapı  $D$ , boru eksenleri arasında akışa dik yönde uzaklık  $S_T$ , akışa paralel yönde uzaklık  $S_L$ , ile belirlenir (Incropera and DeWitt, 2000). 10 veya daha fazla sıradan oluşan boru demetleri için ( $N_L > 10$ );

$$\overline{Nu}_D = 1,13C_1 Re_D^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.1)$$

$N_L \geq 10$  için;

$$2000 < Re_D < 40\ 000$$

$$Pr \geq 0,7$$

eşitlikleri kullanılmıştır. (Incropera and DeWitt, 2000).

Düzgün sıralı diziliş için  $V_{max}$ , sıkıştırılamaz kütle korunumu ilkesinden Eşitlik 4.2 ile elde edilmiştir;



$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - d} V \quad (4.2)$$

Reynolds sayısı ise;

$$Re_D = \frac{\rho V_{max}}{\mu} = \frac{V_{max} d}{\nu} \quad (4.3)$$

eşitliklerinden elde edilmiştir. (Incropera and DeWitt, 2000).

Akışkan boru demeti üzerinden geçerken büyük bir sıcaklık değişimine uğrayabileceği için  $\Delta T = T_s - T_\infty$  sıcaklık farkına göre bulunan ısı geçişi gerçek ısı geçişinden farklı olabilir. Akışkan boru üzerinden akarken  $T_s$ 'ye yaklaşır ve  $\Delta T$  azalır.  $\Delta T$  için uygun değer ortalama logaritmik sıcaklık farkı ile bulunabilir.

$$(\Delta T_m)_{ln} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_0)}{\ln \frac{(T_s - T_i)}{(T_s - T_0)}} \quad (4.4)$$

Bu eşitlikte  $T_i$  ve  $T_0$  akışkanın sırasıyla boru demeti giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır.  $(\Delta T_m)_{ln}$ 'i bulmak için gerekli olan çıkış sıcaklığı,

$$\frac{(T_s - T_0)}{(T_s - T_i)} \exp\left(-\frac{\pi D N h}{\rho V N_T S_T c_p}\right) \quad (4.5)$$

bağıntısından hesaplanmaktadır. Burada N boru demetindeki toplam boru sayısı,  $N_T$  ise hava akışına dik düzlemdeki boru sayısıdır. Boruların birim uzunluğu için ısı geçişi,

$$q = N(h\pi d \Delta T_m) \quad (4.6)$$

eşitliğinden elde edilmektedir (Incropera and DeWitt, 2000).

#### 4.2.2. Reküperatörde İç Akış

İç akışta hız, kesit boyunca değiştiği için serbest akış tam olarak tespit edilememektedir. Bundan dolayı iç akış söz konusu olduğunda ortalama hız  $u_m$  ile işlem yapmak gerekmektedir. Bu hız akışkan yoğunluğu ve boru kesit alanı ile çarpıldığında boru içinden geçen kütleli debiyi verecek şekilde tanımlanmıştır.

Böylece,

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (4.7)$$

eşitliği elde edilmektedir. Dairesel borulardaki akış için Reynolds sayısı,

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (4.8)$$

biçiminde yazılmaktadır.

Boru içindeki akışlarda dikkate alınması gereken noktalardan bir diğeri ise sürtünme faktörüdür. Pürüzsüz yüzeylerde sürtünme faktörü düşük değerler alır ve yüzey pürüzlülüğündeki artışla yükselir. Pürüzsüz yüzey koşullarında oldukça iyi sonuç veren Eşitlik 4.9 kullanılmıştır (Incropera and DeWitt, 2000).

$$f = 0,316 Re_D^{-0,25} \quad Re_D \leq 2 \times 10^4 \quad (4.9)$$

#### 4.3. REKÜPERATÖRÜN TOPLAM ISI TRANSFER KATSAYISININ HESAPLANMASI

Baca gazı için Pr;

$$Pr = \%O_2 + \%CO_2 + \%H_2O + \%N_2$$

$$= 0,0625 \cdot 0,744 + 0,0594 \cdot 0,717 + 0,1681 \cdot 1 + 0,7009 \cdot 0,706$$

$$=0,75$$

Baca gazı için kinematik viskozite  $\nu$ ;

$$\nu = \%O_2 + \%CO_2 + \%H_2O + \%N_2$$

$$=0,0625 \cdot 69,23 \cdot 10^{-6} + 0,0594 \cdot 40,3 \cdot 10^{-6} + 0,1681 \cdot 72,26 \cdot 10^{-6} + 0,7009 \cdot 66,71 \cdot 10^{-6}$$

$$=66,47 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Baca gazı için ısı transfer katsayısı  $k$ ;

$$k = \%O_2 + \%CO_2 + \%H_2O + \%N_2$$

$$=0,0625 \cdot 52 \cdot 10^{-3} + 0,0594 \cdot 48,1 \cdot 10^{-3} + 0,1681 \cdot 50,05 \cdot 10^{-3} + 0,7009 \cdot 49,9 \cdot 10^{-3}$$

$$=49,62 \cdot 10^{-3} \text{ (W/mK)}$$

#### 4.3.1. Dış Akış Hesabı

Baca gazının akış hızı,

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{40500 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{7,5 \text{ m}^2} = 5400 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - d} V = \frac{65 \text{ mm}}{65 \text{ mm} - 42,7 \text{ mm}} 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 4,37 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ortalama film tabakası sıcaklığı,

$$T_{avr} = \frac{T_{min} + T_{max}}{2} + 273 = \frac{800^\circ\text{C} + 20^\circ\text{C}}{2} = 410 + 273 = 683^\circ\text{K}$$

Reynolds sayısı,

$$Re_D = \frac{\rho V_{max}}{\mu} = \frac{V_{max} d}{\nu} = Re_D = \frac{4,37 \frac{m}{s} 42,7 \cdot 10^{-3} m}{66,67 \cdot 10^{-6}} = 2807,27$$

$$\frac{S_L}{d} = \frac{75}{42,7} = 1,76$$

$$\frac{S_T}{d} = \frac{65}{42,7} = 1,52$$

$C_1=0,275$  ve  $m=0,611$  (Incropera and DeWitt, 2000).

Nusselt sayısı,

$$\overline{Nu}_D = 1,13 C_1 Re_D^m Pr^{\frac{1}{3}} = 1,13 \cdot 0,275 \cdot 2807,27^{0,611} \cdot 0,75^{\frac{1}{3}} = 36,11$$

Isı taşınım katsayısı,

$$h_{bacak gazı} = \frac{Nu_D k}{d} = \frac{36,11 \cdot 49,62 \cdot 10^{-3} \frac{W}{mK}}{42,7 \cdot 10^{-3} m} = 41,96 \frac{W}{m^2K}$$

### 4.3.2. İç Akış Hesabı

$$\dot{m} = Q \cdot \rho = \frac{33\,400}{2304 \text{ adet } 3600s} \cdot 1,16 \frac{kg}{m^3} = 4,67 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} = \frac{4 \cdot 4,67 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}}{\pi 42,7 \cdot 10^{-3} m \cdot 184,6 \cdot 10^{-7} \frac{kgm}{s^2}} = 7543,41$$

$Re_D > 2300$  olduğu için türbülanslı akış mevcuttur (Incropera and DeWitt, 2000).

$Pr=0,695$

$$f = 0,316Re_D^{-0,25} = 0,316.7543,41^{-0,25} = 0,034$$

$$Nu_D = \frac{\frac{f}{8}(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0,5}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = \frac{\frac{0,034}{8} \cdot (7543,41 - 1000)0,685}{1 + 12,7\left(\frac{0,034}{8}\right)^{0,5}\left(0,695^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$= 188,18$$

$$h_{hava} = \frac{Nu_D k}{d} = \frac{188,18 \cdot 52,4 \cdot 10^{-3} \frac{W}{mK}}{42,7 \cdot 10^{-3} m} = 230,93 \frac{W}{m^2K}$$

### 4.3.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{1}{h_2}} \quad (4.10)$$

(Incropera and DeWitt, 2000).

$$= \frac{1}{\frac{1}{41,96 \frac{W}{m^2K}} + \frac{36,7 \cdot 10^{-3}}{36,8 \frac{W}{m^2K}} \cdot \ln \frac{42,710^{-3}}{36,710^{-3}} + \frac{36,710^{-3}}{42,710^{-3}} \frac{1}{230,93 \frac{W}{m^2K}}}$$

$$U = 36,09 \frac{W}{m^2K}$$

bulunmuştur.

### 4.4. REKÜPERATÖRDE HÜCRE ETKENLİKLERİNİN HESAPLANMASI

Reküperatörde bölgesel sıcaklıkların elde edilebilmesi için bölgesel etkenliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Reküperatörde her bir hücre bir reküperatör olarak ele alınmakta ve reküperatör 4 adet reküperatörün birbirine bağlandığı bir devre haline gelmektedir. Toplam ısı transfer katsayısının hesaplanmasından sonra her bir

hücrenin etkenliklerinin hesaplanması gerekmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken önemli nokta sıcak ve soğuk akış için ayrı ayrı etkenlik hesaplanması gerektiğidir. Çapraz akışta sıcak akış için etkenlik diğer bir deyişle sıcak akış için hücrenin çalışma karakteristiği,

$$\varepsilon_h = \frac{(1 - e^{-NTU_h})(1 - e^{-NTU_c})}{N_c} \quad (4.11)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Geçiş birim sayıları  $N_h$  ve  $N_c$  da yine aynı şekilde sıcak ve soğuk akış için ayrı ayrı hesaplanmıştır (Navarro et al. 2007).

$$NTU_h = \frac{UA}{C_h} \quad (4.12)$$

$$NTU_c = \frac{UA}{C_c} \quad (4.13)$$

$\varepsilon_h$  değeri hesaplandıktan sonra  $\varepsilon_c$ ,

$$\varepsilon_c = C. \varepsilon_h \quad (4.14)$$

eşitliği ile elde edilmektedir.

Isı kapasiteleri oranı olan  $C$ ,

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

eşitliği ile elde edilmektedir. Reküperatör 4 adet hücreye bölüdüğünden hücre içerisindeki ısı transfer alanı,

$$A_{hücre} = A/4 = 880/4 = 220m^2 \text{ dir.}$$

Isı kapasiteleri  $C_h$  ve  $C_c$  ise,

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \cdot \rho_h = 40\,500 \frac{m^3}{h} \cdot 1,261 \frac{kJ}{kgK} \cdot 0,469 \frac{kg}{m^3} = 6,66443 \frac{kW}{K}$$

olarak hesaplanmıştır. Sıcak akım, reküperatörün hücre gösteriminde 2 bölüm halinde modellendiği için kütleli debi de toplam kütleli debinin yarısı olacaktır.

$$C_{h,hücre} = \frac{C_h}{2} = \frac{6,66443}{2} = 3,3322 \frac{kW}{K}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot \rho_c = 33\,400 \frac{m^3}{h} \cdot 1,075 \frac{kJ}{kgK} \cdot 0,4975 \frac{kg}{m^3} = 4,96187 \frac{kW}{K}$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{3,3322}{4,96187} = 0,67156$$

bulunmuştur. Geçiş birim sayıları ise

$$NTU_h = \frac{UA}{C_h} = \frac{0,03609 \frac{W}{m^2K} \cdot 220m^2}{3,3322 \frac{kW}{K}} = 2,383$$

$$NTU_c = \frac{UA}{C_c} = \frac{0,03609 \frac{W}{m^2K} \cdot 220m^2}{4,96187 \frac{kW}{K}} = 1,60$$

$$\varepsilon_h = \frac{(1 - e^{-NTU_h})(1 - e^{-NTU_c})}{N_c} = \frac{(1 - e^{-2,383})(1 - e^{-1,60})}{1,60} = 0,4528$$

$$\varepsilon_c = C \cdot \varepsilon_h = 0,67156 \cdot 0,4528 = 0,3040$$

şeklinde bulunmuştur.

#### 4.5. STATİK SİMÜLASYONUN HAZIRLANMASI

Rekuperatördeki sıcak ve soğuk akıma ait etkenlikler hesaplandıktan sonra statik simülasyonun hazırlanması için, hücrelerin etkenliklerini tanımlayan matrisin yazılması gerekmektedir.

Sıcak ve soğuk akışlara ait etkenlik matrisleri aşağıda verildiği gibi diyagonal matrislerdir.

$$\varepsilon_h = \begin{bmatrix} 0,452 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,452 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,452 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,452 \end{bmatrix}, \varepsilon_c = \begin{bmatrix} 0,304 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,304 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,304 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,304 \end{bmatrix}$$

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} 1-0,452 & 0 & 0 & 0 & 0,452 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1-0,452 & 0 & 0 & 0 & 0,452 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1-0,452 & 0 & 0 & 0 & 0,452 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1-0,304 & 0 & 0 & 0 & 0,452 \\ 0,304 & 0 & 0 & 0 & 1-0,304 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,304 & 0 & 0 & 0 & 1-0,304 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,304 & 0 & 0 & 0 & 1-0,304 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,304 & 0 & 0 & 0 & 1-0,304 \end{bmatrix}$$

Yapı matrisleri ise,

$$S_h = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, S_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$S = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

şeklinde elde edilmiştir.



Şekil 4.4'ten yola çıkarak Input matris,

$$I_{h1} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$I_{h2} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$I_c = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$I = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

şeklinde elde edilmiştir.

Output matris için ise reküperatörden çıkan sıcak ve soğuk akışkanın kordinatları dikkate alındığında, sıcak akışkanların 1 ve 2 no'lu hücreden, soğuk akışkanın ise 4 no'lu hücreden reküperatörü terk ettiği görülmektedir (Şekil 4.4).

$$O_{h1} = [1 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$O_{h2} = [0 \ 1 \ 0 \ 0]$$

$$O_c = [0 \ 0 \ 0 \ 1]$$

$$O = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Rekuperatörden çıkan akımların sıcaklıklarını elde etmemizde yardımcı olacak fonksiyon modeli Eşitlik 3.16'dan yararlanılarak,

$$\begin{bmatrix} T_{h1}^o \\ T_{h2}^o \\ T_{h3}^o \\ T_{h4}^o \\ T_{c1}^o \\ T_{c2}^o \\ T_{c3}^o \\ T_{c4}^o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1-0,453 & 0 & 0 & 0 & 0,453 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1-0,453 & 0 & 0 & 0 & 0,453 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1-0,453 & 0 & 0 & 0 & 0,453 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1-0,304 & 0 & 0 & 0 & 0,453 \\ 0,304 & 0 & 0 & 0 & 1-304 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,304 & 0 & 0 & 0 & 1-304 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,304 & 0 & 0 & 0 & 1-0,304 & 1-0,304 \\ 0 & 0 & 0 & 0,304 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{h1}^i \\ T_{h2}^i \\ T_{h3}^i \\ T_{h4}^i \\ T_{c1}^i \\ T_{c2}^i \\ T_{c3}^i \\ T_{c4}^i \end{bmatrix}$$

$$T^o = \varepsilon \cdot T^i$$

şeklinde elde edilmiştir.

Fonksiyon modeli etkenlik ve geçişler arasındaki sıcaklıktan yararlanarak giriş sıcaklıklarının elde edilmesini sağlamaktadır. Fakat geçişler arasındaki sıcaklıklar henüz belli olmadığı için geçiş sıcaklıklarının elde edilmesini sağlayan Input modelin oluşturulması gerekmektedir.

Mevcut rekuperatör için Input Modelde ısı değiştiricisi içindeki akış düzenini gösteren, sıcak ve soğuk akışa ait geçiş noktalarına ait bilgileri veren yapı matrisi S, sisteme giriş yapan sıcak ve soğuk akışa ait kordinat bilgilerini içeren, Input matris I ve sistemden çıkan sıcak ve soğuk akışa ait kordinat bilgilerini içeren Output matris O yer almaktadır.

$$\begin{bmatrix} T_{h1}^i \\ T_{h2}^i \\ T_{h3}^i \\ T_{h4}^i \\ T_{c1}^i \\ T_{c2}^i \\ T_{c3}^i \\ T_{c4}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{h1}^o \\ T_{h2}^o \\ T_{h3}^o \\ T_{h4}^o \\ T_{c1}^o \\ T_{c2}^o \\ T_{c3}^o \\ T_{c4}^o \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 800 \\ 800 \\ 20 \end{bmatrix}$$

$$T^i = S \cdot T^o + I \cdot T^I$$

Yukarıdaki eşitliklerde çıkış sıcaklıklarının bulunması için eşitlik 3.17 denklem 3.16'da yerine yazılıp çözüldüğünde  $T^o$  çıkış sıcaklık vektörü elde edilmektedir.

$$T^o = (E - \varepsilon \cdot S)^{-1} \cdot \varepsilon \cdot I \cdot T^I$$

Elde edilen matris ve vektörler Eşitlik 3.21'de yerlerine yazılıp, Scientific Workplace yazılımı kullanılarak çözüldüğünde reküperatör içindeki hücrelerin çıkış sıcaklıklarını içeren  $T^o$  vektörü elde edilebilmektedir. İşlemin sonucu;

$$T^o = \begin{bmatrix} T_{h1}^o \\ T_{h2}^o \\ T_{h3}^o \\ T_{h4}^o \\ T_{c1}^o \\ T_{c2}^o \\ T_{c3}^o \\ T_{c4}^o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 364,95 \\ 415,97 \\ 585,01 \\ 650,38 \\ 211,68 \\ 325,20 \\ 469,57 \\ 570,04 \end{bmatrix} ^\circ\text{C}$$

şeklinde elde edilmiştir. Aynı şekilde bulunan sonuçlar Input modelde yerine yazılarak reküperatör içindeki hücrelerin çıkış sıcaklıklarını içeren  $T^i$  vektörü elde edilmektedir. İşlemin sonucu;

$$T^i = S \cdot T^o + I \cdot T^I$$

$$\begin{bmatrix} T_{h1}^i \\ T_{h2}^i \\ T_{h3}^i \\ T_{h4}^i \\ T_{c1}^i \\ T_{c2}^i \\ T_{c3}^i \\ T_{c4}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 364,95 \\ 415,97 \\ 585,01 \\ 650,38 \\ 211,68 \\ 325,20 \\ 469,57 \\ 570,04 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 800 \\ 800 \\ 20 \end{bmatrix}$$

$$T^i = \begin{bmatrix} T_{h1}^i \\ T_{h2}^i \\ T_{h3}^i \\ T_{h4}^i \\ T_{c1}^i \\ T_{c2}^i \\ T_{c3}^i \\ T_{c4}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 650,38 \\ 585,01 \\ 800 \\ 800 \\ 20 \\ 211,68 \\ 325,20 \\ 469,57 \end{bmatrix} \text{ } ^\circ\text{C}$$

şeklinde elde edilmiştir.

Son olarak reküperatörden çıkış yapan akışların sıcaklarının bulunması için reküperatördeki hücrelerden çıkış yapan sıcak ve soğuk akışların sıcaklıklarını veren  $T^o$  vektörü ile reküperatörden çıkış yapan akışların kordinatlarını ifade eden Output matrisin çarpılması gerekmektedir. İşlemin sonucu;

$$T^o = O \cdot (E - \varepsilon \cdot S)^{-1} \cdot \varepsilon \cdot I \cdot T^i$$

$$T^o = O \cdot T^i$$

$$T^o = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{h1}^o \\ T_{h2}^o \\ T_{h3}^o \\ T_{h4}^o \\ T_{c1}^o \\ T_{c2}^o \\ T_{c3}^o \\ T_{c4}^o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 364,95 \\ 415,97 \\ 570,04 \end{bmatrix}$$

şeklinde elde edilmiştir.

Sıcak akım giriş ve çıkışta ikiye bölündüğü için sıcak akım çıkış sıcaklığının elde edilmesi için sıcak akım çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalaması ile reküperatör çıkışı ortalama sıcaklığı elde edilmiştir.

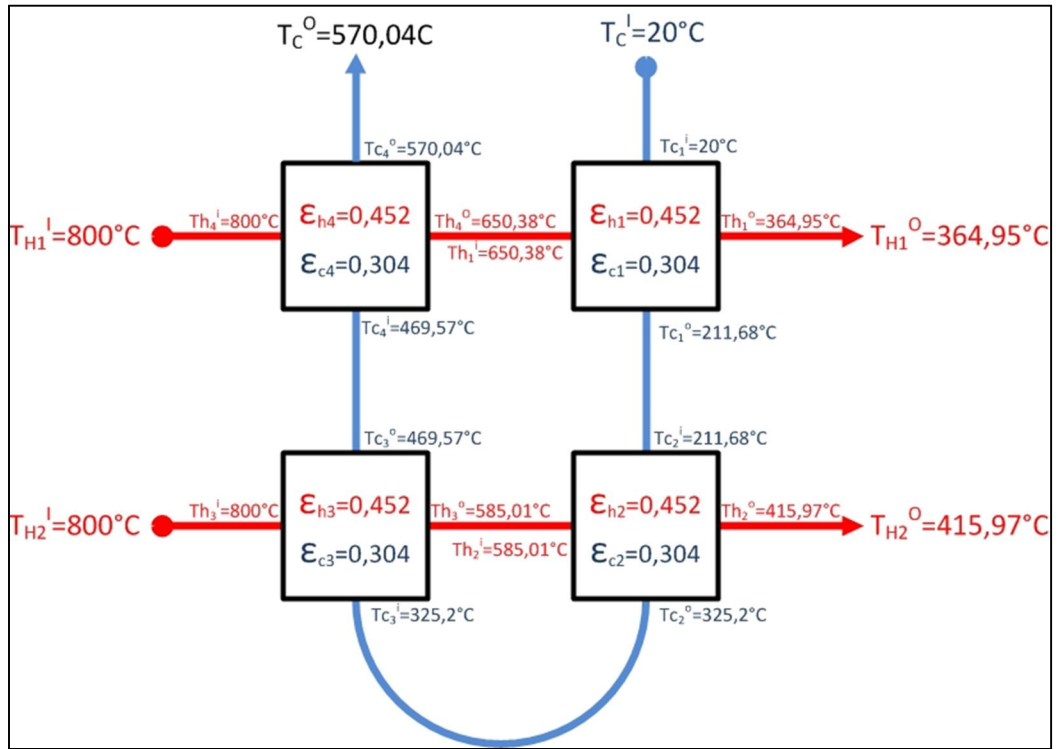
$$T_H^o = \frac{(T_{H1}^o + T_{H2}^o)}{2} = \frac{(364,95 + 415,97)}{2} = 390,46^\circ\text{C}$$

Soğuk akım tek giriş ve tek çıkıştan gerçekleştiği için,

$$T_C^O = 570,04^\circ\text{C}$$

bulunmuştur.

Rekuperatörün giriş ve çıkışlarına ait sıcak ve soğuk akışlar, rekuperatör içerisindeki hücelere ait giriş ve çıkışları Şekil 4.6'da verilmektedir.



Şekil 4.6. Rekuperatörün hücre ve sistem giriş ve çıkış sıcaklıkları.

Rekuperatör içindeki sıcaklık dağılımını daha detaylı incelemek amacıyla hücre sayısı artırılarak yukarıdaki işlemler tekrar edilmelidir.

Statik simülasyon sonucunda elde edilen sıcaklık değerleri ve devreye alınan rekuperatörün firma dizayn değerleri karşılaştırıldığında (Çizelge 4.3), 385°C olarak verilen baca gazı çıkış sıcaklığı 390°C olarak hesaplanmıştır. 575°C olarak verilen yakma havası çıkış sıcaklığı ise 570°C olarak hesaplanmıştır. Verilen dizayn

değerlerindeki sıcaklıklarda, baca gazı çıkış sıcaklığının 5°C düşük, yakma havası çıkış sıcaklığının ise 5°C yüksek verildiği anlaşılmaktadır.

Çizelge 4.3. Reküperatörün dizayn değerleri ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması.

		Birim	Dizayn değeri	Simülasyon Sonucu
<b>Baca gazı</b>	Giriş debisi ( $\dot{m}$ )	m <sup>3</sup> /h	40 500	40 500
	Giriş sıcaklığı ( $T_h^i$ )	°C	800	800
	Çıkış sıcaklığı ( $T_h^o$ )	°C	385	390
	Özgül ısı ( $C_p$ )	kJ/kgK	1,263	1,263
<b>Yakma havası</b>	Giriş debisi ( $\dot{m}$ )	m <sup>3</sup> /h	33 400	33 400
	Giriş sıcaklığı ( $T_c^i$ )	°C	20	20
	Çıkış sıcaklığı ( $T_c^o$ )	°C	575	570
	Özgül ısı ( $C_p$ )	kJ/kgK	1,075	1,075
<b>Isı transfer yüzeyi</b>	Alan (A)	m <sup>2</sup>	880	880
	Isı iletim katsayısı (k)	W/m <sup>2</sup> .K	36,8	36,8

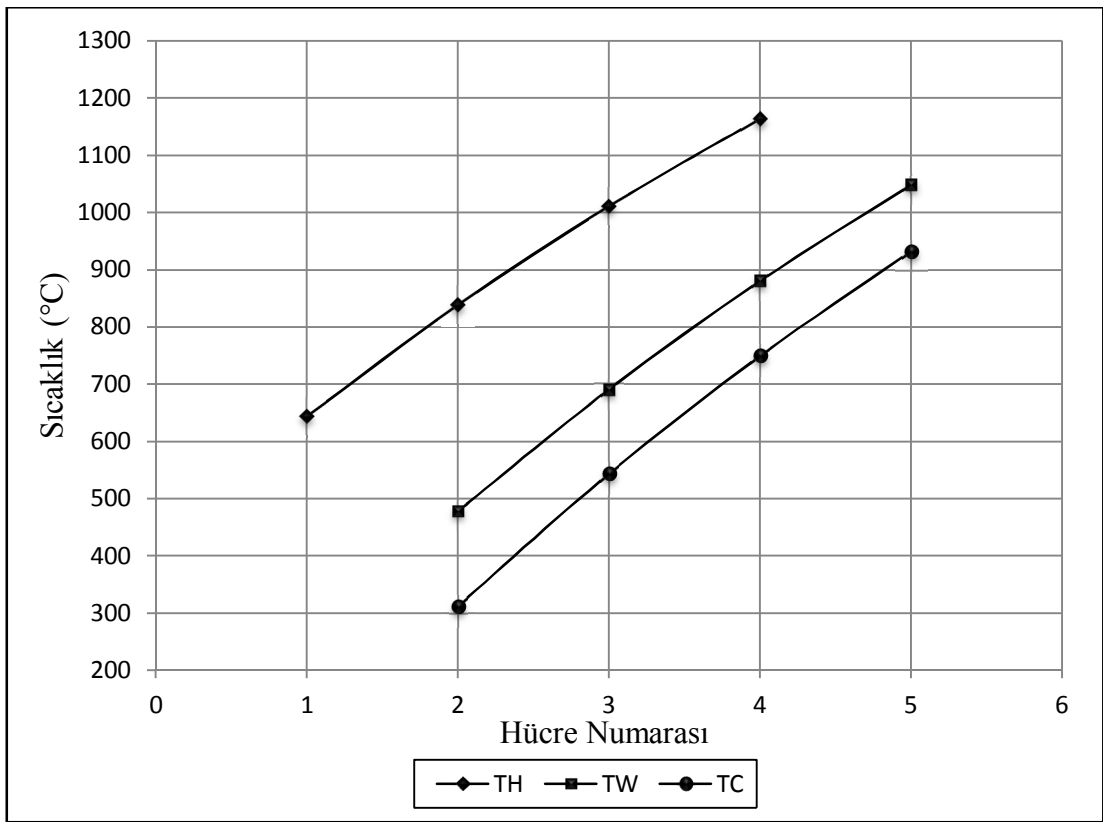
#### 4.6. DİNAMİK SİMÜLASYONUN HAZIRLANMASI

Isı değiştiricilerde dinamik simülasyonunun yapılması, ısı değiştiricisinin dizayn sonrası ve üretim öncesinde, çalışma şartlarında statik ve değişken şartlarda göstereceği davranışları görebilmek bakımından büyük önem arz etmektedir.

Bölüm 3.2’de verilen ısı transfer denklemleri Microsoft Visual Basic yazılımına girilerek ters akışlı ısı değiştiricileri için dinamik simülasyon programı hazırlanmıştır. Elde edilen değerler düzeltme faktörü ile çarpılarak, mevcut reküperatör için çapraz akış değerleri elde edilmiştir.

Bu çalışmada ele alınan reküperatörün çalışma şartlarında göstereceği davranışları izlemek amacıyla hazırlanan dinamik simülasyon ile reküperatör, 4 adet hücreye bölünmüş ve her bir hücredeki sıcak akım, soğuk akım ve duvar sıcaklığının izlenmesi sağlanmıştır. Dinamik simülasyonda ayrıca, ısı kapasiteleri, ısı transfer alanı, toplam ısı transfer katsayısı gibi parametrelerdeki değişime göre reküperatör içerisindeki sıcaklık dağılımı, akışkanların değişen duruma göre reküperatörü terk ettiği sıcaklıklar zamana bağlı olarak izlenerek grafikler yardımıyla sunulmuştur.

Çalışma şartlarında reküperatöre giriş yapan 800°C'deki baca gazı ve 20°C'deki yakma havası, herhangi bir ani sıcaklık değişimi gerçekleşmediğinde Şekil 4.7'de verildiği gibi dağılım göstermektedir. 4 no'lu hücreden giriş yapan baca gazı 1 no'lu hücreden 390°C sıcaklığında çıkmaktadır. Aynı zamanda 20°C olarak giriş yapan yakma havasının ise 570°C sıcaklığında çıkış yaptığı görülmektedir. Gerçekleşen ısı transferi ve sıcaklık değişimine bağlı olarak sıcak akış ve soğuk akış arasındaki duvar sıcaklığı da zamana bağlı olarak değişmekte ve sistem dengede olduğunda 642°C olmaktadır.



Şekil 4.7. Statik durumda reküperatör içerisindeki sıcaklık dağılımı.

#### 4.7. DİNAMİK SİMÜLASYONDA PARAMETRE DEĞİŞİKLİKLERİNİN ETKİSİ

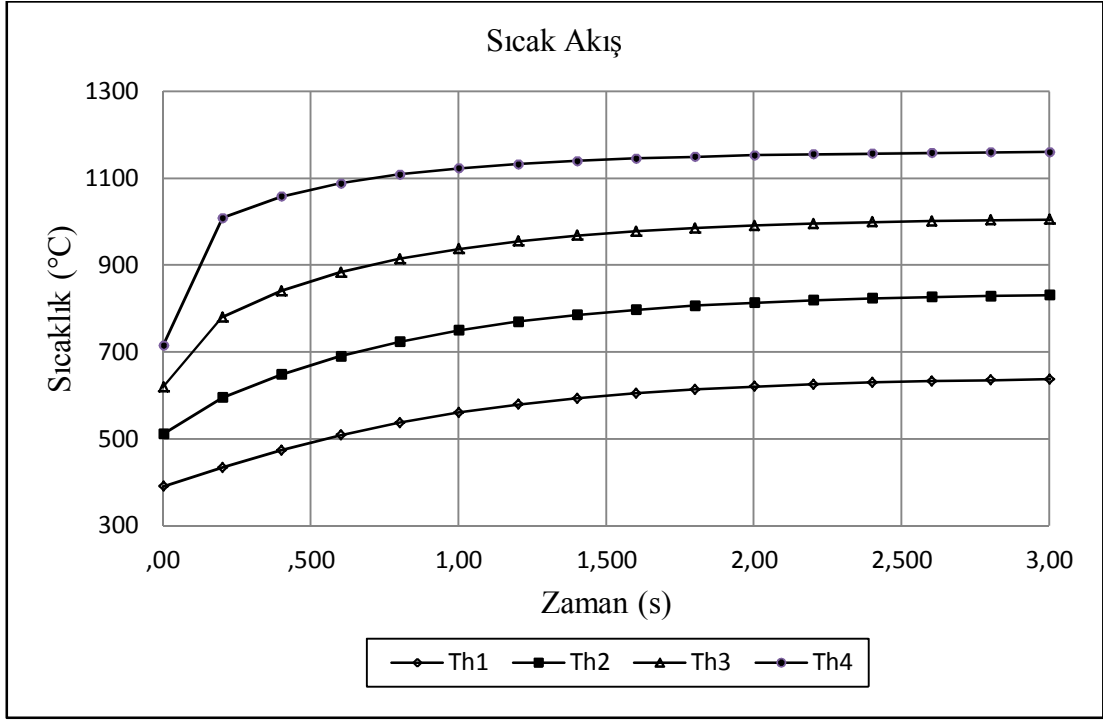
Dinamik simülasyonda, Şekil 4.8'de görüldüğü gibi reküperatörün ısı transfer alanı, ısı transfer katsayısı, sıcak ve soğuk akımın ısı kapasiteleri ve özgül ısıları, hücre sayıları, sıcak ve soğuk akımın giriş sıcaklıkları ve sıcak ve soğuk akıma ait ani

sıcaklık değişimlerinin girilmesi gerekmektedir. Ayrıca bu parametrelerde keyfi değişiklikler yapılarak değişimler hem sayısal olarak hem de grafik olarak izlenebilmektedir.

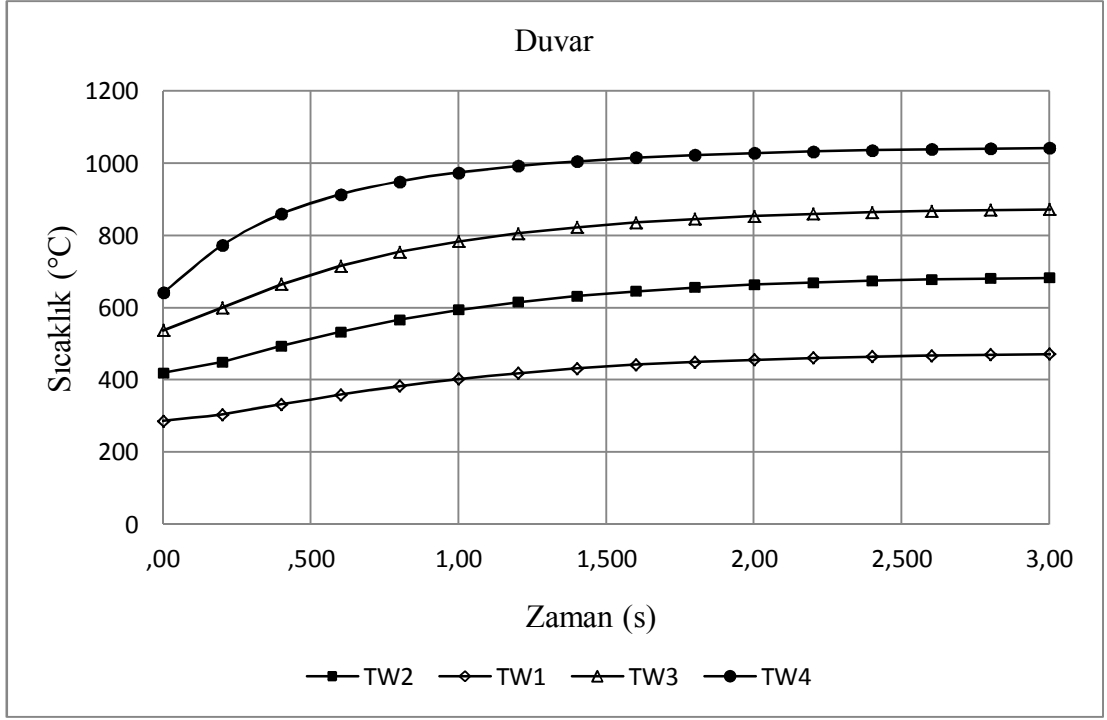




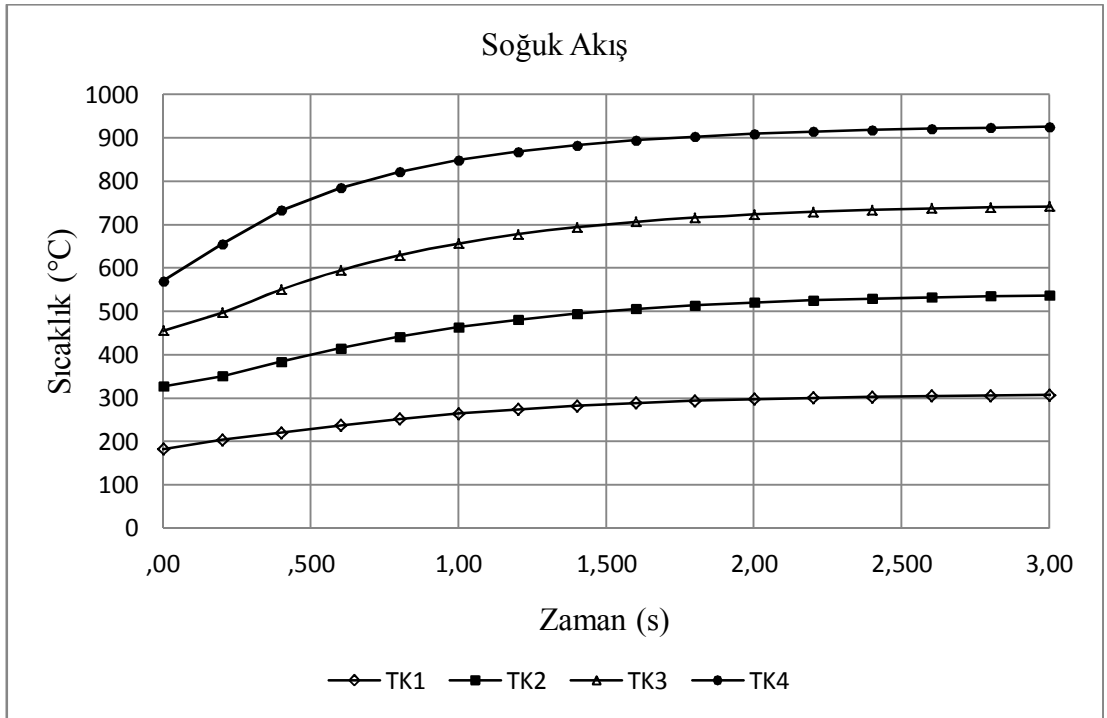
Rekuperatöre giren sıcak akımda +500°C, soğuk akımda ise +30°C değişiklik olduğunda karşılaşılabilecek sonuçlar yine Şekil 4.8'deki ekran görüntüsünde verilmektedir. Yine aynı durum için rekuperatör içerisindeki sıcaklık değişimlerini gösteren grafikler Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11'de verilmektedir.



Şekil 4.9. Sıcak akıma ait ani sıcaklık değişimi sonuçları.



Şekil 4.10. Duvara ait ani sıcaklık değişimi sonuçları.



Şekil 4.11. Soğuk akıma ait ani sıcaklık değişimi sonuçları.

Grafiklerde de izlenebildiği gibi sistem 3 saniye sonra karalı hale gelmektedir. Bu durumda, 390°C olan sıcak akım çıkış sıcaklığı ani sıcaklık değişimi sonrası 642°C

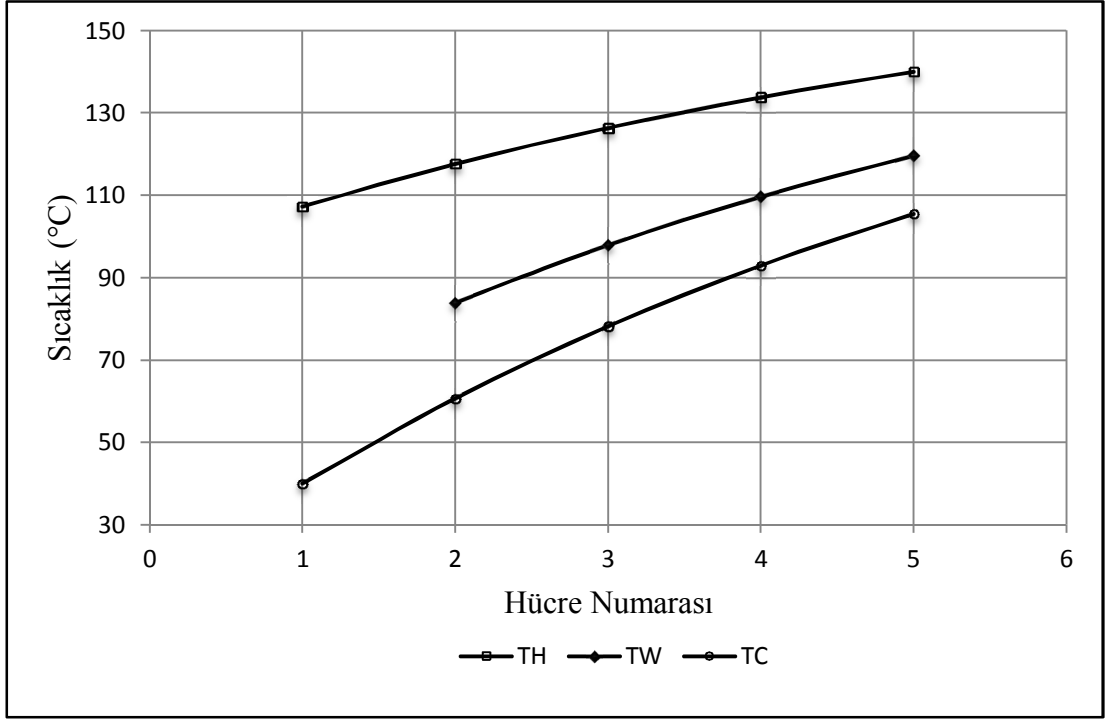
olmaktadır. Benzer şekilde 570°C olan soğuk akım çıkış sıcaklığı, ani sıcaklık değişimi sonrasında 931°C olmaktadır. Reküperatör içindeki boru sıcaklığı ise soğuk akım girişinde 477°C, sıcak akım girişinde ise 1047°C sıcaklığa ulaşmaktadır.

Isı değiştiricisinde farklı akışkanlara ait akımlar gerçekleştiğinde, özgül ısılarda, farklı debilerde akımlar gerçekleştiğinde ısı kapasitelerinde, reküperatörde olması istenen ısı transfer alanındaki artış veya azalmaya göre değişiklikler yapılarak sonuçlar izlenebilir.

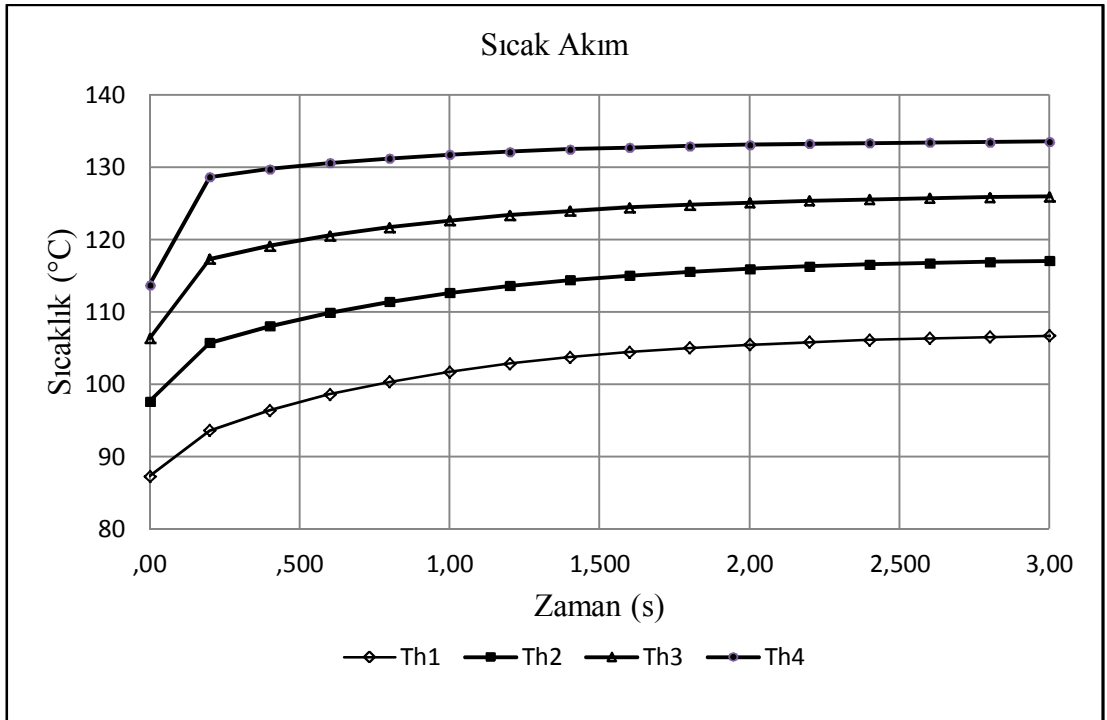
Örnek olarak mevcut reküperatörde ısı transfer alanı 500 m<sup>2</sup>, sıcak ve soğuk akımın ısı kapasiteleri sırasıyla 10 kW/K ve 5 kW/K, giren sıcak akım sıcaklığı 120°C, soğuk akım sıcaklığı 20°C, ve sıcak ve soğuk akımdaki ani sıcaklık değişimi 20°C olduğu durumda (Şekil 4.12.) reküperatördeki sıcaklık dağılımlarına ait kararlı hal ( $t=\infty$ ) Şekil 4.13, sıcak akım sıcaklık değişimi Şekil 4.14, reküperatör borularının sıcaklık dağılımı Şekil 4.15, soğuk akım sıcaklık dağılımı Şekil 4.16'da verilmektedir.

<b>Calculation !!!</b>				n =		4		ah =		14,0380		0,03546 kW/m <sup>2</sup> /K		k =			
		The =	120,00	bh =	31,6706									A =	500 m <sup>2</sup>		
		Tke =	20,00	ak =	16,4930									Ch =	10 KW/K		
		Dth =	20,00	bk =	18,6047									Ck =	5 KW/K		
		Drk =	20,00	aw =	1,7730									ch =	1,263 KJ/K		
														ck =	1,075 KJ/K		
-45,71	14,04	0,00	31,67	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	87,26	107,26	TH1	THO
1,77	-3,55	1,77	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	63,96	83,96	TW1	
0,00	16,49	-35,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-372,09	0,00	40,66	60,66	TC1	
0,00	0,00	0,00	-45,71	14,04	0,00	31,67	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	97,59	117,59	TH2	
0,00	0,00	0,00	1,77	-3,55	1,77	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	77,87	97,87	TW2	
0,00	0,00	18,60	0,00	16,49	-35,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	58,14	78,14	TC2	
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-45,71	14,04	0,00	31,67	0,00	0,00	0,00	0,00	106,34	126,34	TH3	
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,77	0,00	-3,55	1,77	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	89,64	109,64	TW3	
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	18,60	0,00	16,49	-35,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	72,94	92,94	TC3	
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-45,71	14,04	0,00	-3800,48	0,00	113,74	133,74	TH4	
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,77	-3,55	1,77	0,00	0,00	99,60	119,60	TW4	
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	18,60	0,00	0,00	0,00	85,47	105,47	TC4	TCO

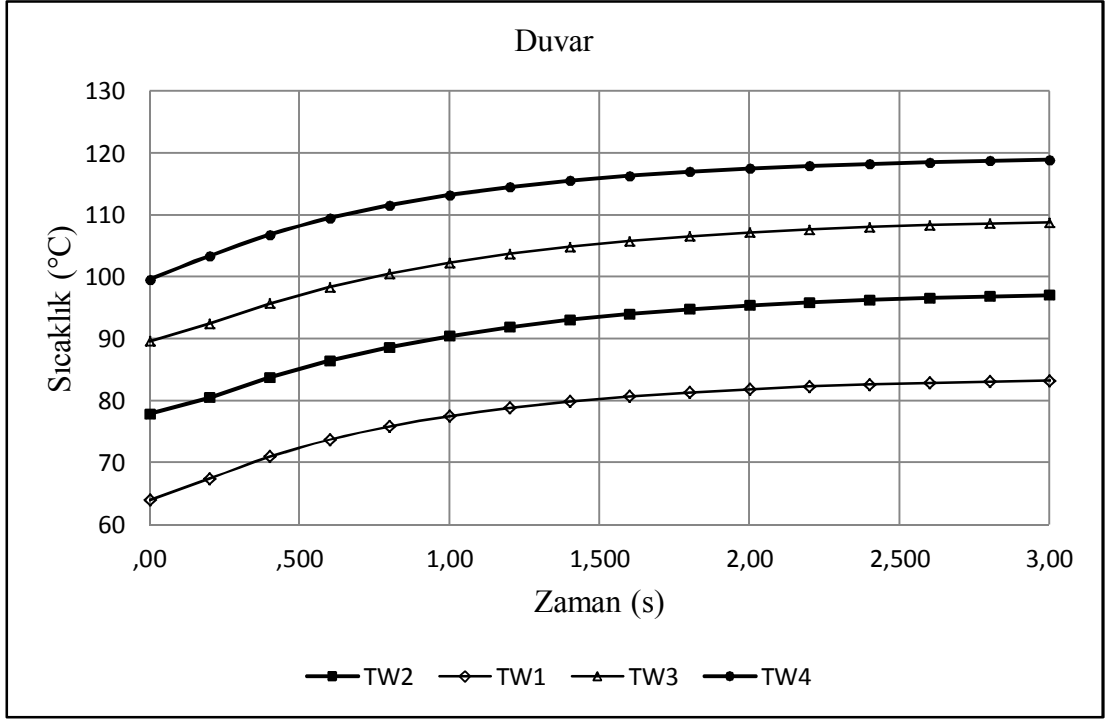
Şekil 4.12. Örnek bir reküperatör için simülasyon sonucu.



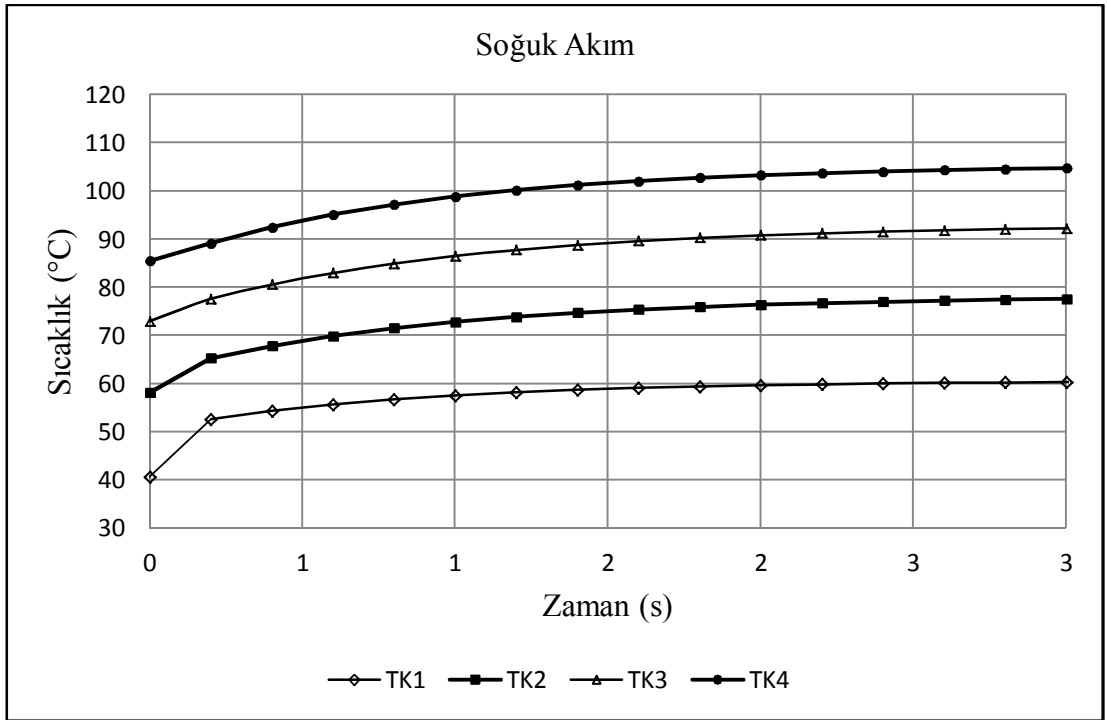
Şekil 4.13. Kararlı halde örnek reküperatörde sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.14. Örnek reküperatöre ait sıcak akım için sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.15. Örnek reküperatöre ait duvar sıcaklığı dağılımı.



Şekil 4.16. Örnek reküperatöre ait soğuk akım sıcaklık dağılımı.

## BÖLÜM 5

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, KARDEMİR Demir Çelik Fabrikasında bulunan endüstriyel tav fırınında devreye alınan çapraz akışlı iki geçişli bir reküperatörün statik ve dinamik simülasyonu yapılmıştır.

Statik simülasyonda reküperatör alt bölümlere ayrılarak reküperatör ağına dönüştürülmüştür. Reküperatör ağına dönüştürülen sistem matris formunda tanımlanarak ısı değiştiricisi içerisindeki ve sistem çıkışındaki sıcaklıklar iterasyona başvurulmadan zamandan bağımsız olacak şekilde elde edilmiştir. Matris formunda tanımlanana denklemler Scientific Workplace programı kullanılarak çözülmüştür.

Dinamik simülasyonda ise ısı değiştiricilerinin ani sıcaklık değişimlerinde gösterdiği davranışların izlenmesi amacıyla reküperatör hücrelere bölünerek sıcak akış, reküperatör borusu ve soğuk akış arasındaki ısı transfer denklemleri matris formunda yazılarak Microsoft Visual Basic programı yardımıyla çözülmüştür. Böylece, sıcak akışkanın ve soğuk akışkanın anlık sıcaklık değişimleri, ısı değiştiricisindeki ısı transfer yüzey alanı, akışkanların ısı kapasiteleri, toplam ısı transfer katsayısı gibi parametrelerde meydana gelen değişimlerin ısı değiştiricisi içerisindeki sıcaklık profiline olan etkisinin zamana bağlı olarak değişimi gözlemlenmiştir.

Statik simülasyondan elde edilen sonuçlara göre reküperatöre 20 °C'de giren yakma havası 570 °C'de çıkarırken, reküperatöre 800 °C'de giren baca gazının ise 390 °C'de çıktığı görülmüştür. Dinamik simülasyonda ise farklı yakma havası ve baca gazı giriş sıcaklıkları, farklı akışkan debileri, farklı toplam ısı transfer katsayısı ve ısı transfer yüzey alanı için reküperatördeki sıcaklık dağılımı belirlenmiştir.



Statik ve dinamik simülasyonlardan elde edilen sonuçlar reküperatörün firma dizayn değerleriyle karşılaştırılmış, firma dizayn değeri 575°C olarak verilen yakma havası çıkış sıcaklığı 570°C, 385°C olarak verilen baca gazı çıkış sıcaklığı ise 390°C olarak bulunmuştur. Buna göre reküperatörün baca gazı çıkış sıcaklığı dizayn değerinden 5°C yüksek, yakma havası çıkış sıcaklığı ise 5°C düşük olduğu görülmüştür.

Bu çalışma ile ısı değiştiricilerini hücrelere ayırma ve matrisleri kullanma metodunun, karmaşık yapıdaki ısı değiştiricisi sistemlerinin ısı analizinde, karmaşık işlemlere ve iterasyona başvurmaksızın kesin sonuç elde etme imkânı verdiği ortaya konulmuştur. Bu çalışmada kullanılan simülasyonlardan doğru sonuç elde edilebilmesi için yapılacak kabuller doğru belirlenmeli, sistemin hücre modeli gerçeği birebir temsil edecek şekilde özenle hazırlanmalı, hücre etkenliklerinin hesaplanmasında uygun eşitlikler belirlenmeli ve etkenlik hesaplamalarında ısı transfer alanının toplam hücre sayısına bölünmesi gerektiği unutulmamalıdır. Sistemdeki akışların koordinatlarını veren input matrisi I, output matrisi O ve yapı matrisi S oluşturulurken hücre modelinin doğru bir şekilde aktarıldığından emin olunmalıdır.

Yapılan bu çalışmanın ısı değiştiricisi tasarımı ve imalatı alanında çalışma yapacak akademisyen ve mühendislere, ısı değiştiricisi devrelerinin giriş ve çıkış sıcaklıklarını hesaplanmasında çok büyük kolaylıklar sağlayacağını ümit ediyoruz.

## KAYNAKLAR

Abdelaziz, E.A., Saidur, R. and Mekhilef, S., “A review on energy saving strategies in industrial sector”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (1): 150–168 (2011).

Baracco, S., Faccioli, I. and Troilo, M., “A numerical discretization method for the dynamic simulation of a double-pipe heat exchanger”, *International Journal Of Energy*, 1 (3): 47-58 (2007).

Boriboonsri, P. and Kittisupakorn, P., “Study of dynamic behavior of heat exchanger system in hard chrome electroplating”, *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists*, Hong Kong, 1: 520-525 (2009).

Dobos, L., Jaschke, J., Abonti, J. and Skogestad, S., “Dynamic model and control of heat exchanger networks for district heating”, *Hungarian Journal of Industrial Chemistry*, Veszprem, 37 (1): 37-49 (2009).

Evangelista, F., “Dynamics of double pipe heat exchangers: explicit time domain solutions”, *Department of Chemistry, Chemical Engineering and Materials*, Italy, 11: 271-278 (2011).

Genceli, O., “Isı Değiştiricileri”, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 90-109 (1999).

Incropera, F., P. and DeWitt, D., P., “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri 4. Baskı”, Çeviri Editörü: Derbentli, T., *Literatür Yayınevi*, İstanbul, 99, 194-195, 404-406, 410, 452-453, 457 (2000).

Kaya, D. and Çanka Kılıç, F., “Renewable energies, clean energy generation and their subsidies in Turkey and EU Countries”, *International Iron & Steel Symposium*, Karabük, 1174-1182 (2012).

Luo, X., Guan X., Li, M. and Roetzel, W., “Dynamic behaviour of one-dimensional flow multistream heat exchangers and their networks”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (4): 705–715 (2003).

Navarro, H. A. and Cabezas-Gómez, L. C., “Effectiveness-Ntu computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers”, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 24 (4): 509 – 521 (2007)

Oliet, C., Segarra, C. D. P. and Oliva, A., “Numerical simulation of complex thermal systems involving multiple fin-and-tube heat exchangers”, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 1-8 (2004).

Poživil, J. and Hanta, V., “Design and testing of control schemes with dynamic simulator”, *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské*, Technical University of Ostrava, 131-136 (2006).

Rasul, M. G., “Industrial heat transfer”, Handbook of Heat Transfer Calculations 1<sup>st</sup> ed., Çeviri Editörü: Kutz M., *Mc Graw Hill*, New York, 2.1-2.16 (2005).

Rennie, T. J., “Numerical and experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger”, Doctor of Philosophy Thesis, *Department of Bioresource Engineering*, Montreal, 2, (2004).

Schaal, L. and Feidt, M., “Optimization of the dynamic behavior of a heat exchanger subject to fouling comparison of three optimization models”, *Int. J. Applied Thermodynamics*, 2 (2): 89-96 (1999).

Strelow, O., “A general calculation method for plate heat exchangers” *Int. J. Therm. Sci.*, 39 (6): 645–658 (1999).

Strelow, O., “Eine allgemeine Berechnungsmethode für Wärmeübertrager Shaltungen”, *Forch Ingenieurwes*, 63 (1997): 255-261 (1997).

Tarakçioğlu, A., “Sanayideki atık isidan yararlanma yöntemleri”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1 (2006).

Triratana, P., Narataruksa, P., Suppamassadu, K. P., Heggs, P. J. and Tia, S., “Dynamic simulation of plate and frame heat exchanger undergoing food fouling: coconut milk fouling case study”, *ScienceASia*, 34 (2008): 22-237 (2008).

Varbanov, P., Klemeš, J. and Friedler, F., “Cell-based dynamic heat exchanger models – direct determination of the cell number and size”, *Computers and Chemical Engineering*, 35 (5): 943–948 (2011).

Wolf, E. A., Mathisan, K. W. and Skogestad, S., “Dynamics and controllability of heat exchanger networks”, *European Federation Chemical Engineerin Symposium Cope 91*, Barcelona, 117-122 (1991)

## ÖZGEÇMİŞ

Erhan KAYABAŞI 1984 yılında Karabük'te doğdu. İlk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. Afyon Özel Zafer Lisesi'ni bitirdi. 2002 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Deniz Teknolojisi Mühendisliği bölümünde yükseköğrenimine başlayıp 2009 yılında mezun oldu. Avrupa Birliği'nin düzenlemiş olduğu "Geleceğin Yüzer Yapıları" konulu proje yarışmasında "Karadeniz'de Hidrojen Üreten Açıkdeniz Yapısı Dizaynı ve Fizibilitesi" projesi ile Belçika'da 1.'lik ödülünü almaya hak kazanan proje takımında çalıştı. 2010 yılında askerlik görevini tamamlayarak Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Enerji Anabilim Dalı'nda yüksek lisansa başladı. Aralık 2010'da Karabük Üniversitesi'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı. Karabük Üniversitesi'nin Enerji ve Çevre Teknolojileri Birimi'nde pompalar, tav fırınları, yüksek fırınlar, basınçlı hava hatları konularında enerji verimliği ölçüm etüt ve raporlama görevleri yaptı. Eylül 2011'de evlendi. Ekim 2011-Ocak 2012 tarihleri arasında Almanya'da (Technische Hochschule Mittelhessen) YÖK bursu ile (Yüksek Lisans Tez Araştırması Bursu) görevlendirilerek tez araştırmasında bulundu. Halen Karabük Üniversitesi'nde görev yapmaktadır.

### **ADRES BİLGİLERİ**

Adres : Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Balıklarkayası  
Mevkii / KARABÜK  
Tel : 0 555 593 4408  
E-posta : erhankayabasi@karabuk.edu.tr