

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

**KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISIL
PERFORMANSLARININ SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

**Tezi Hazırlayan
Abdullah ÇORAK**

**Tezi Yöneten
Yrd. Doç. Dr. Gürsel ÇINAR**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

**Mayıs 2010
KAYSERİ**

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

**KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISIL
PERFORMANSLARININ SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

**Tezi Hazırlayan
Abdullah ÇORAK**

**Tezi Yöneten
Yrd. Doç. Dr. Gürsel ÇINAR**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

**Mayıs 2010
KAYSERİ**

Yrd. Doç. Dr. Gürsel ÇINAR danışmanlığında Abdullah ÇORAK tarafından hazırlanan “Kanatçıklı Isı Değiştiricilerinin Isıl Performanslarının Sayısal Olarak İncelenmesi” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı tarafından Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

18.05.2010

JÜRİ :

Başkan : Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

Üye : Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

Üye : Yrd.Doç. Dr. Gürsel ÇINAR

**ONAY :**

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 25/05/2010. tarih ve 2010/17-04 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

25./05...../2010



N. Ayyıldız
Prof. Dr. Nusret AYYILDIZ

Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

Tez çalıőmam sırasında bana her tŸrlŸ yardım ve desteğini esirgemeyen bilgilerini benimle paylaőan Erciyes Ÿniversitesi MŸhendislik FakŸltesi Makine MŸhendislięi Ÿęretim Ÿyesi Prof. Dr. Sebahattin ŸNALAN, Yrd. Doç. Dr. GŸrsel ÇINAR' a, yardıma ihtiyaç duyduğumda her zaman yanımda bulunan arkadaőım Makine YŸksek MŸhendisi ŖmŸr AKBAYIR ve manevi destekleriyle yanımda olan aileme teőekkŸr ederim.

KANATÇIKLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISIL PERFORMANSLARININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Abdullah ÇORAK

**Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Yüksek Lisans Tezi, Mayıs 2010
Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Gürsel ÇINAR**

ÖZET

Bu tez çalışmasında, 1.5 m uzunluğunda, 1.234 cm iç çapa ve 6.27 cm dış çapa sahip kanatlı boru tipi ısı değiştiricisinin sayısal modellenmesi yapılarak, en yüksek ısı performans açısından en uygun kanat geometrisinin tespiti yapılmıştır. Sayısal çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) bilgisayar programı olan FLUENT, model çizimi ve ağ oluşumunda GAMBIT paket programı kullanılarak, temel akış ve enerji denklemleri sürekli rejimde, 2 boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözülmüştür. Tüm modellerde hem taşınım hem de iletimin olduğu bileşik ısı transferi çözümü yapılmıştır. Türbülans modeli olarak k-ε seçilmiştir. Modellemede iç borudan 0.2 m/s lik hıza sahip su, kanatlı dış taraftan ise değişik (2-7 m/s) hızlarda sıcak gaz akmaktadır. Isı değiştiricisinin tam silindirik ve simetrik olması nedeniyle, modelleme iki boyutlu ve eksenel-simetrik geometride gerçekleştirilmiştir.

HAD modellenmesi kanatsız ve kanatlı ısı değiştiricileri için gerçekleştirilmiştir. Kanatlı ısı değiştiricisinde, kanat yüksekliği, kanat kalınlığı ve kanatlar arası mesafenin ısı performans üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Sayısal hesaplamalar aynı ve zıt yönlü akışa sahip ısı değiştiricileri için yapılmıştır. Hesaplamalarda toplam ısı transferi, basınç düşümleri, sıcaklık dağılımları, hız dağılımları ve akım çizgileri detaylı olarak incelenmiştir. İlave olarak, kanatlı yapı için kanat eğim açısının ve gaz akış hızının ısı performans üzerindeki etkileri de incelenmiştir. Genel olarak, kanatsız yapının sonuçlarıyla mukayese edilerek kanatlı yapıdaki iyileşme belirlenmiştir. Sonuç olarak, incelenen ısı değiştiricilerinde maksimum ısı performans için kanat kalınlığının 0.006 m, kanat yüksekliğinin 0.018 m, kanatlar arası mesafenin 0.013 m ve kanat açısının 90° olması gerektiği tespit edilmiştir. Isı transferinde kanatsız yapıya göre %400 lük bir iyileşme sağlanabilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kanatlı ısı değiştiricileri, Isı transferi iyileştirilmesi, FLUENT

NUMERICAL INVESTIGATION OF THERMAL PERFORMANCE OF THE HEAT EXCHANGERS WITH RIB

Abdullah ÇORAK

**Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences,
M. Sc. Thesis, May 2010**

Thesis Supervisor: Assist Prof. Dr. Gürsel ÇINAR

ABSTRACT

In this study, numerical analysis of the heat exchanger with rib which has 1.5 m length, 1.234 cm internal diameter and 6.27 cm outer diameter was performed, and optimum rib geometry was determined in terms of maximum thermal performance. In the numerical study, the basic conservation, flow and energy equations were solved for two-dimensional (2D) and turbulent flow conditions in steady state using a CFD computer code, FLUENT and by GAMBIT software for the model drawing and mesh. Conjugate heat transfers both conduction and convection was analyzed for all models. The realizable $k-\epsilon$ was selected as turbulent model. In the investigated model, the water flow of 0.2 m/s velocity in the pipe and hot gas flow different (2-7 m/s) velocities in the outside with ribs were considered. Numerical calculations for the heat exchanger having cylindrical geometry were carried out two dimensional - axisymmetric geometry.

The CFD models were implemented for heat exchanger without rib and with rib. In the heat exchanger with rib, effects of rib height; rib thickness and distance between two ribs on the thermal performance were investigated. Numerical calculations were made for heat exchangers which has parallel and reverse flow. Total heat transfer, pressure loss, temperature distributions, velocity distributions and streamlines was calculated in the parametric studies. In addition, effects of rib gradient angle and gas flowing velocity on the thermal performance were investigated for structure with rib. Generally, the enhancement in thermal performance of the exchanger was determined by means of comparison of results with and without ribs. Consequently, in the investigated heat exchangers, the maximum thermal performance was exhibited by the heat exchanger with rib; thickness 0.006 m, height:0.018 m, distance between two ribs of 0.013 m and rib angle 90° . The enhancement in the total heat transfer is about 400 % according to case without rib.

Keywords: Heat exchanger with rib, enhancement heat transfer, FLUENT

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY	1
TEŞEKKÜR	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
KISALTMALAR VE SİMGELER	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
1. BÖLÜM	
GİRİŞ VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	1
1.1.Giriş.....	1
1.2. Konunun Önemi.....	3
1.3. Tezin Amacı.....	3
1.4. Kaynak Araştırması.....	3
2. BÖLÜM	
ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ.....	6
2.1. Giriş.....	6
2.2. Isı Değiştirici Tipleri.....	7
2.2.1. Borulu Isı Değiştiricisi.....	7
2.2.1.1. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri.....	8
2.2.1.2. Çift Borulu Isı Değiştiricileri.....	9
2.2.1.3. Spiral Borulu Isı Değiştiricileri.....	10
2.2.2. Plakalı Tip Isı Değiştiricileri	11
2.2.2.1. Contalı Plakalı Isı Değiştiricileri.....	11
2.2.2.2. Spiral Plakalı Isı Değiştiricileri.....	13
2.2.3. Genişletilmiş Yüzeyle Isı Değiştiricileri.....	14
2.2.4. Rejenaratif Tip Isı Değiştiricileri.....	14
2.3. Isı Değiştiricilerinin Akım Şekli.....	15
2.3.1. Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri.....	16
2.3.2. Ters Akımlı Isı Değiştiricileri.....	16
2.3.3. Çapraz Akımlı Isı Değiştiricileri.....	17

2.4. Isı Değiştiricilerinde Isı Transferi.....	18
2.4.1. Bileşik Isı Transferi.....	18
2.4.1.1. Isı İletimi.....	18
2.4.1.2. Isı Taşınımı.....	19
3. BÖLÜM	
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) MODELLEMESİ.....	21
3.1. HAD.....	21
3.2. FLUENT Kod Programı.....	22
3.3. Sonlu Hacimler Metodu.....	23
3.4. Ayrık Çözüm Yöntemi.....	23
3.5. Sonlu Hacimler Metodu İle Denklemlerin Ayrık Hale Getirilmesi.....	24
3.6. Temel Denklemler.....	25
3.6.1. Korunum Denklemleri	25
3.6.1.1. Kütlenin Korunumu	25
3.6.1.2. Momentumun Korunumu	25
3.6.1.3. Genel Skala Özelliklerinin Korunumu	26
3.6.1.4. Enerjinin Korunumu	26
3.7. Türbülanslı Akışın Modellenmesi.....	27
3.7.1. k- ϵ Modeli.....	27
4. BÖLÜM	
ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN MODELLEMESİ.....	30
4.1. Giriş.....	30
4.2. Problemin Modellenmesi.....	30
4.3. Girid Oluşumu	35
4.4. Fiziksel Özellikler.....	37
4.5. Çözüm Yöntemleri.....	37
4.5.1. Çözüm Algoritması.....	38
4.5.2. Arta Kalanların Hesaplanması.....	38
4.5.3. Rahatlama Faktörü.....	38

5. BÖLÜM	
SAYISAL SONUÇLAR.....	39
5.1. Logaritmik Sıcaklık Farkı Ve Toplam Isı Transferi	39
5.2. Isı Transferindeki İyileşme Yüzdeleri ve Isı Değiştiricisinin Etkinliği.....	47
5.2.1. Isı Transferindeki İyileşme Yüzdeleri	47
5.2.2. Isı Değiştiricisinin Etkinliği.....	50
5.3. Basınç Kayıpları.....	52
5.4. Gaz Giriş Hızının Değiştirilmesi.....	55
5.5. Sıcaklık Ve Hız Dağılımları.....	59
5.5.1. Sıcaklık Dağılımları.....	59
5.5.2. Hız Dağılımları.....	63
6. BÖLÜM	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	67
KAYNAKLAR.....	69
EK (FLUENT PROGRAMINDAN ALINAN DATALAR).....	71
ÖZGEÇMİŞ.....	82

KISALTMALAR VE SİMGELER

A	Boru alanı
C	Isıl kapasite debisi
HAD	Hesaplama akışkanlar dinamiği
F	Dış kuvvetler
g	Yerçekim ivmesi
h	Taşımlıma ısı transfer katsayısı
i	Akışkan entalpisi
J	Akış
P	Statik basıncı
e	Etkinlik
k	Isı iletim katsayısı
M	Moleküler ağırlık
F_i	Dış kuvvetler
\dot{m}	Kütleli debi
q''	Isı akışı
Q	Toplam ısı geçişi
r	Boru çapı
R	Üniversal gaz sabiti
RSM	Reynolds Gerilme Modeli
S_d	Yayımlıma fazından sürekli faza geçişte eklenen kütleli
S_h	Yayımlıma fazıyla ısı değişimi yüzünden entalpi kaynağı
T	Sıcaklık
u, v, w	x, y ve z yönlerindeki hız alanı bileşenleri
u'	Dalgalanan hız değeri
x, y, z	Kartezyen koordinat sistemi
ρ	Yoğunluk
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite
Γ	Katsayı
∇	Laplasyen operatörü

Φ	Basınç gerilme korelasyonuna bağlı olarak kaynak/kayıp
ε	Yayımla oranı

İNDİSLER

c	Soğuk
f	Akışkan
i	İç yüzey
o	Dış yüzey
s, w	Yüzey

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Borulu tip ısı değiştiricisi.....	7
Şekil 2.2. Plakalı tip ısı değiştiricisi	11
Şekil 2.3. Rejenaratif ısı değiştiricisi	15
Şekil 2.4. İ içe borulu ısı değiştiricisinde paralel akış halinde sıcaklık profilleri.....	16
Şekil 2.5. Borulu ısı değiştiricisinde ters yönde akış halinde sıcaklık profilleri.....	17
Şekil 3.1. Ayrık özüm Yöntemi Akış şeması.....	24
Şekil 4.1. Paralel Akışta Kanatsız Yapı	32
Şekil 4.2. Ters Akışta Kanatsız Yapı	32
Şekil 4.3. Paralel Akışta Kanatlı Yapı	33
Şekil 4.4. Ters Akışta Kanatlı Yapı	33
Şekil 4.5. Paralel Akışta Açılı Kanatlı Yapı	34
Şekil 4.6. Ters Akışta Açılı Kanatlı Yapı	34
Şekil 4.7. Kanatlı Yapının Mesh Görünümünden Bir Kesit.....	36
Şekil 4.8. Açılı Kanatlı Yapının Mesh Görünümünden Bir Kesit.....	36
Şekil 5.1. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Paralel Akışta Oluşan Logaritmik Sıcaklık Farkı.....	41
Şekil 5.2. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Ters Akışta Oluşan Logaritmik Sıcaklık Farkı.....	42

Şekil 5.3. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Paralel Akışta Oluşan Logaritmik Sıcaklık Farkı.....	42
Şekil 5.4. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Ters Akışta Oluşan Logaritmik Sıc. Farkı... 43	43
Şekil 5.5. Kanat Açısına Göre Paralel Akışta Oluşan Logaritmik Sıcaklık Farkı.....	43
Şekil 5.6. Kanat Açısına Göre Ters Akışta Oluşan Logaritmik Sıcaklık Farkı.....	44
Şekil 5.7. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Paralel Akışta Oluşan Isı Transferleri	44
Şekil 5.8. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Ters Akışta Oluşan Isı Transferleri...	45
Şekil 5.9. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Paralel Akışta Oluşan Isı Transferleri.....	45
Şekil 5.10. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Ters Akışta Oluşan Isı Transferleri	46
Şekil 5.11. Kanat Açısına Göre Paralel Akışta Oluşan Isı Transferleri	46
Şekil 5.12. Kanat Açısına Göre Ters Akışta Oluşan Isı Transferleri	47
Şekil 5.13. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Paralel Akışta Isı Transferindeki İyileşme.....	48
Şekil 5.14. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Ters Akıştaki Isı Transferindeki İyileşme.....	48
Şekil 5.15. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Paralel Akıştaki Oluşan Isı Transferindeki İyileşme.....	49
Şekil 5.16. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Ters Akıştaki Oluşan Isı Transferindeki İyileşme.....	49

Şekil 5.17. Paralel Akışta Isı Değiştiricisi Etkinliği	51
Şekil 5.18. Ters Akışta Isı Değiştiricisi Etkinliği	51
Şekil 5.19. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Paralel Akışta Oluşan Basınç Düşümü	52
Şekil 5.20. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Ters Akışta Oluşan Basınç Düşümü	53
Şekil 5.21. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Paralel Akışta Oluşan Basınç Düşümü.....	53
Şekil 5.22. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Ters Akışta Oluşan Basınç Düşümü	54
Şekil 5.23. Kanat Açısına Göre Paralel Akışta Oluşan Basınç Düşümü	54
Şekil 5.24. Kanat Açısına Göre Ters Akışta Oluşan Basınç Düşümü	55
Şekil 5.25. Gaz Giriş Hızına Göre Paralel Akışta Oluşan Isı Transferleri.....	56
Şekil 5.26. Gaz Giriş Hızına Göre Ters Akışta Oluşan Isı Transferleri.....	57
Şekil 5.27. Gaz Giriş Hızına Göre Paralel Akışta Oluşan Basınç Düşümleri.....	57
Şekil 5.28. Gaz Giriş Hızına Göre Ters Akışta Oluşan Basınç Düşümleri.....	58
Şekil 5.29. Kanatlı Yapının ($h=0.018m$, $t:0.006m$) Birinci Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı	59
Şekil 5.30. Kanatlı Yapının ($h=0.018m$, $t:0.006m$) İkinci Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı	60
Şekil 5.31. Kanatlı Yapının ($h=0.018m$, $t:0.006m$) Üçüncü Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı.....	60

Şekil 5.32. Kanatlı Yapının ($Q:60^\circ$) Birinci Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı.....	61
Şekil 5.33. Kanatlı Yapının ($Q:60^\circ$) İkinci Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı.....	62
Şekil 5.34. Kanatlı Yapının ($Q:60^\circ$) Üçüncü Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı.....	62
Şekil 5.35. Birinci Bölümdeki Hız Dağılımı.....	63
Şekil 5.36. İkinci Bölümdeki Hız Dağılımı.....	63
Şekil 5.37. Üçüncü Bölümdeki Hız Dağılımı.....	64
Şekil 5.38. Birinci Bölümdeki Vektörel Hız Dağılımı.....	64
Şekil 5.39. İkinci Bölümdeki Vektörel Hız Dağılımı.....	65
Şekil 5.40. Üçüncü Bölümdeki Vektörel Hız Dağılımı.....	65

1. BÖLÜM

GİRİŞ VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

1.1. Giriş

Enerji kaynaklarının bilinçsiz kullanımı neticesinde, dünyanın ekolojik dengesi hızla değişmekte ve dolayısıyla gelecek nesillere yaşanabilir bir dünya bırakamama tehlikesi ile karşı karşıya kalmaktayız. Dünyamızı yaşatmak, sağlığımızı ve geleceğimizi tehlikeye sokmamak ve dünyanın doğal dengesini korumak için enerjinin optimum kullanımı çok önemlidir. Enerji kaynaklarının optimum kullanımı çağımızda, bütün dünyada yaşamın bir parçası haline gelmiştir.

Günümüzde enerji ihtiyacının büyük bir bölümü fosil yakıt rezervlerinden karşılanmaktadır. Fosil yakıt rezervlerinin kullanım hızı sürekli olarak artış göstermektedir. Özellikle gelişmekte olan ülkelerin enerji talebi ve artan dünya nüfusu enerji talebinde önemli bir artışa sebep olmaktadır. Bu nedenle fosil yakıt rezervleri hızla tükenme eğilimine girmiştir. Teknolojik olarak gelişmiş ülkeler, hızla tükenen fosil yakıtların yerine, alternatif enerji kaynakları ararken, diğer taraftan da mevcut kaynaklardan verimli bir şekilde yararlanılması yollarını araştırmaya yönelmişlerdir. Buna paralel olarak bugün kullanılan sistemlerde enerji tasarrufuna yönelik çalışmalarda; sistemlerin ısı transferi uygulamalarında enerji verimliliği dikkate alınmaktadır.

Kaynakların en verimli ve akılcı kullanımının bazı bilim dallarına konu olduğu günümüzde, sanayinin, ulaştırmanın ve toplumsal yaşantımızın itici gücü durumunda olan enerjiyi ekonomik kullanmanın önemi de kendiliğinden ortaya çıkmaktadır.

Avrupa Birliğine girme sürecinde olan Türkiye'nin, uluslararası alanda rekabet gücünü arttırabilmesi için enerjiyi mümkün olduğu kadar verimli kullanmaya çalışması

gerekmektedir. Ülkemiz çeşitli enerji kaynaklarına sahip olmakla birlikte toplam enerjinin yarısından fazlasını ithal etmektedir. Enerji kaynaklarının sürekli olarak azalmasına karşın enerjiye olan ihtiyaç ise sürekli olarak artmakta ve enerjinin birim fiyatlarının yükselmesine neden olmaktadır. Bu durum ise enerjinin daha ekonomik olarak kullanılmasını zorunlu hale getirmektedir.

Türkiye’de enerji tüketimine sektörler bazında bakıldığında; enerjinin %36’sının konutlarda, %34’ünün sanayide, %21,4’ünün ulaşımda, %5’inin tarımda, %3,6’sının ise diğer amaçlarla kullanıldığı görülmektedir. Enerji ihtiyacının %46’sının petrolden sağlandığı ve dışa bağımlı bir kaynak olduğu düşünülürse konunun önemi daha da anlaşılacaktır. Bütün bu nedenlerden dolayı enerjinin daha verimli kullanma çalışmalarının ve ısı geri kazanım sistemlerinin bütün sektörlerle uygulanması ve yaygınlaştırılması gerekmektedir.

Endüstride her konuda olduğu gibi, ısı değiştiricileri konusunda da son yıllarda önemli çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalarda belirli bir kapasite için daha küçük boyutlu ısı değiştiricisi yapmak gözetilen amaçlardan birisidir. Boru ve kanallarda ısı transferini iyileştirmek için şimdiye kadar birçok yöntem uygulanmıştır. Bunlardan aktif yöntem olarak bilinenler, akışkana bir dış kuvvet uygulamayı gerektirir. Doğrudan uygulanan bir dış kuvveti gerektirmeyen pasif yöntemlerin ticari olarak önemi daha fazladır. Bu tür araçlar kanallar içerisine yerleştirilerek akışı döndürecek, akışkanı cidara yakın bölgelerde karıştırarak yada duvarla temas yoluyla kanat görevi yapacak yapılara sahip olabilirler.

Bu çalışmada, ısı değiştiricisinin ilk başta kanatlı yapının kanatsız yapıya göre ısı transferine etkisi fluent programında incelenmiştir. Daha sonrada kullanılan kanatın yükseklik, kalınlık ve kanatlar arası mesafesi gibi parametrik değerleri değiştirilerek kanat yüksekliğinin, kanat kalınlığının ve kanat sayısının ısı transferine etkisi ters ve paralel akış için analiz edilmiştir. En son aşamada ise optimum kanat yapısı bulunarak kanatçık değişik açılarda eğilerek ve gaz giriş hızı değiştirilerek ısı transferine etkisi incelenmiştir.

1.2. Konunun Önemi

Isı değiştiricileri enerji sektöründe çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerinde ısı transferinin arttırılması, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli ve etkin kullanımı anlamına gelmektedir. Giderek aratan enerji ihtiyacı ve enerji kaynaklarındaki azalma dikkate alındığında, enerjinin büyük ölçüde kullanıldığı ısı değiştiricilerinde ısı transferinin arttırılmasının önemi daha iyi anlaşılmaktadır.

Bu konuda çok sayıda çalışma yapılmış ve yapılmaya da devam etmektedir. Bu sayısal modelleme çalışması da bunlara ilave bilgi ve katkı sağlayacaktır.

1.3. Tezin Amacı

Endüstride, enerji sektöründe çok yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilerinde en önemli konu ısı transferinin arttırılmasıdır. Bunun için ise, sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında ısı transferinin en hızlı, en etkin, en ucuz ve basit şekilde gerçekleştirilmesini sağlamak gerekmektedir. Bu yüksek lisans tezin amacı da, bu konuyu sayısal modelleme metoduyla modellemek, incelemek, en etkin, en hızlı ve en basit ısı transferini gerçekleştirme yollarını araştırmaktadır.

1.4. Kaynak Araştırması

Bir boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava akışındaki girdabın etkisi deneysel olarak Sparrow ve arkadaşları [1] tarafından incelenmiştir. Girdap olmayan boru akışındaki ısı transferi ile karşılaştırdıklarında girdap eleman içeren borulardaki ısı transferinin dikkate değer şekilde daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir.

Eş merkezli çift borulu, içteki boru salyangoz girişli, ısı eşanjörlerinde ısı transferi ve basınç kaybı girdap jeneratörü kullanılarak Durmuş ve arkadaşları [2] tarafından incelenmiştir. İnceleme paralel ve karşıt akış durumları için yapılmıştır. Girdaplı karşıt akışta Nusselt sayısında % 120'ye varan bir artış sağlanmıştır. Yerleştirilen girdap salyangozu belirli bir basınç düşümüne sebep olmakla birlikte, ısı transferlerindeki artış dikkate alındığında bunun önemli olmadığı görülmüştür.

Çeşitli kanatçık düzenlemeleri kullanılarak, hava soğutmalı kondenserlerdeki ve sıvılı soğutuculardaki ısı transferi artışları Lozza ve Merlo [3] tarafından araştırılmıştır. Çalışmada 15 adet aynı tür boru fakat değişik kanatçık yüzey geometrisine (düz veya dalgalı) sahip kanatçıklar kullanılmıştır. Kullanılan kanatçıkların ısı değiştiricisinde etkili olduğu görülmüştür.

Yatay bir kanal içerisine yerleştirilmiş blokların ısı transferine etkisi Wu ve Preng [4] tarafından incelenmiştir. İnceleme Reynolds sayısının 260-530 aralığı için sayısal olarak yapılmıştır. Karşıt akışta, blokların yatay kanalda ısı transferini etkin olarak arttırdığı görülmüştür.

Eş merkezli çift borulu bir ısı değiştiricisine yerleştirilen kıvrımlı şeridin ısı transferine ve basınç kaybına etkisi Yıldız ve arkadaşları [5] tarafından incelenmiştir. Deneyler hem eş yönlü, hem de karşıt akış durumları için yapılmıştır. Çift borulu hava soğutmalı sistemde ısı transferi, tüp içerisine kıvrımlı şerit şeklinde türbülötör yerleştirilerek %100 arttırılmıştır.

Alam ve Ghoshdastidar [6], içerisine kanatçık yerleştirilmiş bir borudaki ısı transferini sayısal olarak 4 farklı kanatçık kullanarak incelemiştir. Akış düzgün ve laminer olup boruya sabit ısı akısı uygulanmıştır. İncelemede sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Boru içerisindeki akış için momentum ve enerji denklemleri boru cidarında kanatçık bulunması ve bulunmaması için çözülmüştür. Yapılan çalışma sonucunda iç kanatçıklarla karşılaştırıldığında önemli ısı transferi iyileştirmesi sağlandığı görülmüştür.

Dikdörtgen kesit alanlı dik kanallardaki doğal ısı taşınımını Daloğlu ve Ayhan[7] deneysel olarak incelemiştir. Kanal boyunca periyodik olarak her düzleme dağılmış kanatçıklar yerleştirilmiştir. Kanal duvarları sabit ısı akısı uygulanarak ısıtılmıştır. Çalışmada kanal uzunluğunun kanal genişliğine oranı, 66 olarak alınmıştır. Sonuçlar kanatçıklı yapının doğal taşınım ile ısı transferini azalttığını göstermiştir.

Lee ve Abdel-Moneim[8] yatay bir yüzeyine iki boyutlu elemanlar monte edilen kanaldaki ısı transferi ve akış davranışını incelemiştir. Çalışma sayısal olarak HAD

modeli kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada sabit ısı akısı uygulanmıştır. Kullanılan elemanların ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği görülmüştür.

Şara ve arkadaşları [9] düz yüzeyli bir kanal içerisine dikdörtgen kesitli bloklar yerleştirilerek, ısı transferini araştırmışlardır. Çalışmada ısı transferindeki iyileşme Reynold sayısının, blokların akış yönündeki yerleşiminin ve blok sayısının fonksiyonu olarak bulunmuştur. Çalışma sonucunda, ısı transferinin bloklar arasındaki boşluğa, blokların pozisyonuna ve dizilişine göre arttırılabileceği veya azaltılabileceği bulunmuştur. Belirli bir basınç düşümünde, bloksuz duruma göre en iyi ısı transferi artışı, blokların akışa paralel ve birbirlerine göre rasgele dizilişinde elde edilmiştir.

Dikdörtgen kesitli bir kanalın bir yüzeyine 5 farklı şekilde pürüzlülük ilave edilerek tam gelişmiş akışta, ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri Ahn [10] tarafından incelenmiştir. Çalışmada, geometrinin ve Reynolds sayısının etkisi araştırılmıştır. Sonuçlar üçgen tip elemanların daha yüksek ısı transferi performansına sahip olduğunu göstermiştir.

2. BÖLÜM

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

2.1. Giriş

Farklı sıcaklıkta ve birbirinden katı bir cidar ile ayrılan iki akışkan arasındaki ısı geçişi, birçok mühendislik uygulamasında önem taşır. Bu tür ısı geçişini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz, ısı değiştiricisi olarak adlandırılır ve hacim ısıtmasında, iklimlendirme tesislerinde, termik santrallerde, atık ısının geri kazanılmasında ve kimyasal işlemlerde uygulama alanı bulur [11].

Isı değişim problemlerini çözerken, ısı değiştiricisini seçen mühendis veya dizayn mühendisi tarafından alınan en önemli karar, ısı değiştirici tipinin seçilmesidir. Isı değiştiricilerin çalışma şartları geniş sınırlar içinde değiştiğinden, yapılış ve çalışma yetenekleri değişik isteklere göre belirlendiğinden, ısı değiştirici seçiminde dikkate alınacak faktörlerin tümü özel uygulamalara bağlıdır ve bu nedenle genel kurallar verilemez. Bununla beraber, ısı değiştirici tipini seçerken dikkate alınması gereken faktörler şu şekilde özetlenebilir.

- Konstrüksiyon malzemeleri
- Basınç ve sıcaklık
- Performans parametreleri- sıcaklık programı, debiler, basınç düşümleri
- Kirlenme dirençleri
- Muayene, temizleme, tamir ve ilave
- Akışkanların tipleri ve fazları
- Isı değiştiricinin boyutu
- Bulunabilirlik, ekonomik faktörler

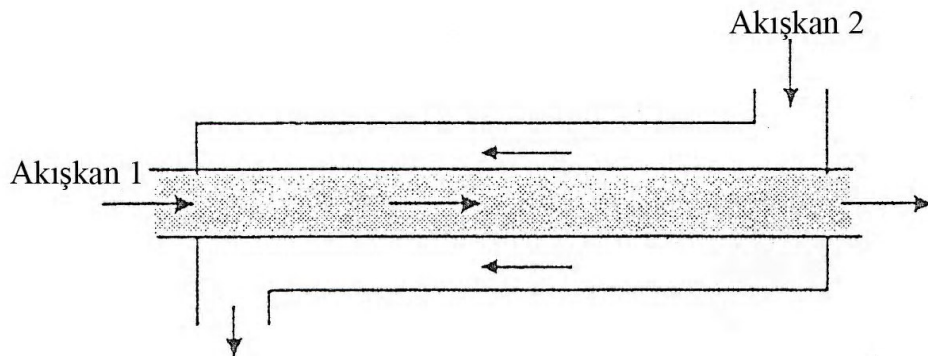
2.2. Isı Değiştirici Tipleri

Isı değiştiricileri, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında ısı enerjisinin değişimini sağlayan cihazlardır. Isı değiştiricileri; transfer prosesine, yzey kompaklığına, konstrüksiyon geometrisine, akış düzenlemesine, akışkan sayısına, ısı transfer mekanizmalarına ve uygulama alanlarına göre sınıflandırılırlar. Isı değiştiricileri, konstrüksiyon geometrisine göre 4 temel sınıfa ayrılır

- Borulu ısı değiştiricileri
- Plakalı ısı değiştiricileri
- Genişletilmiş yzeyli ısı değiştiricileri
- Rejenaratif tip ısı değiştiricileri

2.2.1 Borulu Isı Değiştiricileri

Bir akışkan borunun içerisinden akarken, diğer akışkan borunun dışından akar. Boru apı, boru sayısı, boru uzunluğu, boru adımı ve boru dzenlemesi değiştirilebilir. Bu nedenle borulu ısı değiştiricilerin dizaynlarında oldukça esneklik vardır. Borulu ısı değiştiricileri; çift borulu, gövde borulu ve spiral borulu ısı değiştiricilerinden oluşmaktadır [12].



şekil 2.1. Borulu Tip Isı Değiştiricisi [11]

2.2.1.1. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

Proses endüstrisinde en yaygın olarak kullanılan ısı değiştirici tipidir; yaklaşık olarak kullanılan tüm ısı değiştiricilerinin % 60'ı gövde borulu ısı değiştiricidir. Gövde borulu ısı değiştirici, boru eksenini gövdenin eksenine paralel olacak şekilde büyük silindirik gövde içine yerleştirilen birbirine paralel yuvarlak borulardan yapılır. Akışkanlardan birisi boruların içinden, diğer akışkan ise gövde tarafında borulara paralel veya çapraz olarak akar. Temel elemanları; borular (veya boru demeti), gövde, iki baştaki manifold, boruların tespit edildiği ön ve arka ayna ile gövde içindeki akışı yönlendiren ve borulara destek olabilen saptırma levhaları ve destek çubuklarıdır.

Isıl görev, basınç düşümü, basınç seviyesi, kirlenme, imalat yöntemi ve maliyeti, korozyon ve temizleme problemlerine bağlı olarak çeşitli gövde tarafı ve boru tarafı akış düzenlemeleri kullanılır.

Özellikleri:

- Maksimum basınç: Gövde tarafında 35 MPa, boru tarafında 140 MPa
- Sıcaklık aralığı (73 K) ile (873 K) arasında değişir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyebilir.
- Isıl görev, basınç düşümü, basınç seviyesi, kirlenme, imalat yöntemi ve maliyeti, korozyon ve temizleme problemlerine bağlı olarak çeşitli gövde tarafı ve boru tarafı akış düzenlemeleri kullanılır.

Avantajları:

- Hemen hemen tüm uygulamalar için kullanılabilir; örneğin petrol rafinerileri, termik santraller, kimya endüstrisi vs.
- Son derece esnek ve sağlam dizayna sahiptir.
- Temizleme için demonte edilebilecek, sökülebilecek şekilde dizayn edilebilir.
- Bakımı ve tamiri kolaydır.
- Piyasadan çok kolay bir şekilde bulunabilir. Bu ısı değiştiricilerini sağlayan firma sayısı oldukça fazladır.
- Çoklu üniteleri yapmak kolaydır.
- Bir çok metal ile imal edilebildiğinden akışkan sınırlaması çok azdır.

Dezavantajları:

- Yüksek plaka alanı gerektirir. Bunun yanında demeti sökebilmek için ekstra alana gereksinim vardır.
- 1.6 MPa basınç ve 873 K sıcaklığın altındaki koşullarda plakalı ısı değiştircileri daha ucuz olabilir.

2.2.1.2. Çift Borulu Isı Değiştirciler

Çift borulu ısı değiştircileri en basit ısı değiştirici tipidir. Bir borunun daha büyük çaplı bir boru içerisine eşmerkezli olarak yerleştirilmesi ile elde edilir. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğeri dışarıdaki borudan akar. Bu ısı değiştirciler, istenen basınç düşümü ve sıcaklık farkı gereksinimlerini karşılamak için çeşitli seri ve paralel konfigürasyonlar şeklinde düzenlenebilir. İçteki boru tek veya çok borulu olabilir. Eğer halkadaki ısı taşınım katsayısı düşükse aksel kanatçıklara sahip iç boru (veya borular) kullanılabilir [12].

Özellikleri:

- Maksimum basınç: Gövde tarafında 35 MPa, boru tarafında 140 MPa
- Sıcaklık aralığı: (73 K) ile (873 K) arasında değişir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyebilir.
- Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 0.25–200 m² arasında değişir.
- Maksimum etkinlik: $\epsilon = 0,9$
- Genellikle çoklu üniteler kullanılır.
- Mümkün olduğu zaman karbon çeliğinden yapılır.
- Esas kullanım alanı, küçük ısı transfer alanlarının (50 m²'ye kadar) gerektiği proses akışkanlarının duyulur ısıtılması ve soğutulması içindir.

Avantajları:

- Isıl kapasiteyi ve ısı geçiş yüzey alanını artırmak için seri halde montajları yapılabilir.
- Karşıt akış elde etmek kolaydır.
- Yüksek basınçlara dayanabilir.

- Standart modüler konstrüksiyona sahiptir.
- Bakımı ve tamiri kolaydır.
- Temizlenmesi kolay olduğundan, özellikle kirletici akışkanlar için uygundur.
- Piyasadan kolay şekilde bulunabilir.
- Bir çok metal ile imal edilebildiğinden akışkan sınırlaması çok azdır.

Dezavantajları:

- Özellikle küçük kapasiteler için uygundur.
- Yüksek ısı kapasiteler (1 MW' dan daha fazla) için pahalıdır.

2.2.1.3. Spiral Borulu Isı Değişiricileri

Bir depo içine yerleştirilen spiral şeklinde sarılmış bir veya daha fazla borulardan oluşmaktadır. Isı transfer katsayısı, spiral bir boruda düz bir borudakinden daha yüksek olduğundan spiral sarım kullanılır. Bu ısı değişiricileri genellikle havuz ve depolardaki akışkanların sıcaklık kontrolünde kullanılır [12].

Helisel bir şekilde yapılabilen serpantin adı, sarım çapı ve alanı uygun bir şekilde seçilebilir. Küçük serpantinlerin depo içinde desteğe ihtiyacı olmamasına rağmen, büyük serpantinlerin desteklenmesi gerekir.

Özellikleri:

- Temizleme çok zor olduğundan, temiz akışkanlar için uygundur.
- Soğutma sistemlerinde kullanılan kondenserler ve eş-eksenli evaporatörler olarak dizayn edilirler.

Avantajları:

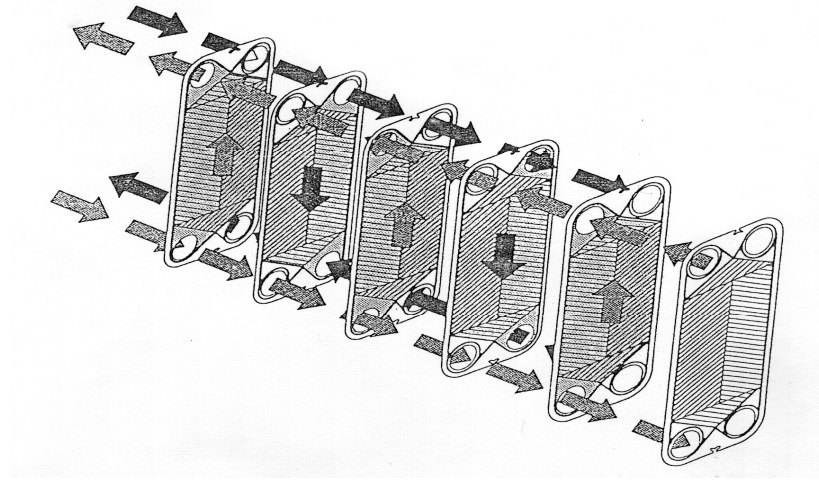
- Basit ve ucuz bir şekilde elde edilebilir.
- Isıl genleşmenin oluşturduğu gerilme problemleri yoktur.
- Spiral borunun dış yüzeyi ve depo kolaylıkla mekanik olarak temizlenebilir.

Dezavantajları:

- Spiral borunun iç yüzeyi mekanik olarak kolay bir şekilde temizlenemez.

2.2.2. Plakalı Tip Isı Değişiriciler

Plakalı ısı değiştiricileri, akış kanallarını oluşturan ince plakalardan yapılırlar. Bunlar, gaz, sıvı veya iki-fazlı akımların herhangi bir kombinasyonu için ısı transfer etmek amacıyla kullanılırlar. Contalı-plakalı, spiral plakalı ve lamelli tiplerinden oluşmaktadır [12].



Şekil 2.2. Plakalı Tip Isı Değiştirircisi [13]

2.2.2.1. Contalı Plakalı Isı Değiştiricileri

Contalı plakalı ısı değiştiricileri, ince metal plakaların bir çerçeve içerisine sıkıştırılarak paket haline getirilmesi suretiyle yapılırlar. Her bir metal plakanın dört tarafında akışkanların geçebilmesi için delikler vardır. Plakalar birleştirilip paket yapılırken uygun contalar kullanılarak akışkanların birbirine karışması ve dışarıya sızıntı yapması önlenir. Plakalar arasındaki boşluklardan, sıcak ve soğuk akışkanlar birbirlerine karışmadan akarlar. Rijitlik sağlamak, plakalar arasındaki mesafeyi sabitleştirmek ve ısı transferini iyileştirmek için plakalar dalgalı Şekilde yapılırlar [12].

Özellikleri:

- Maksimum basınç: Normalde 2.5 MPa'dır. Özel dizaynlarla 4 MPa ıkabilir.
- Sıcaklık aralığı: Normal olarak (248 K) ile (448 K) arasında değişir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyerek (233 K) ile (473 K) olmaktadır.
- Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 1 – 1200 m² arasında değişir.
- Maksimum etkinlik: $\epsilon = 0.95$

- Plakalar paslanmaz çelikten veya titanyum, incoloy veya hastelloy gibi yüksek dereceli malzemeden presle yapılır.
- Contalar, zayıf noktalardır. Contalar, nitril kauçuk, hypalon, viton veya neoprenden yapılır.
- Akışkan sınırlaması esas olarak conta tarafından olmaktadır.
- Gıda, sentetik lastik, kimya, selüloz ve kağıt endüstrisi, kombi cihazları vs. gibi kullanım alanlarına sahiptir.

Avantajları:

- Yüksek ısı transfer katsayısına sahiptir.
- Isıl etkinliği yüksektir; 0.90-0.95 değerinde etkinliğe kadar çıkmak mümkündür.
- Gövde borulu ısı değiştiricilerine göre daha kompakttır.
- Plakalar ince olduğundan maliyet düşüktür. Kullanılabildiği yerlerde normal olarak en ekonomiktir.
- Erişilebilirliği iyidir, muayene ve temizleme için kolayca açılabilir.
- Esnektir, ekstra plakalar ilave edilebilir.
- Az akışkan miktarıyla kısa alıkoyma zamanına sahiptir. Bu nedenle sıcaklığa duyarlı veya pahalı akışkanlar (örneğin makyaj ve parfümeri malzemeleri) için uygundur.
- Kirlenmesi azdır, genellikle düşük kirlenme katsayıları mümkündür.
- Modüler konstrüksiyona sahiptir.
- Bakım kolaylığı avantajı vardır. Kolaylıkla sökülüp temizlenebilir.
- Akışkanlar arası karışma olasılığı azdır, kaçaklar dış tarafa doğrudur.
- Titreşim yoktur.
- Isı değiştirici içinde sıcak ve soğuk bölgeler oluşmaz.

Dezavantajları:

- Plakaların düzlemsel oluşu, conta malzemeleri ve çerçevenin konstrüksiyonu nedeniyle yüksek basınçlara çıkılamaz.
- Kapasitesi, portların boyutuyla sınırlıdır.
- Özel geniş boşluklu plakalar kullanılmaz ise süspansiyon halindeki katılar tarafından kolayca bloke edilebilir.
- Plakalar, korozyon dikkate alındığında, organik solventler için uygundur fakat

contalar uygun olmayabilir.

- Sızıntı riski vardır, contalar daima sızıntı riskini artırır.
- Conta malzemeleri, belli akışkanların kullanımını sınırlayabilir.
- Sıcaklık, conta malzemesi tarafından sınırlandırılır.
- Conta zamanla özelliğini kaybeder, bu nedenle belirli zamanlarda bu contaları değiştirmek gerekebilir.
- Gaz iki-fazlı akış için genellikle uygun değildir.

2.2.2.2. Spiral Plakalı Isı Değiştiricileri

Isı transfer yüzeylerinin plakalardan oluştuğu, silindirik borulardan oluşmadığı plakalı tip ısı değiştiricidir. Spiral plakalı ısı değiştiricileri, 150 ila 1800 mm genişliğindeki uzun ince iki metal plakanın her biri bir akışkan için olmak üzere iki spiral, paralel kanal oluşturacak şekilde spiral şeklinde sarılması ile elde edilir. İki plaka arasına konulan saplamlar ile düzgün bir aralık sağlanabilir. Plakaların iki tarafı contalı kapaklar ile kapatılır. Çeşitli akış konfigürasyonları mümkündür ve bu akış konfigürasyonlarına göre değişik tip spiral ısı değiştiricisi imal edilmiştir [12].

Özellikleri:

- Dizayn basınçları çapa bağlıdır fakat 2 MPa civarında değişmektedir.
- Dizayn sıcaklıkları 673 K'ne kadar çıkabilir.
- Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 0.5–350 m² arasında değişir.
- Özellikle süspansiyonlar ve fiber akışkanlar için uygundur. Bu nedenle kağıt, selüloz, sülfat ve sülfite fabrikaları ve mineral filizinin işlenmesi sektörlerinde sık kullanılır.
- Belli bir yüzey alanı için maliyetleri genel olarak plakalı ısı değiştiricileri ile gövde borulu ısı değiştiricileri arasındadır.
- Malzeme paslanmaz çelik, titanyum, monel vs. gibi soğuk olarak işlenebilen herhangi bir kaynak edilebilir malzeme olabilir.
- Akışkan bakımından sadece konstrüksiyon malzemesi sınırlaması vardır.
- Kirli ve tortulu akışkanlar için uygundur fakat temizlenmesi plakalı ısı değiştiricileri kadar kolay değildir.

Avantajları:

- Yüksek ısı verime sahiptir.
- Kirlenme eğilimi düşüktür.
- Bakım kolaylığı vardır.
- Temizlenmeleri kolaydır ve kimyasal temizleme etkin bir şekilde yapılabilir.
- Basınç kayıpları, gövde borulu ve conta plakalı ısı değiştiricilerine göre azdır.
- Montaj maliyeti düşüktür
- Proses spesifikasyonuna kolayca uyabilir.
- Orta ve yüksek viskoziteli akışkanlar için son derece verimlidir.
- Akış dağılımı iyi ve yüksek hızlar kullanılabilirdiğinden sıcaklığa duyarlı akışkanlar için çok uygundur.
- İstenirse plakalar üzerine oluklar yapılarak ısı transferi iyileştirilebilir.

Dezavantajları:

- Bakım genellikle kolaydır fakat hasar görmüş olan spirallere bakım zordur.
- Boyutları sınırlıdır.
- Conta malzemesi nedeniyle sıcaklık ve basınç sınırlamalarına sahiptir.

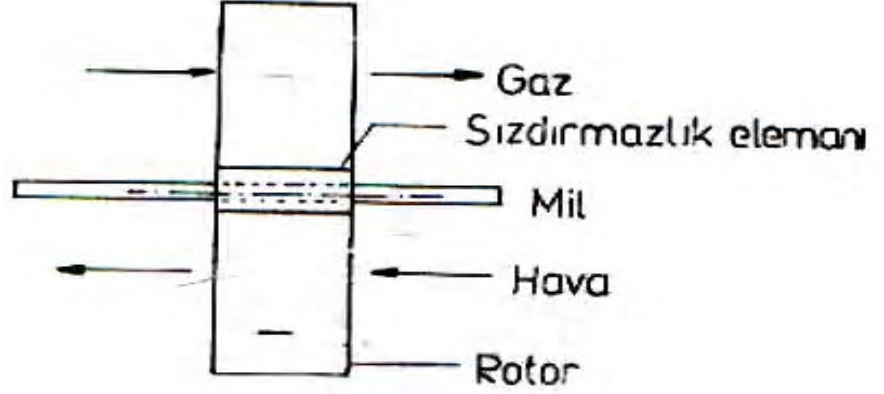
2.2.3. Genişletilmiş Yüzeyle Isı Değiştiricileri

Genişletilmiş yüzeyle ısı değiştiricileri, ısı transfer alanını artırmak amacıyla esas ısı transfer yüzeyi (borusal veya plakalı) üzerinde kanatçıklar veya ilaveler bulunan ısı değiştiricileridir. Gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısı, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısından çok düşük olduğundan, kanatçıklar gaz tarafında kullanılır. En yaygın tipleri plakalı-kanatlı ve borulu-kanatlı ısı değiştiricileridir [12].

2.2.4. Rejeneratif Tip Isı Değiştiricileri

Rejeneratif ısı değiştiricileri, periyodik akışlı ısı değiştiricileridir. Bu ısı değiştiricilerine “Rejeneratörler” de denilmektedir. Rejeneratörlerde, ısı önce sıcak akışkan tarafından bir ortamda depo edilir, daha sonra soğuk akışkana verilir. Isı geçişi dolaylıdır. Kaynaklı saçtan yapılmış bir rotor mevcuttur. Rotor, ısıtma elemanların haznesinde toplayan bir çerçeve olup 2-3 devir/dakika hızda döner. Rotorun içinde, ondüle veya bal peteği şeklindeki ince çelik saçlar ısı transfer alanını arttırmaktadır. Yanma gazları,

rotorun yarı hacminden geçerek ondüle plakaları ısıtırlar. Rotor döndükçe ısınan bu hacimden, soğuk hava karşı yönden geçirilerek ısıtılmış olur. Gaz ve havanın birbirine karışmasını önlemek için rotorun ortasına sızdırmazlık elemanları yerleştirilir [12].



Şekil 2.3. Rejeneratif Isı Değiştiricisi [14]

Avantajları:

- Diğer ısı değiştiricilerine göre daha az yer kaplarlar. Bu sebeple fırın veya kazanlarda ekonomik olmaktadır.

Dezavantajları:

- Basınç kaybı yüksektir.
- Yanma gazları ile hava arasında %3–7 oranında sızıntı vardır.

2.3. Isı Değiştiricilerinin Akım Şekli

Baca gazları ile ısıtılacak akışkan, birbirine bitişik kanallardan sürekli olarak geçirilerek ısı aktarımı sağlanır. Baca gazı ile ısıtılacak akışkan aynı, zıt, paralel yönlü akabilir. Çelik malzemeden yapılmış ısı değiştiricilerinde toplam ısı transfer katsayısı oldukça yüksektir.

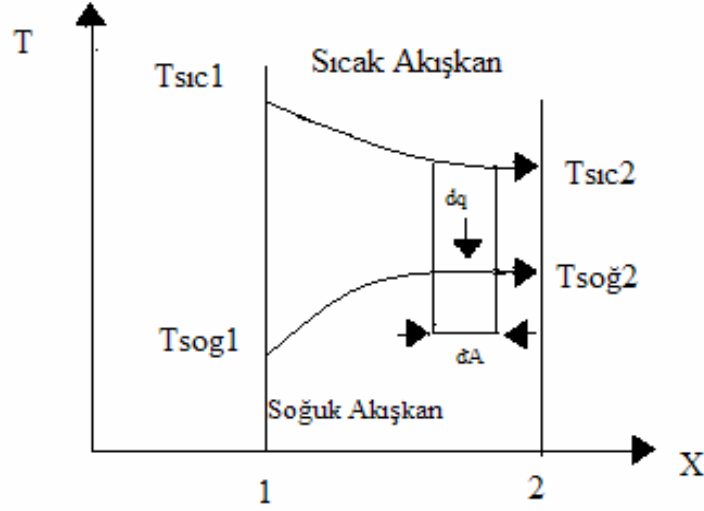
Isı değiştiricileri muhtelif tiplerde olup, farklı sıcaklıklara sahip iki akışkan arasındaki ısı naklini sağlarlar. Toplam ısı transferi;

$$Q=UA \Delta T_m$$

(2.1)

2.3.1. Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri

Bu akım şeklinde akışkanlar değiştiricinin bir ucundan girip aynı doğrultuda akarlar ve değiştiricinin diğer ucundan çıkarlar. Şekil 2.4.'de bu ısı değiştiricisinin paralel akış hali için sıcaklık profilleri görülmektedir. Bu düzenlemede değiştiricinin ısı transferi olan cidarının sıcaklığı fazla değişmez. Bu yüzden ısıl gerilmelerin istenmediği durumda paralel akımlı düzenleme tercih edilir [15].



Şekil 2.4. İç İçe Borulu Isı Değiştiricisinde Paralel Akış Halinde Sıcaklık Profilleri [15]

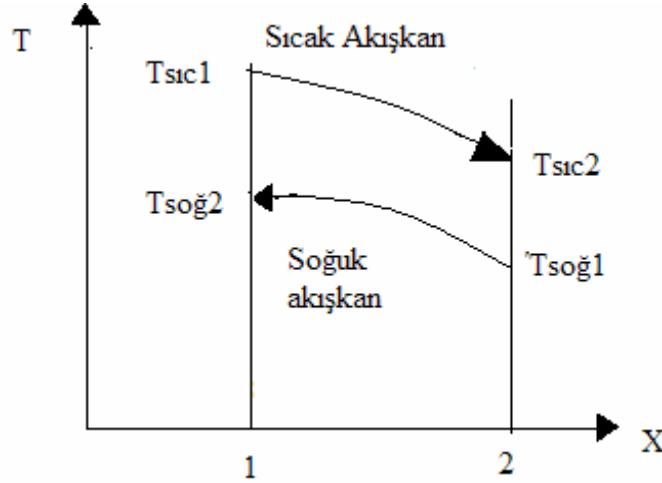
Paralel akımlı ısı değiştiricisinde denklem 2.1.'de kullanılan logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{sicak2} - T_{soguk2}) - (T_{sicak1} - T_{soguk1})}{\ln \left(\frac{T_{sicak2} - T_{soguk2}}{T_{sicak1} - T_{soguk1}} \right)} \quad (2.2)$$

2.3.2. Ters Akımlı Isı Değiştiricileri

Bu tipte akışkanlar değiştirici içerisinde birbirlerine göre ters akarlar. Akışkanların ısı kapasite debilerine göre değiştirici içindeki sıcaklık dağılımlarının değişimi Şekil 2.5.'de verilmiştir.

Ters akımlı ısı değiştiricilerindeki ortalama logaritmik sıcaklık farkı diğer bütün düzenlemelerden daha büyüktür. Diğer tiplere göre bu tipte daha kompakt ısı değiştiricileri elde edilebilmesine karşın pratikte imalat güçlükleri, ısı transferi yüzeylerindeki ısıl gerilmeler ve korozyon tehlikesi nedenleriyle birçok uygulamada ters akımlı ısı değiştiricileri tercih edilmeyebilir[15].



Şekil 2.5. Borulu Isı Değiştiricisinde, Ters Yönde Akış Halinde Sıcaklık Profilleri [15]

Ters akımlı ısı değiştiricisinde denklem 2.1.'de kullanılan logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{sıcak1} - T_{soğuk2}) - (T_{sıcak2} - T_{soğuk1})}{\ln \left(\frac{T_{sıcak1} - T_{soğuk2}}{T_{sıcak2} - T_{soğuk1}} \right)} \quad (2.3)$$

2.3.3. Çapraz Akımlı Isı Değiştiricileri

Bu tipte akışkanlar değiştirici içinde birbirlerine dik olarak akarlar. Akışkanlar değiştirici içinde karışabilir veya karışmayabilir. Akışkan değiştirici içinde bireysel kanallar veya borular içinde akıyor ise ve bitişik kanal içindeki akışkan ile karışmıyorsa bu akış şekline karışmayan adı verilir. Hem ısıtma hem de karıştırma istenen işlemlerde akışkanın karıştığı ısı değiştiricileri tercih edilir. İmalat kolaylığı nedeniyle pratikte kompakt ısı değiştiricilerinin büyük çoğunluğu çapraz akımlı olarak yapılır. Çapraz

akım halinde logaritmik sıcaklık farkı : Paralel akımdaki sıcaklık farkının f düzeltme faktörü ile çarpılması ile edilir[15].

2.4. Isı Değiştiricilerinde Isı Transferi

2.4.1. Bileşik Isı Transferi

Hem iletimin, hem de taşınımın bir arada görüldüğü ısı transferi şekline bileşik ısı transferi denir. Bileşik ısı transferinde, katı cismin içinde iletim ve akışkan içerisinde de taşınım birlikte göz önünde bulundurulmaktadır. Başta ısı değiştiricileri olmak üzere pek çok mühendislik uygulamalarında bileşik ısı transferi kullanılmaktadır.

2.4.1.1. Isı İletimi

Isı iletimi aynı katı, sıvı veya gaz ortamındaki farklı bölgeler arasında veya doğrudan fiziki temas durumunda bulunan farklı ortamlar arasında, moleküllerin farklı bir yer değiştirmesi olmaksızın, moleküllerin doğrudan teması sonucunda oluşan ısı yayılımı işlemidir. İletme işlemi sıvılarda moleküllerin birbirini takip eden çarpışmalar ile olmaktadır. Katılarda ise, moleküllerin ve maddenin yapısını oluşturan kafeslerin titreşimleri veya yüksek sıcaklıktan alçak sıcaklığa serbest elektron sürüklenmesi ile olmaktadır.

Isı iletim çözümlenmesinde asıl amaç, verilen sınır koşulları için bir ortamda sıcaklık dağılımını belirlemektir. Başka bir deyişle, ortamda sıcaklığın yerel olarak nasıl değiştiği bulunmak istenir. Bu dağılım bilindiğinde, ortam içinde veya yüzeyinde herhangi bir noktadaki iletimle ısı akısı Fourier yasasından hesaplanabilir.

Genel ısı iletim denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\rho.c.\frac{\partial T}{\partial t} = k\nabla^2 T + q'' \quad (2.4)$$

Isıl yayılım katsayısı α ,

$$\alpha = \frac{k}{\rho.c} \quad (2.5)$$

şeklinde tarif edilirse, genel ısı iletim denklemi aşağıdaki şekli alır;

$$\nabla^2 T + \frac{q'''}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.6)$$

Burada ∇^2 laplasyen operatörü olup;

$$\text{Kartezyen koordinatlarda: } \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.7)$$

$$\text{Silindirik koordinatlarda: } \nabla^2 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} + \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.8)$$

şeklinde yazılmaktadır.

2.4.1.2. Isı Taşınımı

Bir yüzey üzerinden veya bir boru içerisinde akan akışkanın sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı ise akışkan hareketi sonucu akışkan ile yüzey arasındaki ısı transferi mekanizması taşınım(konveksiyon) olarak adlandırılır. Akışkanın hareketi uygulanan basınç farkı nedeni ile oluşuyorsa, örneğin ısıtılmış bir borudan pompa ile akışkanın devredilmesi v.b. gibi dıştan enerji sarfı ile oluyorsa taşınım zorlanmış taşınımdan, akışkan hareketi yoğunluk farkı nedeni ile oluşuyorsa, örneğin bir sobanın veya radyatörün çevresini ısıtması v.b. gibi bu durumda da doğal taşınımdan bahsedilir.

Taşınılma ısı transferinde ısı bir yüzeyden hareket halindeki bir akışkana transfer edildiğinden, ısı transferi işlemi akışkan içerisindeki ısı iletimi mekanizmasına ek olarak enerjinin hareket halindeki akışkan tarafından taşınmasını da içerir. Akışkan hareket etmiyorsa taşınılma ısı transferi, iletimle ısı transferi ile aynıdır. Taşınılma ısı transferinde amaç, yüzeyden hareket halindeki akışkana ısı akısını hesaplamaktır.

Yüzey sıcaklığı T_s yüzey ile temasta bulunan akışkanın sıcaklığı T_∞ ise yüzey ile akışkan arasındaki ısı akısı;

$$q'' = h.(T_s - T_\infty) \quad (2.9)$$

İfadesi ile hesaplanır. Bu ifade Newton soğuma yasası olarak adlandırılır ve ısı taşınımının özel kanunudur.

h : Yüzey ile akışkan arasındaki ısı transfer katsayısı ($W/m^2 \cdot K$)

T_s : Yüzey sıcaklığı (K)

T_∞ : Kanal içerisinde akışkanın ortalama sıcaklığı (K)

3. BÖLÜM

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

(HAD) MODELLEMESİ

3.1. HAD

Akışkanlar mekaniği ve ısı akışı, mekanik bilim alanının en karmaşık ve modellenmesi en zor bir problemidir. Bu nedenle araştırmacıların hala bu alanda yapacakları ve konuya olacakları katkıları büyük boyutlardadır. Bu alanda bilgisayar donanım ve yazılım teknolojilerine paralel olarak geliştirilen çok sayıda bilgisayar destekli çözüm modelleri mevcuttur. Bu modeller Akışkanlar dinamiğini tarifleyen ana denklemlerin bilgisayarın özelliklerine göre değişik sayısal yöntemler kullanarak çözülebilir hale getirilmesi ile oluşmaktadır. Geliştirilen çözüm yöntemleri tümü Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin (Computational Fluid Dynamics) (HAD) temelini oluşturur. Çözüm, belirli bir mühendislik hassasiyeti ile tek bir bilgisayar veya birkaç taneden birkaç bin tane işlemcinin kullanıldığı paralel hesaplama yöntemleri ile akış ve enerji denklemlerinin formülasyonunu ve çözümünü kapsamaktadır [17].

HAD yöntemlerinin akış ve ısı transferi alanlarının modellenmesinde büyük gelişmeler sağladığı görülmektedir. Daha önceden pek çok anlaşılmayan akış özelliklerinin doğası bu yöntemle anlaşılır hale gelmiştir. Endüstride birçok uygulamalı mühendislik probleminde kullanılan HAD tekniklerinin deneysel gözlemleri de destekleyen bir yöntem olarak kullanımı her geçen gün büyümekte ve yeni bir teknoloji alanı ortaya çıkmaktadır. HAD kod program analizleri, bilimsel çalışmalara maliyet ve zaman açısından olumlu katkılar sağlamaktadır.

HAD modellenmesi, akışkan alanını etkileyen denklemlerin çözümlenmesi yolu ile modellenmesidir. Bir HAD model, akış içerisindeki bütün önemli noktaların

simülasyonunu ihtiva etmelidir. Bir HAD modelden, deneylerin çoğunda elde edilen ekonomiklik ve hız gibi sonuçlar beklenmektedir.

Güçlü bilgisayar sistemlerinin gelişimindeki hızlı artışla birlikte HAD kodu, tamamlayıcı olarak büyük ilgi çekmektedir. Isı değiştiricilerinin tasarımı, borularda ve kanallarda akış, oda ve bina içlerinde akış gibi konularda da HAD uygulamaları mevcuttur. HAD analizlerinde hız dağılımları, sıcaklık dağılımları, basınç dağılımları gibi, model içindeki akış hakkında ayrıntılar elde edilebilmektedir.

3.2. FLUENT Kod Programı

HAD kod programlarının iç ve dış akışların simüle edilmesinde kullanımı dikkate değer bir şekilde artmaktadır. 1980'li yıllardan beri endüstride ve bilimsel çalışmalarında akış problemlerinin HAD ile çözümü geniş bir alanı kaplamaktadır.

FLUENT kod programı, sonlu hacimler tabanlı bir HAD kodudur. HAD alanında en çok kullanılan programlardan olan bu programın, birçok endüstri alanında geniş bir kullanım alanı vardır. Havacılık, otomotiv, turbomakine (fan, kompresör, pompa, türbin), kimya, beyaz eşya endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok alanda akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin aynı arayüz kullanarak çözümünde kullanılmaktadır.

Bu kod program, sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışlar için, sayısal akışkanlar dinamiği kod çözücüsüdür. Taşınım, iletim ve radyasyonla ısı geçişinde laminar ve türbülanslı akışlarda hızlı ve güvenilir çözümler üretmektedir.

FLUENT'te modelleme işleminden önce, GAMBIT kod programında modelin fiziki görünüşü ve ağ yapısı oluşturulur. Akışkan ve katı bölgeler belirlendikten sonra oluşturulan dosya FLUENT kod programında açılır. Hesaplama modelinin seçimi, akışkanların giriş şartları, ayrıştırma yöntemi gibi birçok işlemin göz önünde bulundurulması gereklidir.

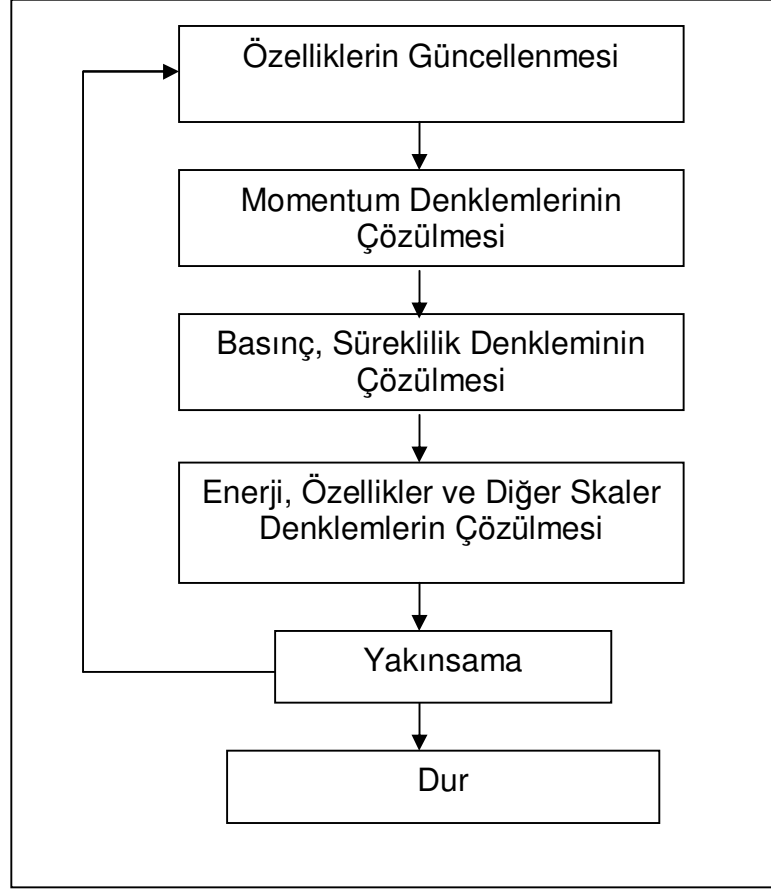
3.3. Sonlu Hacimler Metodu

Sonlu hacimler metodu; özellikle akışkanlar mekaniği ve ısı transferi uygulamalarında sayısal bir modelle bilgisayar teknolojilerini kullanarak çözümlene yapan ve sayısal akışkanlar dinamiğinde kullanılan yöntemlerdendir.

Sonlu hacimler metodu, sonlu farklar metodunun özel bir şekli olarak, üç ana sayısal çözüm teknik (sonlu farklar, sonlu elemanlar, spektral metotlar) kullanılarak geliştirilmiştir. FLUENT'in sayısal algoritmasında öncelikle model içinde akışı temsil eden korunum denklemlerinin integrasyonu yapılır, daha sonra integrasyonu yapılan denklemlerde taşınım, iletim ve kaynak terimleri akışı temsil eden sonlu farklar tipi yaklaşımlarla yerine konur. İntegral formundaki denklemler cebirsel denklem sistemine dönüştürülür. Son olarak bu cebirsel denklemler iterasyon metotlarından biri kullanılarak çözüme gidilir.

3.4. Ayrık Çözüm Yöntemi

Bu çalışmada ana denklemlerin çözümlenmesinde ayrık çözüm yöntemi kullanılmıştır. Çözüm yönteminde, ana denklemler ardışık olarak çözen, bir çözüm algoritması kullanılır. Önce hesaplama hacmi olarak, genel bir hesaplama ağı kullanılmakta olup, model yapı üzerinde ayrıklaştırmalar yapılır. Ayrık çözüm metodu uygulanırken denklemler ayrı ayrı çözülmektedir. Bir denklem çözüldükten sonra elde edilen sonuçlar diğer denklemlerde de kullanılmaktadır. Sonuçlarda yakınsama oluşuncaya kadar çözüm döngüsü, iterasyon işlemiyle devam etmektedir. Şekil 3.1.'de bir ayrık çözüm yönteminin akış şeması verilmiştir.



Şekil 3.1. Ayrık Çözüm Yöntemi Akış Şeması

3.5. Sonlu Hacimler Metodu ile Denklemlerin Ayrık Hale Getirilmesi

Kontrol hacim tekniği kullanılarak kütle, enerji ve momentum denklemlerini de içeren kontrol denklemleri cebirsel denklem haline dönüştürüldükten sonra çözülebilmektedir. Çözüm yönteminde, hesaplama alanı genel bir ağ kullanılarak ayrıklaştırılmış kontrol hacimlerine bölünmektedir. Bu işlemden sonra korunum denklemleri ayrıklaştırılmış bilinmeyenler (hızlar, basınç ve diğer skaler büyüklükler) için cebirsel denklemler oluşturularak tek tek kontrol hacimleri üzerinde bütünleştirilerek ayrıklaştırılmış denklemler çözülmektedir.

3.6. Temel Denklemler

3.6.1. Korunum Denklemleri

Türbülanslı akışın modellenmesi, Reynolds gerilmelerini içeren hesaplanabilir formülasyonlar içindeki anlık denklemin çevrilmesi, ortalama bir Re sayısı kullanılarak laminer akışlar için bulunması temel koruma denklemlerinin ortalama zamanda alınmış formuna dayandırılmıştır. Koruma denklemlerinin dört formu şunlardır: [19]

- Kütleinin korunumu
- Momentumun korunumu
- Genel skala özelliklerinin korunumu
- Enerjinin korunumu

3.6.1.1. Kütleinin Korunumu

Kartezyen koordinatlardaki kütleinin korunumu denklemi aşağıda belirtilen formdadır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = S_d \quad (3.1)$$

Yoğunluk sabit ise denklem,

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.2)$$

ve ortalama zamanda alınmış formu,

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i + \overline{\rho' u_i'}) = S_d \quad (3.3)$$

Burada S_d , yayılma fazından sürekli faza geçişte eklenen kütlelerdir.

3.6.1.2. Momentumun Korunumu

Modellemede kullanılan momentumun korunumu denklemi aşağıdaki şekildedir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i + F_i \quad (3.4)$$

p: statik basınç

μ : dinamik vizkozite

g: yerçekim ivmesi

F_i : dış kuvvetler

3.6.1.3. Genel Skala Özelliklerinin Korunumu

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left[\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\Gamma_\phi \frac{\partial\phi}{\partial y}\right] + S_\phi \quad (3.5)$$

Burada Γ_ϕ difüzyon katsayısı, S_ϕ ϕ özelliğinin kaynağıdır.

3.6.1.4. Enerjinin Korunumu

Enerjinin korunumu denklemi, statik entalpinin korunumu şartlarında program çözülmesidir. Basınç ve dış kuvvetlerden dolayı türlerin difüzyonu ihmal edilebilir ve enerji denklemi aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(k \frac{\partial T}{\partial x_i}\right) - \frac{\partial}{\partial x_i} \sum_j h_j J_j + \frac{\partial p}{\partial t} + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + S_h \quad (3.6)$$

T : sıcaklık

τ_{ij} : viskoz gerilme tensörü

J_j : j ' türünün akısı

k : karışımın ısı iletkenliği

S_h : yayılma fazıyla ısı değişimi yüzünden entalpi kaynağı terimi

h statik entalpidir ve aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$h = \sum_i m_i h_i \quad \text{ve} \quad h_i = \int_{T_{ref}}^T c_{p,i} dT \quad (3.7)$$

Burada T_{ref} referans sıcaklık, $c_{p,i}$ türünün sabit basınçtaki özgül ısısıdır.

3.7. Türbülanslı Akışın Modellenmesi

Bir türbülanslı akışta, seri karmaşık olaylar yer alır ve akış davranışı rastgeledir. Türbülanslı akışın rastgele doğası, bütün akış parçacıklarının hareketinin tamamen tanımlanmasını engellemektedir [18].

Bir noktadaki hız, ortalama zamanda alınmış dalgalanan bileşenlerin toplamı olarak kabul edilir. ($u_i = \bar{u}_i + u'_i$) temel momentum denge verimine yerleştirilerek, genel tesir oranlı momentum denklemi elde edilir. Bu Reynolds gerilmelerinin, türbülansın etkisi ile birleştirilmesi ve ortalama zamanda alınan hıza göre oluşan momentum koruma denklemi ile aynı formdadır.

Reynolds gerilmelerinin yaklaşık tahmini için, iki farklı türbülans modeli kullanılır; Standart k-ε modeli ve Reynolds gerilme modeli.

k-ε modeli, yarı ampirik bir modeldir. Jet akışı, borulardaki akış, düzlem kayma tabakalı gibi, türbülanslı akışların modellenmesinde önemli ölçüde kullanılır. Bu çalışmanın konusu olan ısı değıştircilerindeki akış, k-ε modeli ile modellenmiştir.

Reynolds gerilme modeli ise, daha karışık bir modeldir. Siklon ayırıcıları, girdap yakıcılarında vb. modellerde daha kesinlik sağlarlar.

3.7.1. k-ε Modeli

k-ε modeli eddy-vizkozite modeli olarak da bilinir. Reynolds gerilmesinin, ana hız gradyanı ile orantılı olduğu varsayılır. Bu Boussinesq hipotezi olarak bilinir.[19]

Gerilmeler

$$-\rho u'_i u'_j = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.8)$$

μ_t : türbülans vizkozitesi

δ_{ij} : kroneker delta sensörü

u_i, u_j : ana hızlar

k : türbülanslı kinetik enerji $\left(\frac{1}{2} \sum_i \overline{u_i^2}\right)$

türbülanslı eddy-viskozitesi moleküler viskoziteden farklıdır. Fakat laminar akıştaki moleküler viskozite ile aynı rolü oynar ve moleküler viskozite yerine efektif viskozite kullanılır.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.9)$$

Türbülanslı viskozite μ_t , türbülanslı hız ve uzunluk skalası ürünlerinin oranları olarak varsayılır. Bu skalalar türbülans kinetik enerjisinden k ve yayılma oranı ϵ elde edilir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.10)$$

C_μ , oranlanabilirliğin ampirik sabitidir. (0.009 değerine yakındır)

k - ϵ modeli, Reynolds gerilmesinin izotropik olduğu, basit akışlar için iyi sonuçlar veren bu konsepti temel almıştır. Buna rağmen yukarıda tanımlandığı gibi μ_t doğrultusunda türbülans izotropik bir tanımı da vardır ve bu tahmin, yüksek izotropik olmayan türbülansa uymaz.

k - ϵ modelinde, k ve ϵ değerine türbülans viskozitesini hesaplamak için gerek duyulur ve taşıma denklemlerinden elde edilir.

k 'nın değeri aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \epsilon \quad (3.11)$$

ϵ 'nin değeri aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{K} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3.12)$$

$C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}$: ampirik sabitler

$\sigma_k, \sigma_\epsilon$: prandtl sayıları

G_k : ana akışkan k'nın üretimi

Türbülanslı kinetik enerjinin üretim oranı aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (3.13)$$

Tablo 3.1. k- ϵ modelde kullanılan ampirik sabitler (19)

SABİT	C_μ	σ_k	σ_ϵ	$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$
DEĞER	0.09	1.0	1.3	1.44	1.92

4. BÖLÜM

ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN MODELLENMESİ

4.1. Giriş

HAD bilgisayar kodu, sonlu hacimler, sonlu farklar ve sonlu elemanlar metotları yardımıyla denklemleri sayısal olarak çözmektedir. Akış alanının HAD ile modellenmesi; akış alanı geometrisi, akış aerodinamiği ve sınır şartlarına bağlı olarak farklı yollardan yapılabilir. Bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulaması üç aşamadan meydana gelir. [18]

- Önışlem; GAMBIT programında fiziki boyutlarının girilerek problemin modellenmesi, meş-grid oluşturma
- FLUENT'te sınır şartlarının girilmesi ve çözümün yapılması; viskoz ve viskoz olmayan akış modelleme, türbülans modelleri vs.
- Son işlemler: sonuçların değerlendirilmesi ve sonuçların grafiğe dönüştürülmesi

Önışlem; incelenecek problemin çözüm aşamasına getirilmesi için yapılan tüm çalışmaları kapsar ve kullanılacak çözüm yöntemine uygun bir çalışmayı gerektirir. Genelde geometrik modelleme için başlangıç noktasıdır.

Simülasyona başlamadan önce, modellemenin amacı, hesaplamalı modelin seçimi (fiziksel sistem, sınır şartları, 2-3 boyut), grid oluşumu, fiziksel model tanımlamaları, türbülanslı modelin seçimi ($k-\epsilon$ ya da RSM) gibi bir kaç nokta göz önünde bulundurulmalıdır.

4.2. Problemin Modellenmesi

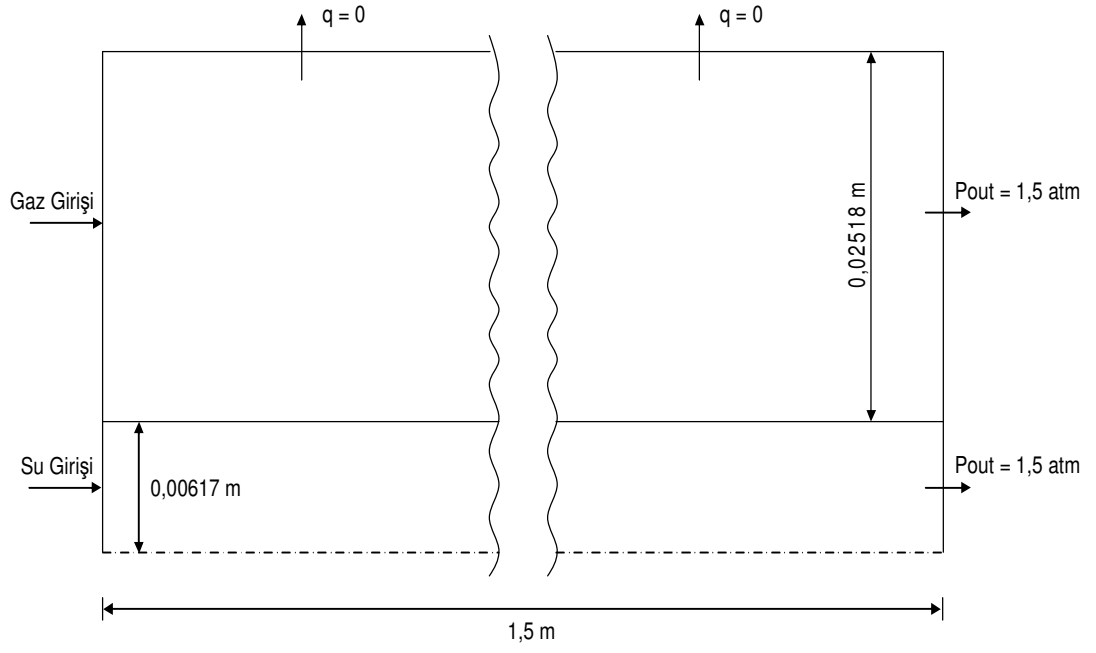
Bu çalışmada, borunun içerisinden su, dışından ise hava akmaktadır. Isı değıştiricisinin ilk başta kanatlı yapının kanatsız yapıya göre ısı transferine etkisi incelenmiştir. Daha

sonrada kullanılan kanatın yükseklik, kalınlık ve kanatlar arası mesafesi gibi parametrik değerleri değiştirilerek kanat yüksekliğinin, kanat kalınlığının ve kanat sayısının ısı transferine etkisi ters ve paralel akış için analiz edilerek optimum kanat yapısı tespit edilmiştir. En son bölümde de kanatçık değişik açılarda eğilerek ısı transferine etkisi incelenmiştir. Bütün bu hesaplamalara ilaveten gaz giriş hızı da 6 farklı değerde alınarak ısı transferine etkisi incelenmiştir. Yapılan tüm işlemlerde gaz giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkları da hesaplanmış ve grafiğe aktarılmıştır.

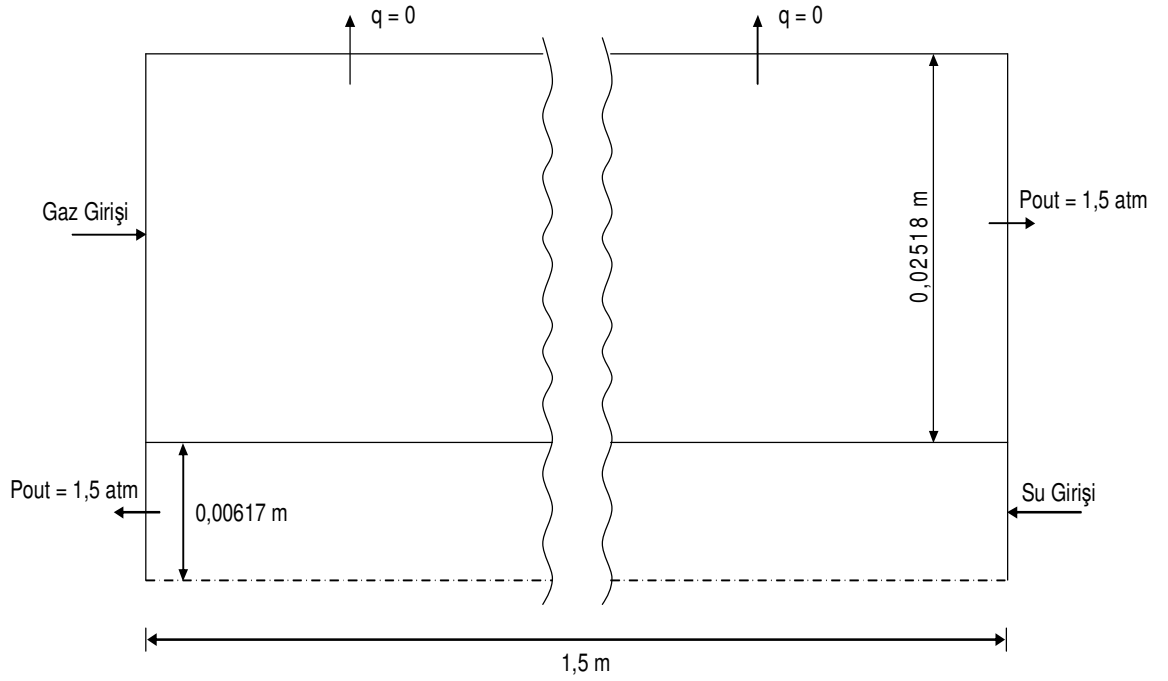
Bu çalışmada ısı değiştiricisi GAMBIT programında modellenmiştir. Modelin fiziki özellikleri GAMBIT programında oluşturulduktan sonra FLUENT kod programında çözümlenmiştir. Isı değiştirici ve kanat malzemesinin termofiziksel değerleri FLUENT kod programının kütüphanesinde yer alan sabit özellikler kullanılmıştır. Sayısal analizdeki matematiksel modeller; kütle, momentum, enerji ve skaler değişkenler için korunum denklemlerinin sayısal çözümüne dayalıdır.

Bu çalışmada kullanılan kod programda yüzeylere ait sınır şartları program içinde yer alan seçeneklerde veri olarak girilmiştir. Isı değiştiricide duvar yüzeyleri havanın, suyun giriş ve çıkış bölgeleri, ayrıca akışkan bölgeleri fiziki olarak GAMBIT kod programında tanımlanmıştır. Sayısal analizde akışkan olarak kullanılan hava ve suyun girişleri hız ve sıcaklık (Velocity Inlet) olarak girilmiştir. Çıkıştaki koşulları ise normal çıkış (Pressure Outlet) olarak verilmiştir.

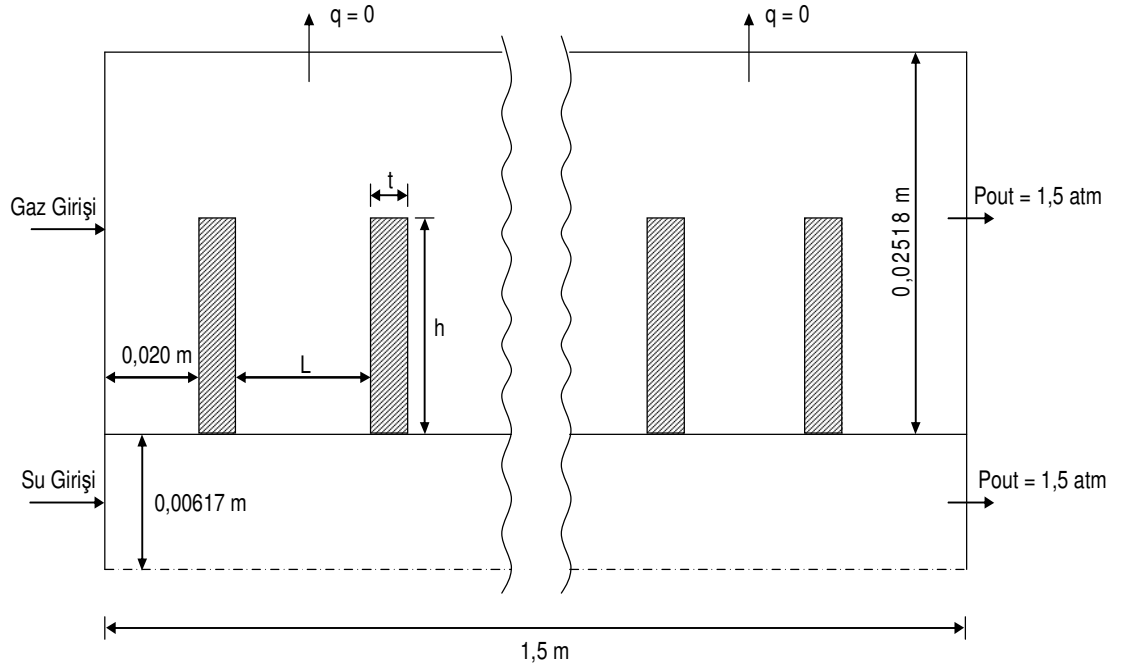
Nümerik çalışmanın yapıldığı modeller şekil 4.1., 4.2., 4.3., 4.4., 4.5. ve 4.6.'da gösterilmiştir.



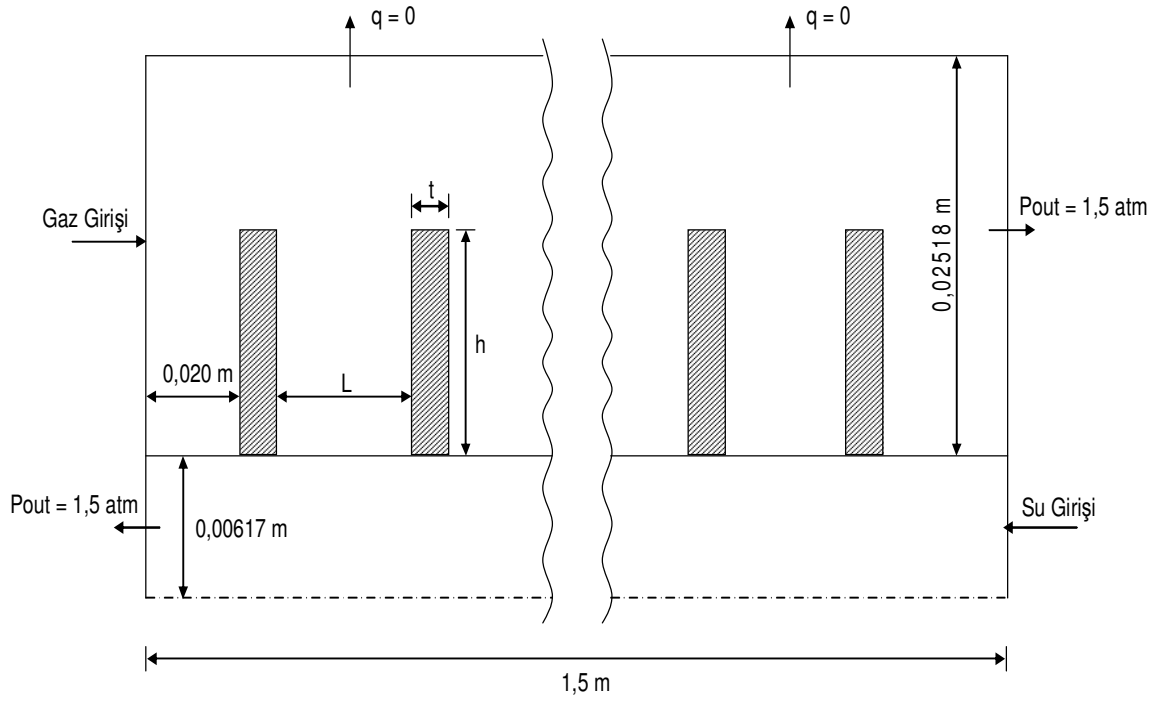
Şekil 4.1. Paralel Akışta Kanatsız Yapı



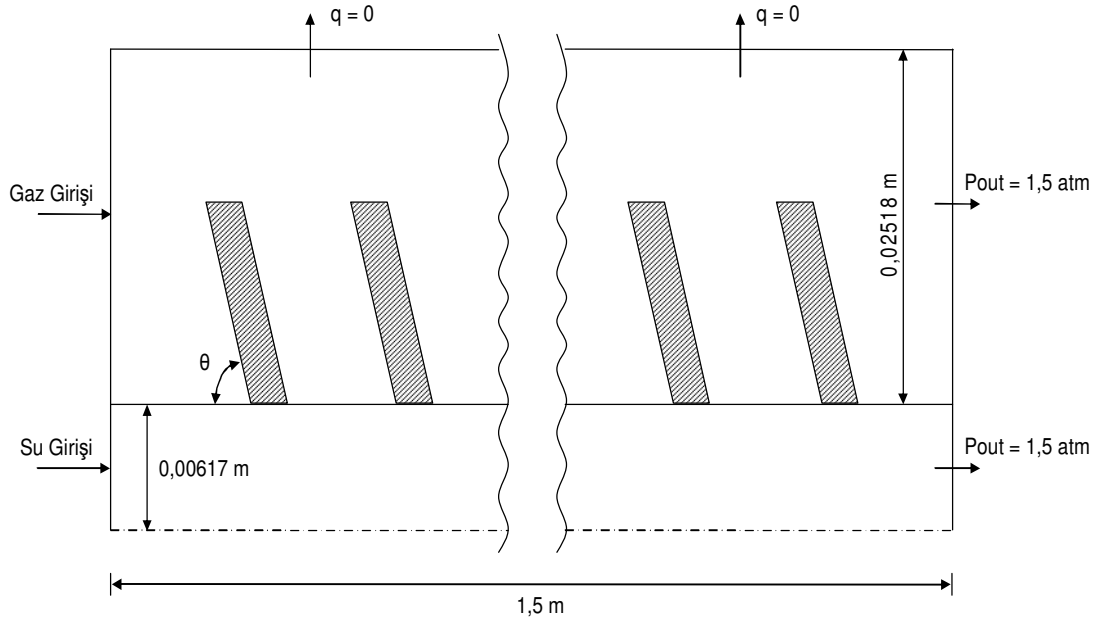
Şekil 4.2. Ters Akışta Kanatsız Yapı



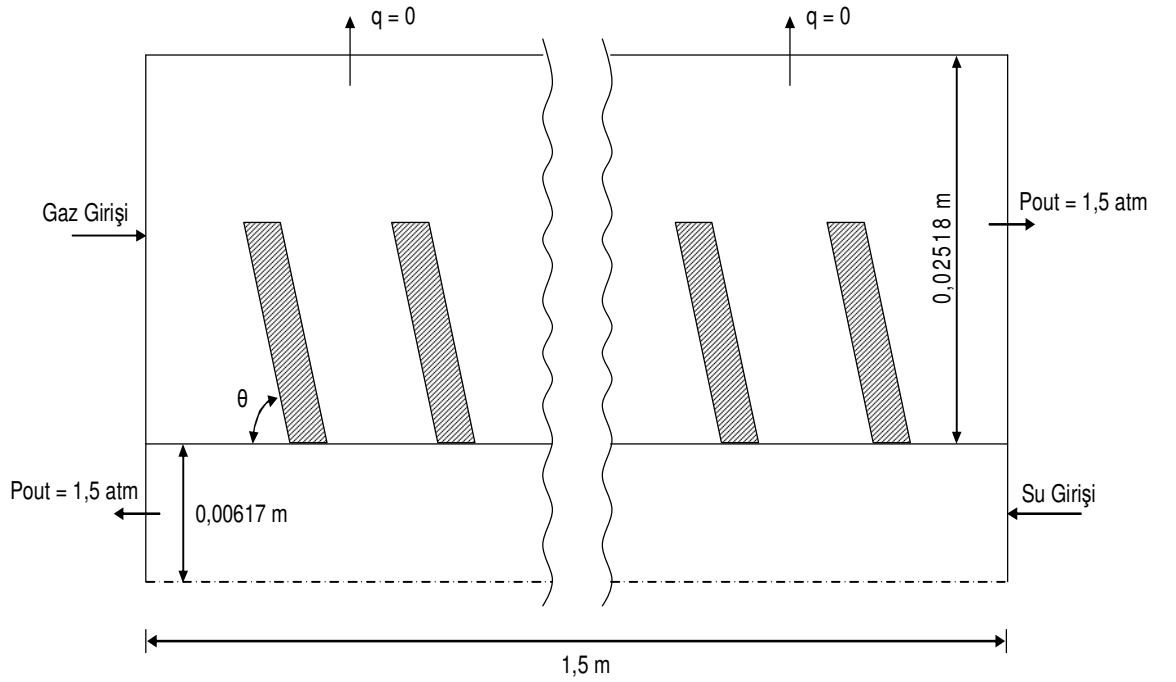
Şekil 4.3. Paralel Akışta Kanatlı Yapı



Şekil 4.4. Ters Akışta Kanatlı Yapı



Şekil 4.5. Paralel Akışta Açılı Kanatlı Yapı



Şekil 4.6. Ters Akışta Açılı Kanatlı Yapı

Isı değiştiricisi bir HAD programı olan Fluent 6.3 kullanılarak modellenmiştir. Isı değiştiricisinin tam silindirik ve simetrik olması nedeniyle, modelleme iki boyutlu aksenal simetrik olarak gerçekleştirilmiştir. Dış kısımda boruya ısı transferini arttırmak için kanatçık monte edilmiştir.

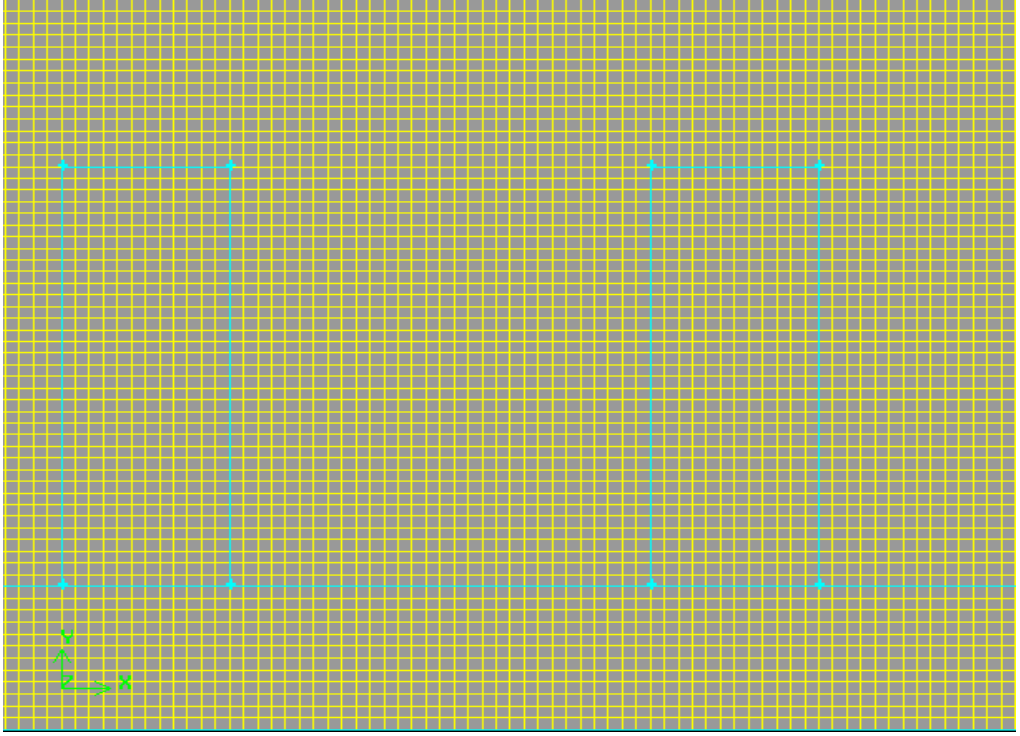
Parametrik hesaplamalarda kanatçık kalınlığı t : 0.001, 0.002, 0.003, 0.004, 0.005, 0.006m olmak üzere 6 farklı değerde ve kanat yüksekliği de h : 0.006, 0.012 ve 0.018m 3 farklı değerde olacak şekilde seçilmiştir. Ters ve paralel akış için ilk aşamada 36 farklı çözüm elde edilmiştir. Bu çözümlerden en iyi ısı transferine sahip yapı tespit edilerek, kanat sayısının tespiti için kanatlar arası mesafenin L : 0.020, 0.015, 0.014, 0.013m olduğu durumlarda ters ve paralel akışta 8 adet çözümlenmeye ulaşılmış ve bu sonuçlardan da en iyi ısı transferini sağlayan kanat mesafesi de tespit edilmiştir. Üçüncü aşamada ise bulunan optimum kanat Q : 45, 60, 75, 90, 105, 120 ve 135° derece açılarla eğilerek yine ters ve paralel akışta 12 farklı çözüme ulaşılmıştır. Burada bulunan optimum kanat açısı alınarak gaz giriş sıcaklığı V : 2, 3, 4, 5, 6, 7 m/s hızlarda 6 farklı değerde ters ve paralel akışta incelenerek 12 farklı sonuca ulaşılmıştır. Bütün yapılan çözümlerde gaz giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkları da hesaplanarak sonuçlar grafik haline getirilmiştir.

4.3. Grid Oluşumu

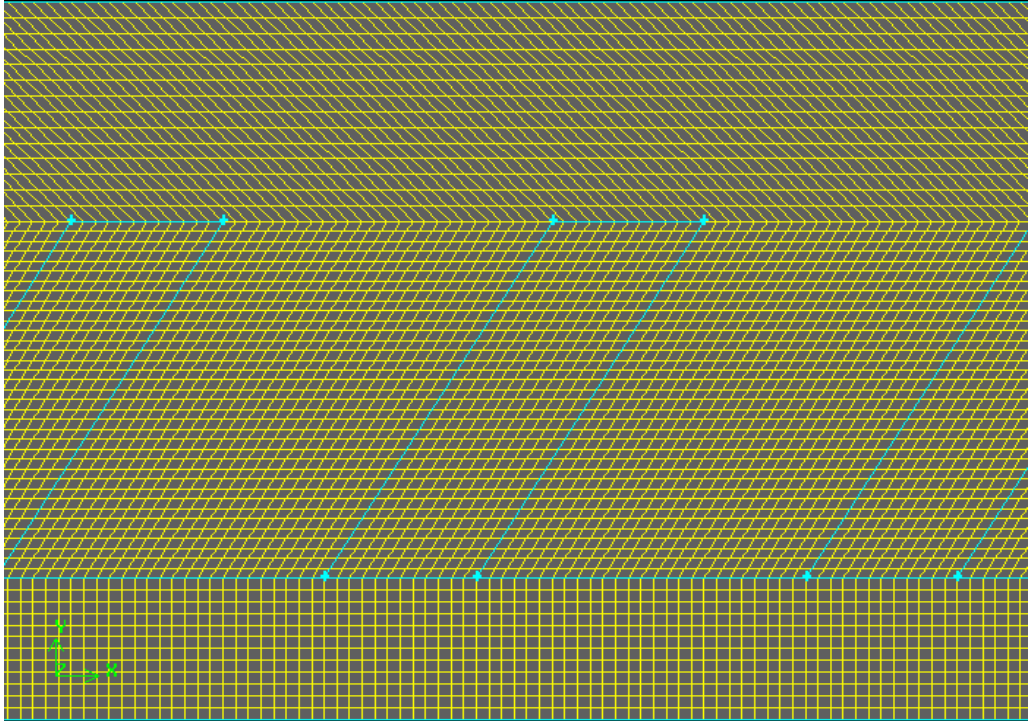
Modelde simülasyona başlamadan önce uygun grid yapısının oluşturulması gereklidir. Grid, hesaplama alanının çok küçük alt hesaplama alanlarına (veya hacimlerine) bölünmesi ve gerekli matematiksel çözümlerin tüm bu gridlerde ayrı ayrı yapıp daha sonra hepsinin birleştirilerek tüm hesaplama alanı içindeki nihai çözümün elde edilmesi için kullanılır. Yapılan hesaplamaların tümünde $0,0005 * 0,0005m$ ile mesh atılmıştır. Parametrik çalışma ile bu mesh boyutunun mesh bağımsızlığını sağladığı tespit edilmiştir.

Grid yapısının, simülasyonun sayısal çözüm dengesi ve doğruluğu üzerinde geniş bir etki oluşturduğu bilinmektedir. Model geometrisi, grid tarafından tanımlanan kontrol hacimlerinden oluşur. Hesaplama alanı içindeki grid yoğunluğu ne kadar fazla olursa, genel olarak akışkan dinamiği çözümünün hassasiyeti de o kadar artar denilebilir.

Bu çalışmada kullanılan ısı değiştiricisinin modellenmesi için, Gambit koordinat grid sistemi kullanılarak model için aksi simetrik grid geliştirilmiştir.



Şekil 4.7. Kanatlı Yapının Mesh Görünümünden Bir Kesit



Şekil 4.8. Açılı Kanatlı Yapının Mesh Görünümünden Bir Kesit

4.4. Fiziksel Özellikler

Akışkanın fiziksel özellikleri, akış problemlerinin çözülmesi için gereklidir. Akışkanın fiziksel özellikleri, sıcaklığın bir fonksiyonu, bir sabit vs. değişik yollarla tanımlanabilir. Fluent, kg/m-s biriminde dinamik viskozite gibi viskoziteyi cevaplar. Akışkan viskozitesi, ısı iletkenlik ve özgül ısı kapasitesi sıcaklığın bir fonksiyonu gibi tanımlanır.

Akışkan yoğunluğu, ideal gaz kanunu yoluyla tanımlandı. Her bir türün moleküler ağırlıkları ve kütle oranları yerel sıcaklık ve işletme basıncı kullanılarak akış içindeki her bir noktanın yoğunluğunu hesaplamak için kullanılır. Yoğunluk, aşağıdaki denklemden hesaplandı.

$$\rho = \frac{P_{OP}}{RT \sum_i \frac{m_i}{M_i}} \quad (4.1)$$

R : Üiversal gaz sabiti

M_i' : i türünün moleküler ağırlığı

m_i' : i türünün kütle oranı

P_{OP} : İşletme basıncı

Bu çalışmada akış daimi ve iki boyutludur. Kanatçıklarda ve ara yüzeylerde katı malzeme olarak çelik, iç kısımda su, dış kısımda ise akışkan olarak hava kullanılmıştır. Havanın özgül ısı c_p 1021 J/kg-K, ısı iletkenliği 0,0373 W/m-K, viskozitesi 2,507 · 10⁻⁵ kg/m-s olarak alınmıştır. Alüminyumun ise yoğunluğu 2719 kg/m³, özgül ısı c_p 871 J/kg-K ve ısı iletkenliği 202,4 W/M-K olarak alınmıştır. Akışkanlara ve malzemeye ait diğer özellikler Ek'deki FLUENT programından alınan özet raporların içinde verilmektedir.

4.5. Çözüm Yöntemleri

Bu nümerik çalışma da, bir HAD programı olan Fluent 6.3 kullanılarak modelleme gerçekleştirilmiştir. Denklemi etkileyenler, türbülans şiddeti, türler ve enerji, momentum ve kütle korunumu, temel tekniklerle bir kontrol hacmi kullanılarak çözülmüştür.

Bu tekniklerde, öncelikle, alan genel eğrilerden meydana gelen bir grid kullanılarak, farklı kontrol hacimleri içinde kısımlara ayrılır. Sonra, etkilenen denklemler, farklı bilinmeyenler için denklemler kurularak, her bir kontrol hacmi üzerinde tamamlanır.

Benzer kontrol hacimleri içindeki, karışık olmayan grid deposunda kullanılan farklı kontrol hacimlerinin tanımlanması, bütün etkilenen denklemlerin tamamlanması için kullanılır. Bütün değişkenler ve skalalar kontrol hacminin hücre deposunda depolanır.

4.5.1. Çözüm Algoritması

Denklemler, hesaplamalı hücreler üzerinde tanımlanır ve benzer diğer sonlu hacimlere indirgenir. Sonra, 3.6 denkleminde gelen denklemler birleştirilir. Sonuçta cebrik denklemler, aşağıda gösterilen genel formda yazılabilir [17].

$$\phi \cdot P \sum_i (A_i - S_p) = \sum_i (A_i \cdot \phi_i) + S_c \quad (4.2)$$

4.5.2. Arta Kalanların Hesaplanması

İyi bir yakınsama çözümü için yaklaşma işlemi, CFD model işlemi içinde çok önemlidir. Alan içindeki bütün hücreler için denklem içindeki dengesizlikler toplamı ile her bir koruma denklemi için arta kalanlar hesaplanır. Sonra, her bir iterasyonda her bir denklem için arta kalanların raporunu sağlar ve işlemi monitörde gösterir [19].

4.5.3. Rahatlama Faktörleri

Denklemler doğrusal olmadığından, yakınsamayı başarması her zaman kolay olmayabilir. Sınır şartlarının yanlış seçimi, çıkış yerinin çokluğu, yetersiz yapılan grid, yüksek eğrilikteki hücreler gibi yetersiz rahatlama dolaylı problemin ıraksaması da meydana gelir. Çözümün ıraksamasından kaçınılabilir ve yakınsama, her bir iterasyon sırasında üretilen her bir değişken içerisindeki değişimlerin indirgenmesi (rahatlama) ile başarılabilir [19].

5. BÖLÜM

SAYISAL SONUÇLAR

5.1. Logaritmik Sıcaklık Farkı Ve Toplam Isı Transferi

Bütün hesaplamalarda gaz giriş sıcaklığı 481 K , su giriş sıcaklığı ise 368 K 'dir. Girişte verilen bu sınır şartları neticesinde su çıkış sıcaklığı ve gaz çıkış sıcaklığı değişimi incelenerek ortalama logaritmik sıcaklık farkları elde edilmiş ve kullanılan kanatçıkların parametrik değerleri değiştirilerek ısı transferine etkisi gözlemlenmiştir. Böylece hangi yapının daha iyi ısı transferi sağladığının da tespiti yapılmıştır. Ortalama logaritmik sıcaklık farkları paralel akış için denklem 2.2.'den, ters akışlar için ise denklem 2.3.'den hesaplanmıştır.

Tablo 5.1. Hesaplamalar Sonucu Elde Edilen Sıcaklık Değerleri

h: yükseklik [m], t: kalınlık [m]	Paralel Akış		Ters Akış	
	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)
h=0,006, t:0,001	373,4753	450,4883	373,9820	450,3330
h=0,006, t:0,002	373,7178	448,4265	374,3418	448,2054
h=0,006, t:0,003	373,8651	447,3458	374,5393	447,0314
h=0,006, t:0,004	374,0320	446,5723	374,6561	446,3100
h=0,006, t:0,005	374,0731	446,1914	374,7460	445,7646
h=0,006, t:0,006	374,0737	445,8115	374,7558	445,7035
	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)
h=0,012, t:0,001	375,1154	440,5604	375,6756	440,1695

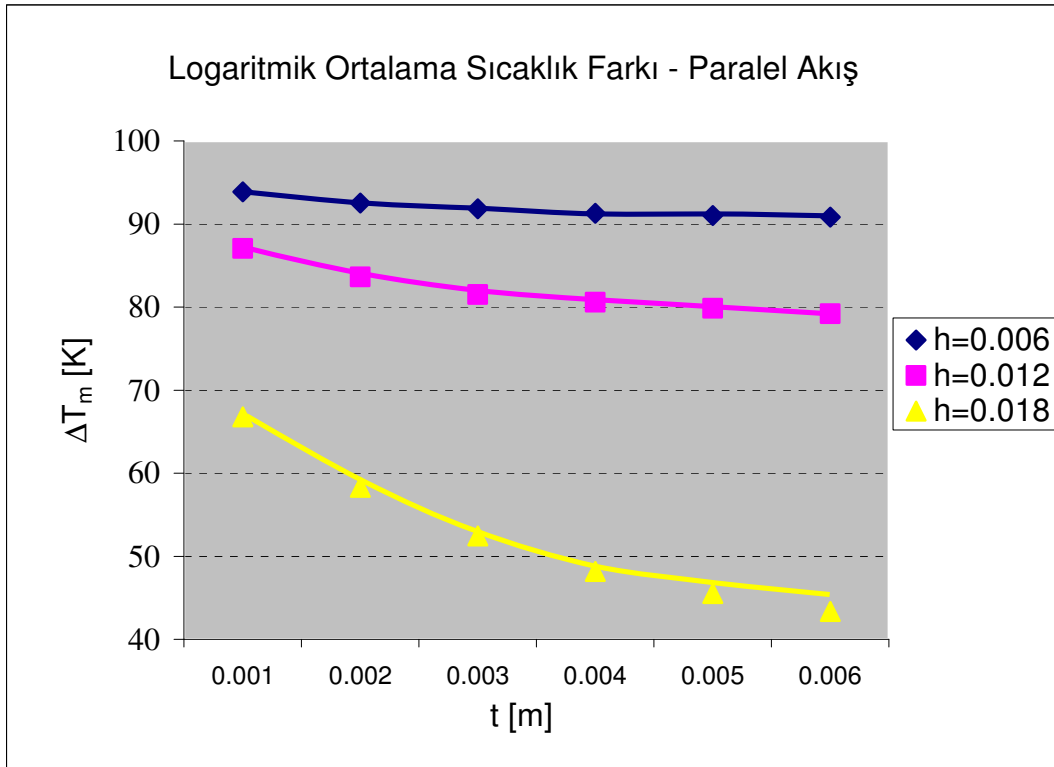
h=0,012, t:0,002	375,8164	435,6631	376,5203	435,0730
h=0,012, t:0,003	376,3516	432,8611	377,01	432,1247
h=0,012, t:0,004	376,4873	431,5073	377,249	430,6806
h=0,012, t:0,005	376,6254	430,5298	377,4206	429,6394
h=0,012, t:0,006	376,817	429,7153	377,568	428,7526

	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)
h=0,018, t:0,001	375,7969	411,0753	377,0156	410,0755
h=0,018, t:0,002	376,6942	401,6547	378,4098	399,8695
h=0,018, t:0,003	377,392	396,1258	379,2042	393,3596
h=0,018, t:0,004	377,9128	392,5943	379,7707	388,8695
h=0,018, t:0,005	378,1961	390,5675	380,0945	385,6598
h=0,018, t:0,006	378,2875	388,9635	380,2415	384,0354

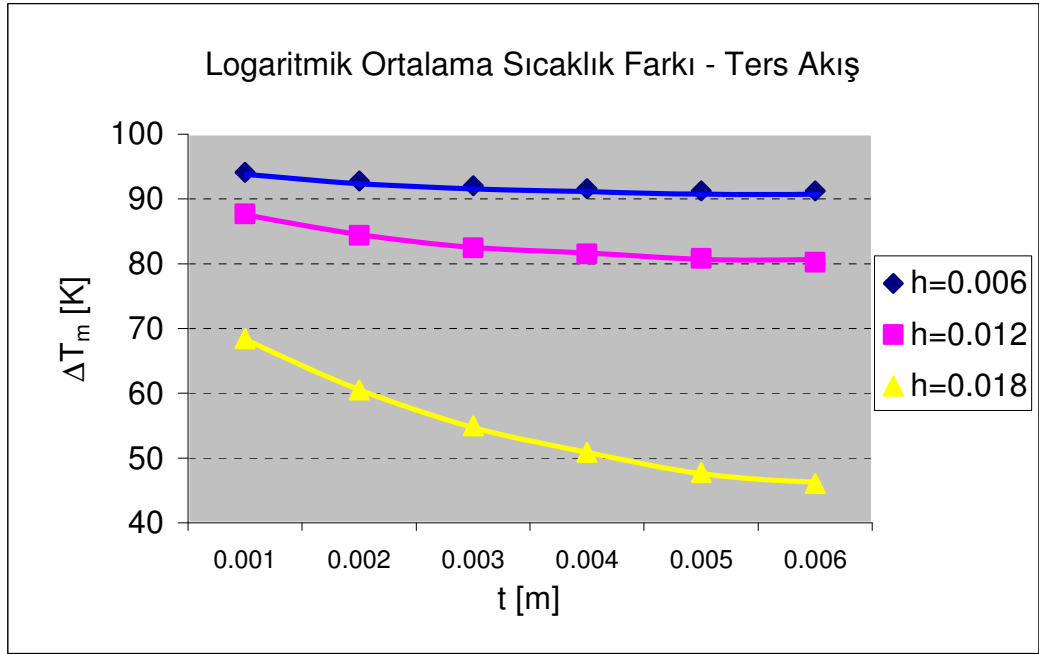
L:kanatlar arası mesafe [m]	Paralel Akış		Ters Akış	
	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)
0.020	377,6591	414,1728	379,7975	412,3619
0.015	378,2875	388,9635	380,2415	384,0354
0.014	378,4064	401,2077	380,3678	401,1199
0.013	378,4583	389,9880	380,4548	392,6086

Q:açı	Paralel Akış		Ters Akış	
	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)
45	377,4957	425,1745	378,3558	423,9327
60	378,2039	419,8226	379,0874	418,4359

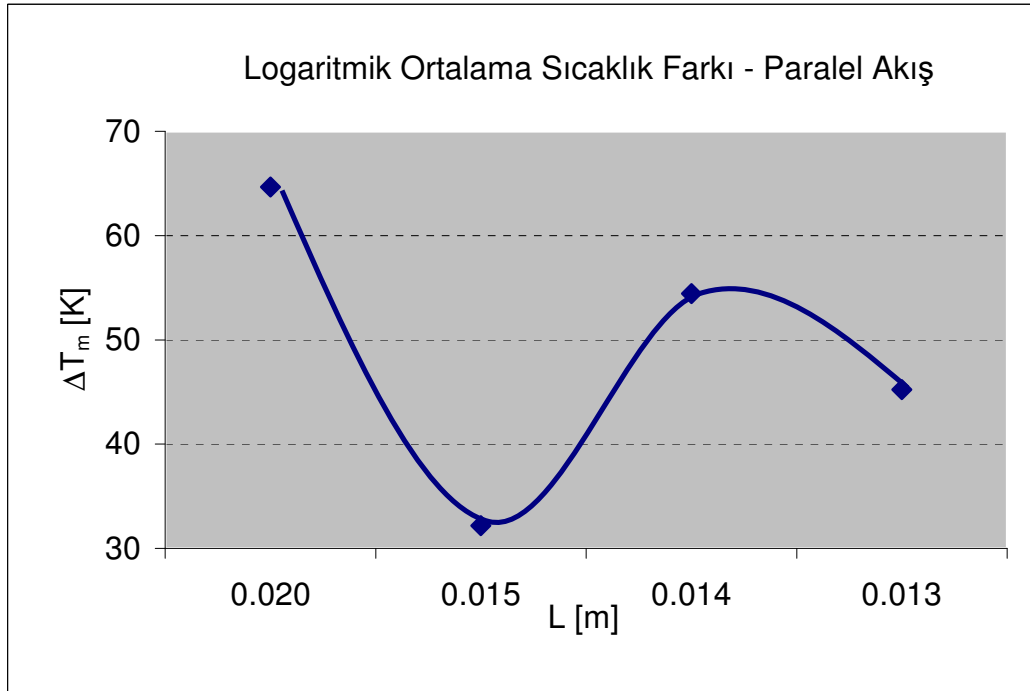
75	378,3152	412,5375	380,2163	410,4047
90	378,4583	395,4528	380,4548	392,6086
105	378,1649	397,7154	379,5811	394,2847
120	377,2277	401,4764	379,0399	399,6450
135	376,8201	413,3991	378,5717	412,0503



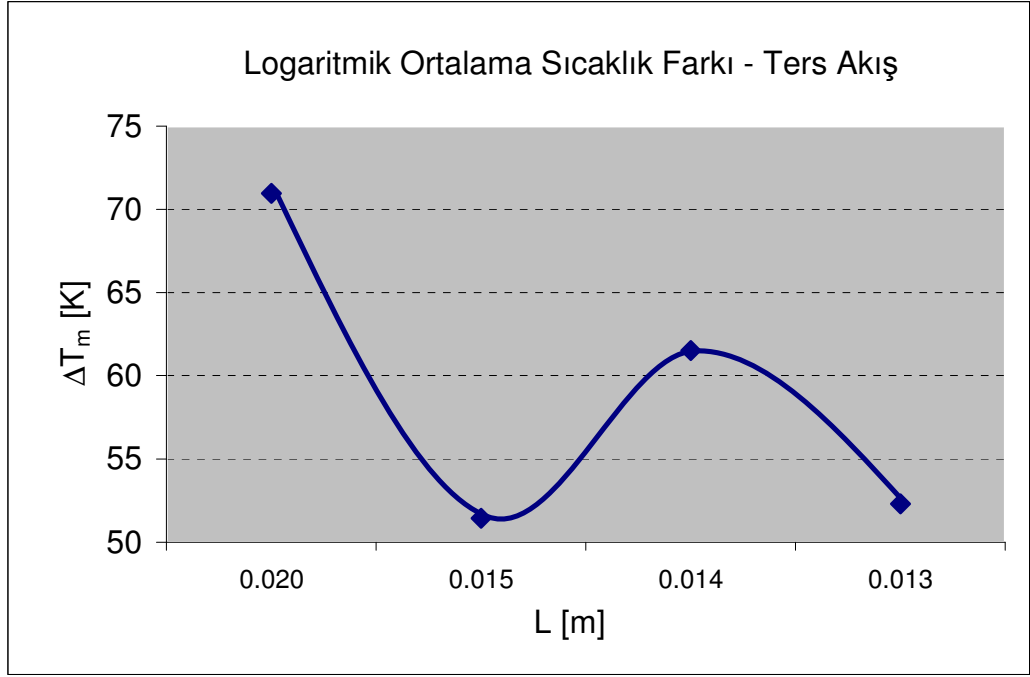
Şekil 5.1. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Paralel Akışta Oluşan Log. Sıcaklık Farkı



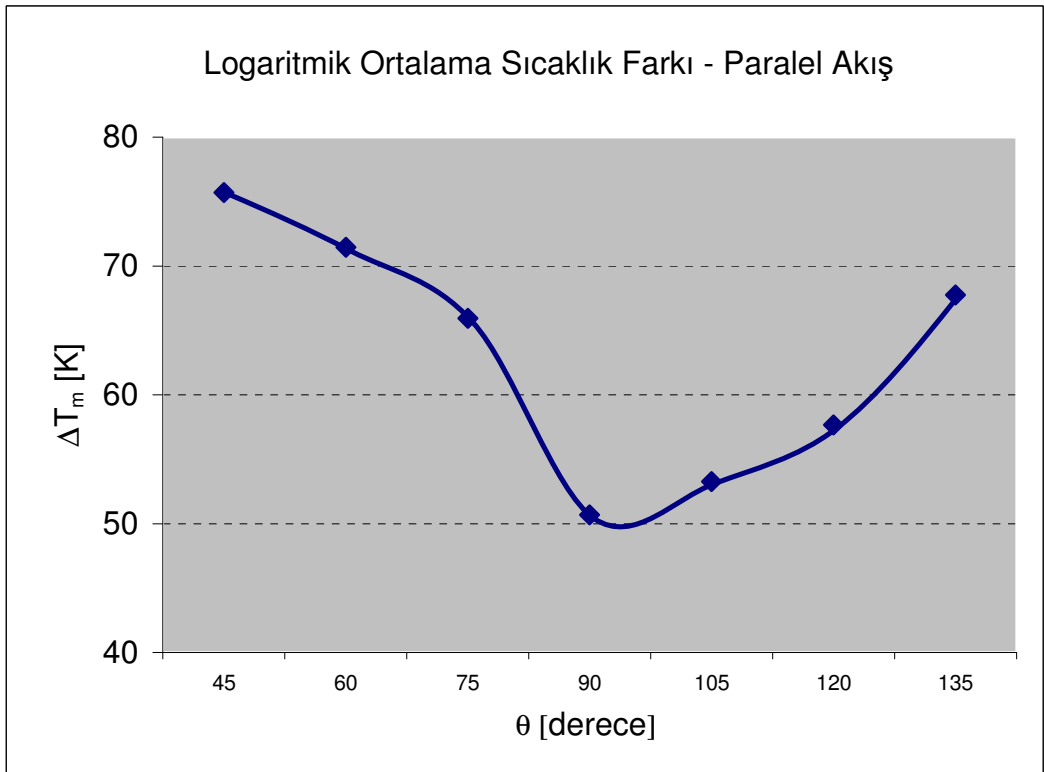
Şekil 5.2. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Ters Akışta Oluşan Log. Sıcaklık Farkı



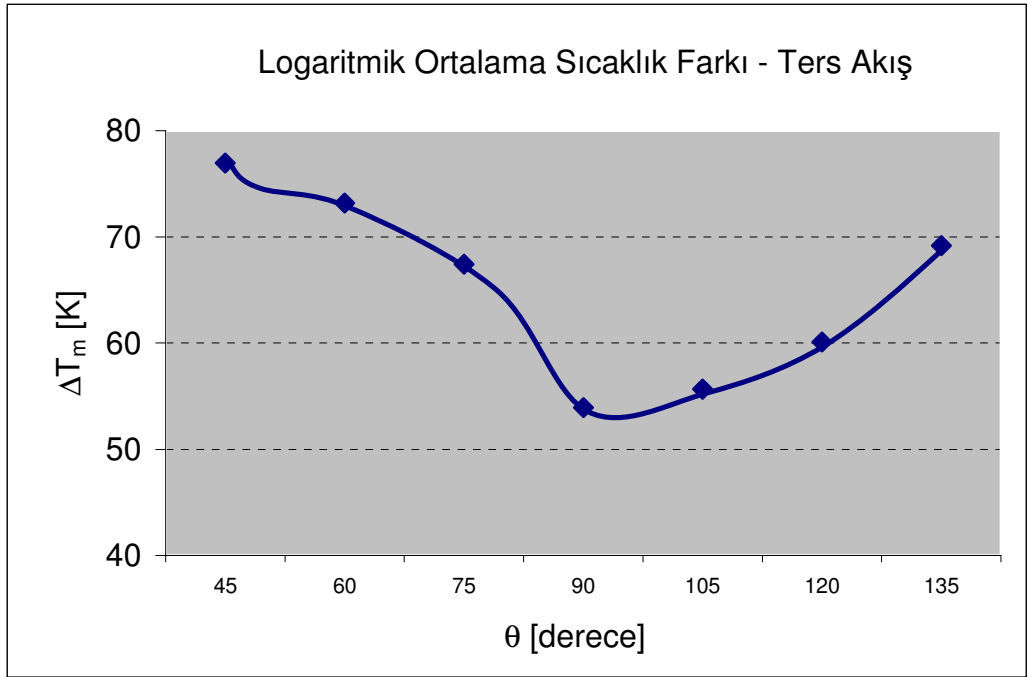
Şekil 5.3. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Paralel Akışta Oluşan Logaritmik Sıcaklık Farkı



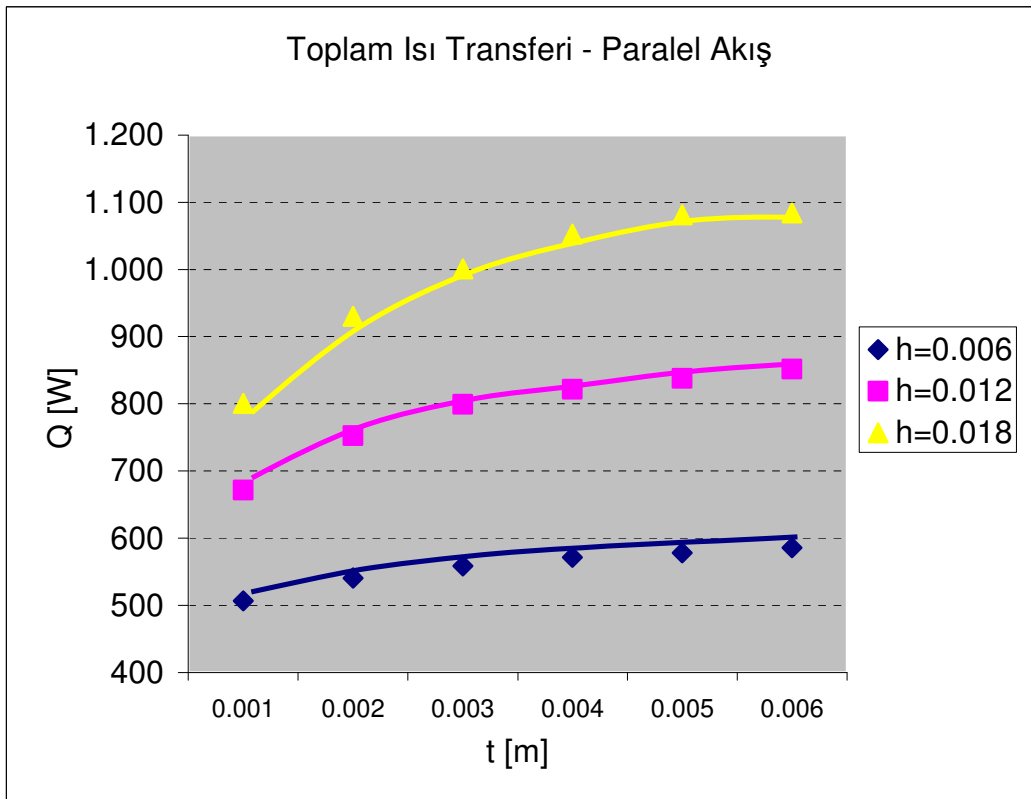
Şekil 5.4. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Ters Akışta Oluşan Logaritmik Sıcaklık Farkı



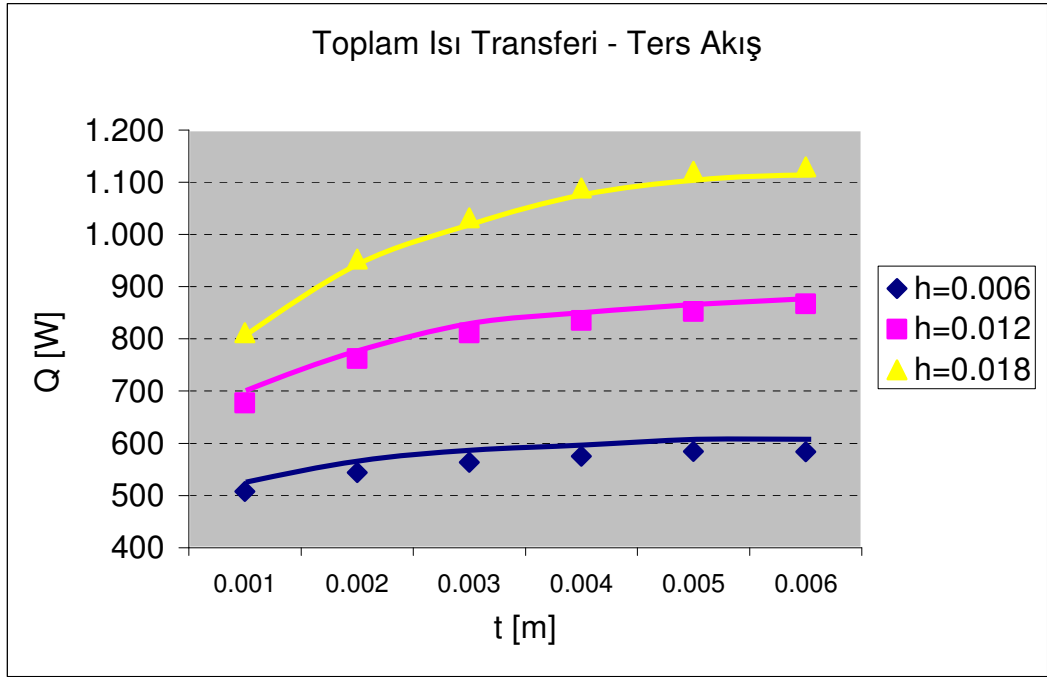
Şekil 5.5. Kanat Açısına Göre Paralel Akışta Oluşan Logaritmik Sıcaklık Farkı



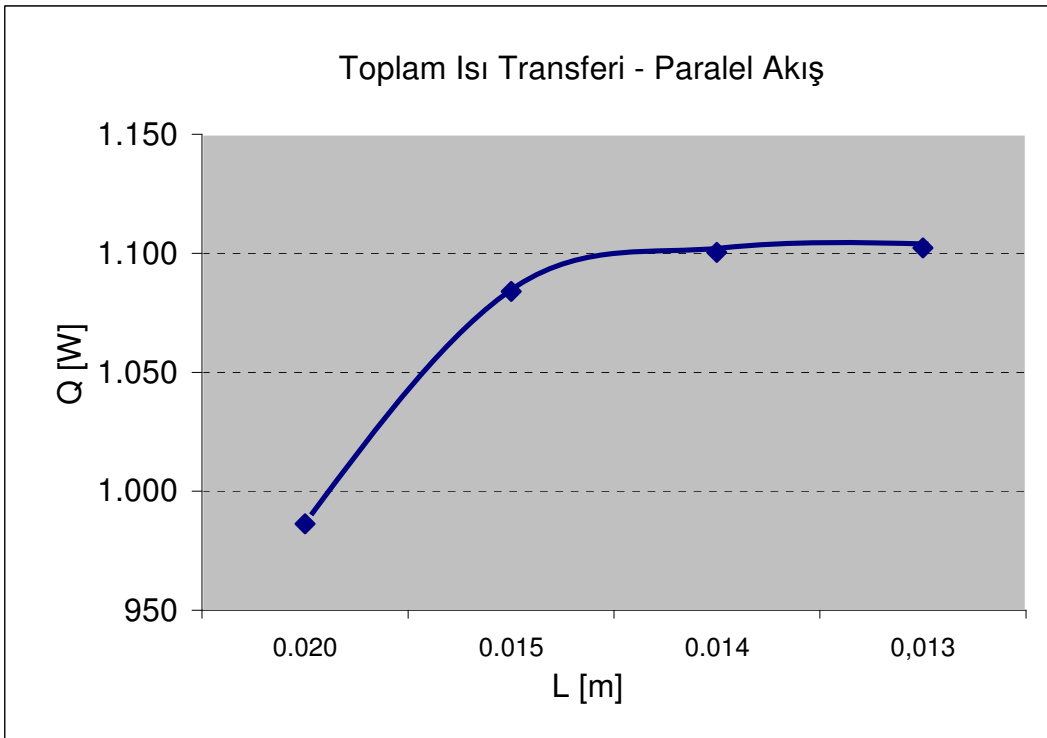
Şekil 5.6. Kanat Açısına Göre Ters Akışta Oluşan Logaritmik Sıcaklık Farkı



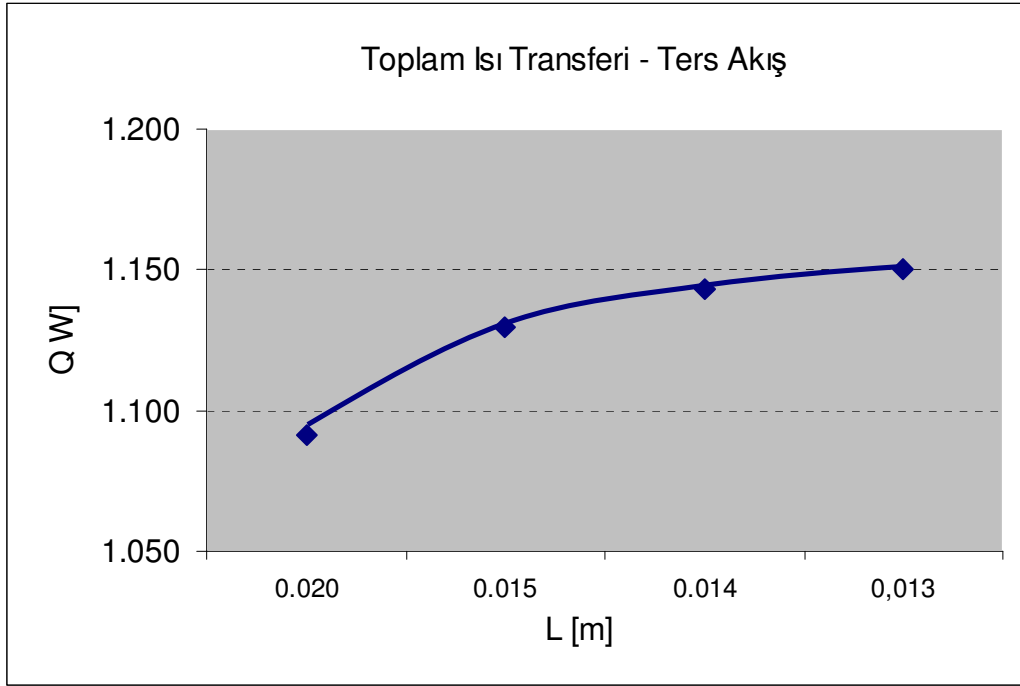
Şekil 5.7. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Paralel Akışta Oluşan Isı Transferleri



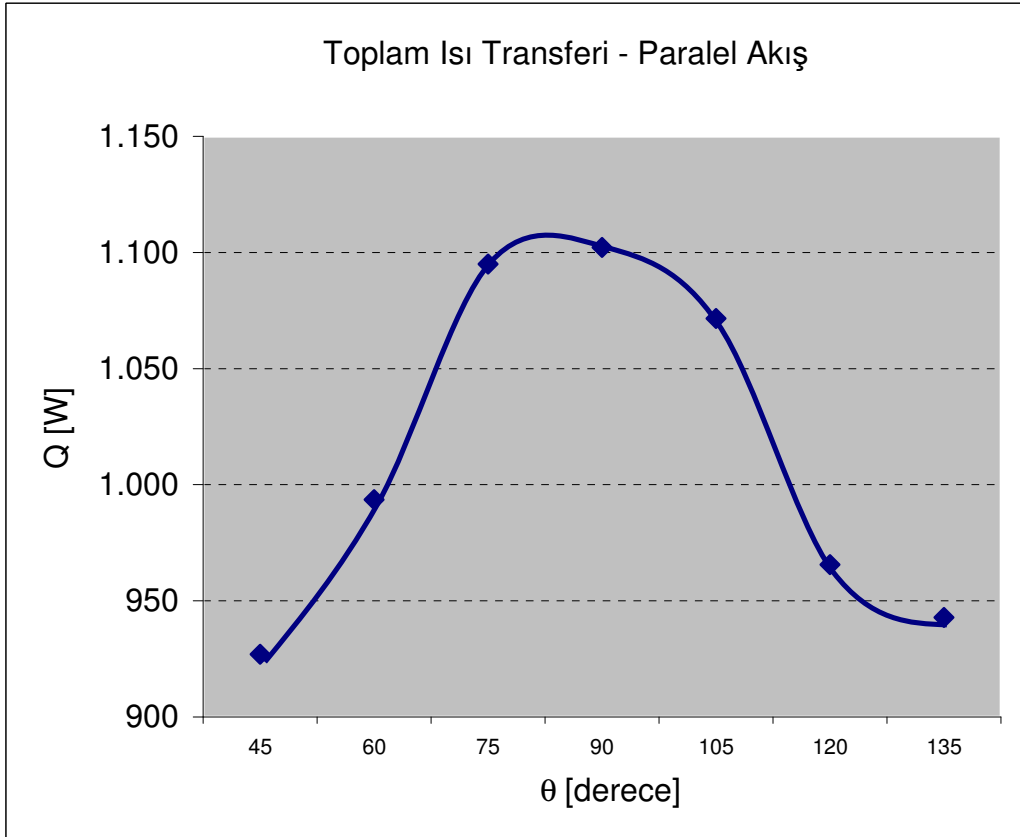
Şekil 5.8. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Ters Akışta Oluşan Isı Transferleri



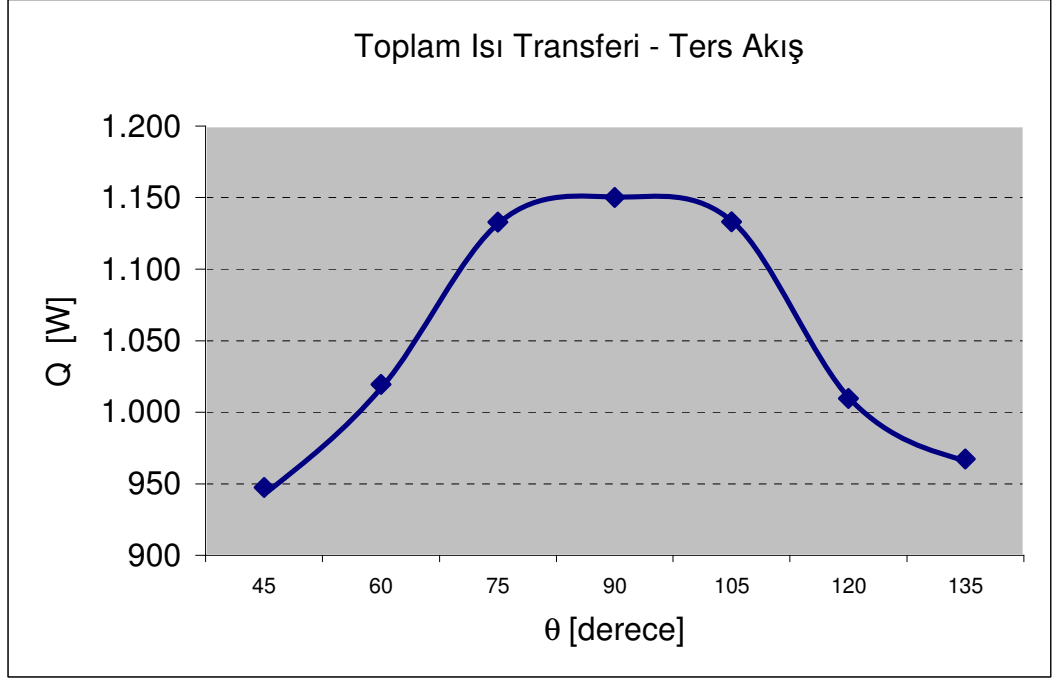
Şekil 5.9. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Paralel Akışta Oluşan Isı Transferleri



Şekil 5.10. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Ters Akışta Oluşan Isı Transferleri



Şekil 5.11. Kanat Açısına Göre Paralel Akışta Oluşan Isı Transferleri



Şekil 5.12. Kanat Açısına Göre Ters Akışta Oluşan Isı Transferleri

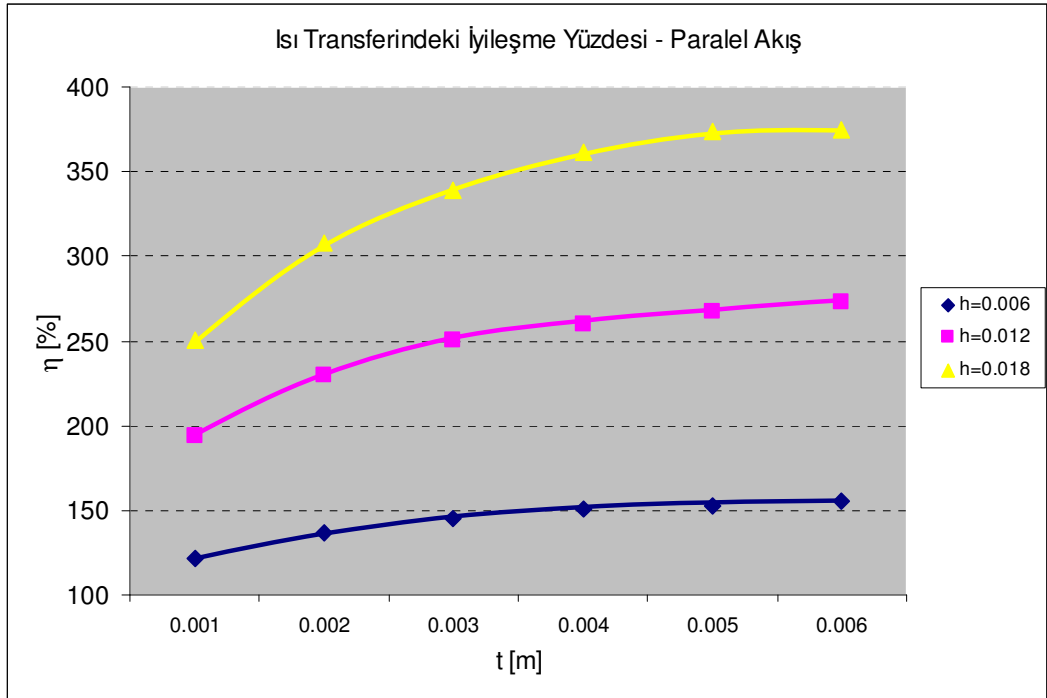
İlk olarak kanatların t ve h değerleri değiştirilerek optimum kanat yapısı tespit edilmiştir. En iyi ısı transferinin sağlandığı kanat yapısı grafiklerden de görüldüğü gibi eğrinin doyuma ulaştığı $t:0,006m$ ve $h:0,018m$ olduğu ters akıştaki kanat yapısıdır. İkinci bölümde, bulunan bu kanat yapısının kanatlar arası mesafesi değiştirilerek en uygun kanatlar arası mesafe değerine ulaşılmaya çalışılmıştır. Yapılan hesaplamalar neticesinde ısı transferi açısından en uygun kanat mesafesinin grafiklerden de görüldüğü gibi eğrinin doyuma ulaştığı $L:0,013m$ ve ters akışın olduğu kanat yapısının olduğu tespit edilmiştir. Üçüncü bölümde bu kanat yapısı ve kanat uzunluğu alınarak kanat değişik açılarda eğilmiştir.

Tüm bu hesaplamalar neticesinde grafiklerden de görüldüğü üzere en iyi ısı transferinin sağlandığı kanat yapısı $t:0,006m$, $h:0.018m$, $L:0,013m$ ve $Q:90^\circ$ olduğu ters akışlı yapıdır.

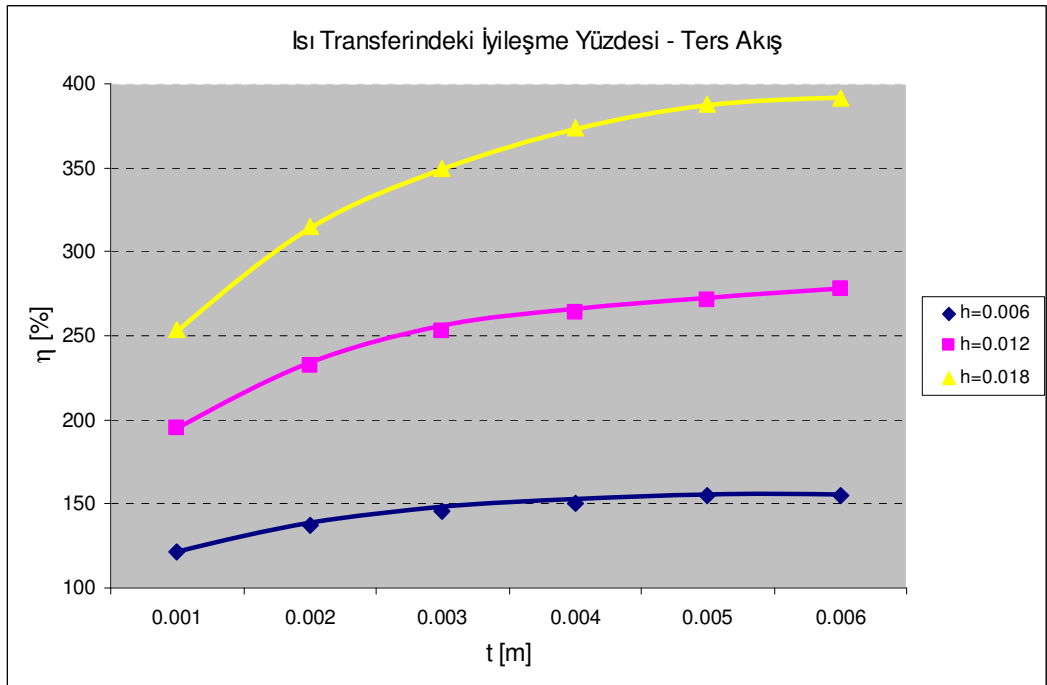
5.2. Isı Transferindeki İyileşme Yüzdeleri ve Isı Değiştiricisinin Etkinliği

5.2.1. Isı Transferindeki İyileşme Yüzdeleri

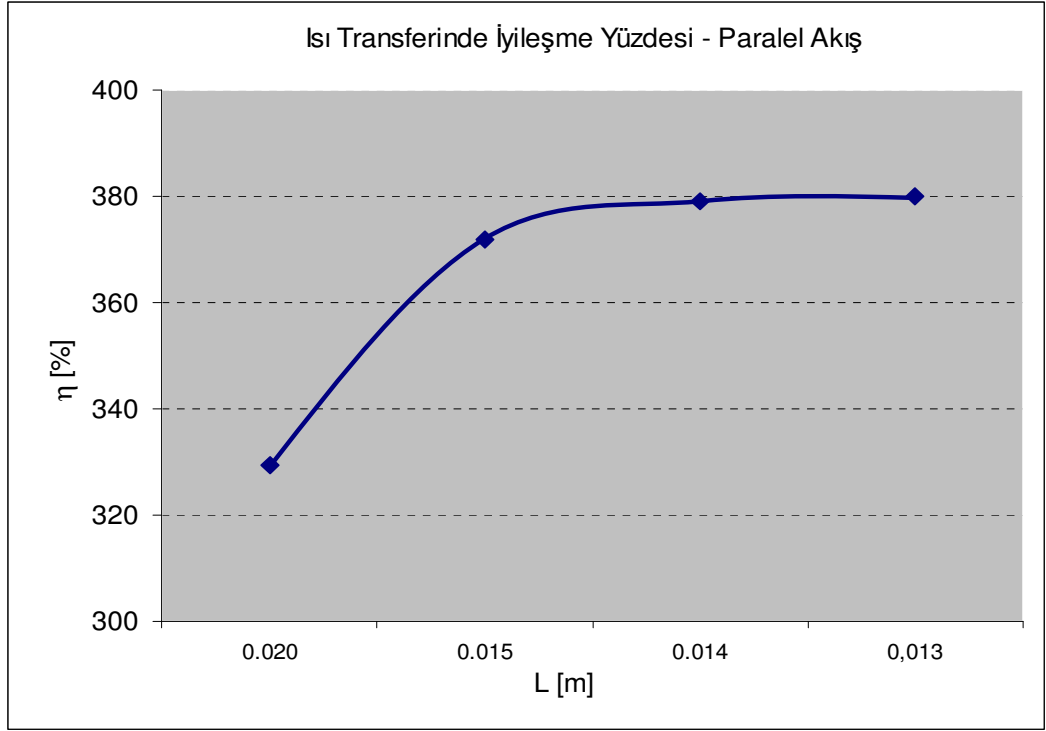
$$\eta(\%) = \frac{Q_{kanatli} - Q_{kanatsiz}}{Q_{kanatsiz}} * 100 \quad (5.1)$$



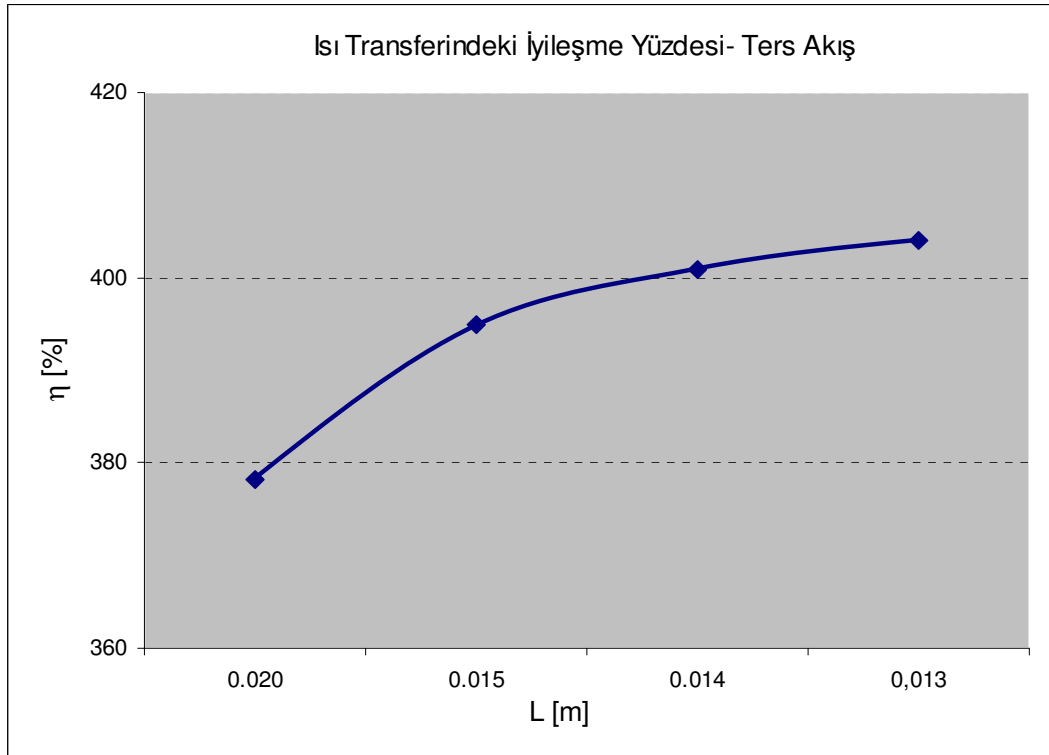
Şekil 5.13. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Paralel Akışta Isı Transferindeki İyileşme



Şekil 5.14. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Ters Akışta Isı Transferindeki İyileşme



Şekil 5.15. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Paralel Akıştaki Isı Transferindeki İyileşme



Şekil 5.16. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Ters Akıştaki Isı Transferindeki İyileşme

Isı transferindeki iyileşme yüzdeleri denklem 5.1.'den hesaplanarak Şekil 5.13., 5.14., 5.15., ve 5.16.'da ki grafiklere aktarılmıştır. Kanatsız durumdaki modelde paralel akışta borudan akan su 372,5545 K, ters akışta 373,157 K sıcaklıkta çıkmaktadır. Kanatsız

yapıda, paralel akışta toplam ısı transfer oranı 228,1997 W, ters akışta ise 229,6672 W olmaktadır.

En iyi ısı transferinin sağlandığı kanat yapısı t:0,006m, h:0.018m, L:0,013m ve Q:90° olduğu ters akışlı ısı değiştiricisinde, kanatsız yapıya göre ısı transferinde % 403,98'lik iyileşme paralel akışlı yapıda ise % 379,93'lük bir iyileşme sağlanmıştır.

5.2.2. Isı Değiştiricisinin Etkinliği

Isı değiştiricisinin etkinliği, etkinlik-NTU(Number of Transfer Unit) bağıntısından faydalanılarak aşağıdaki şekillerde verilen tablolar kullanılarak hesaplanmıştır. NTU sayısının tespiti için[15];

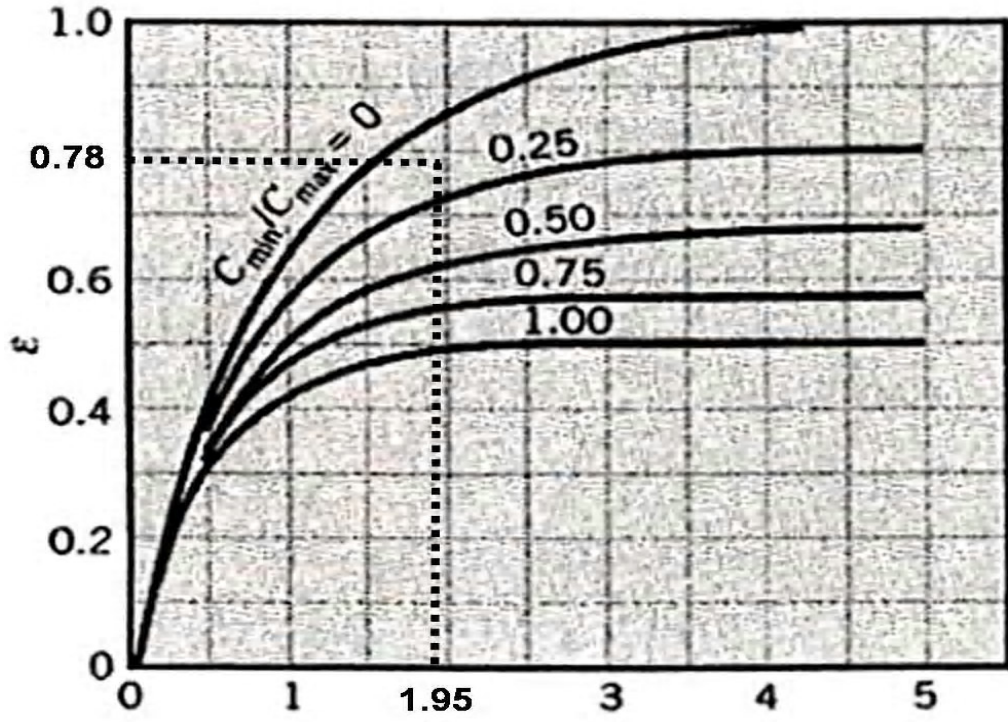
$$\text{Paralel Akış: } NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (5.2)$$

$$\text{Ters Akış: } NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (5.3)$$

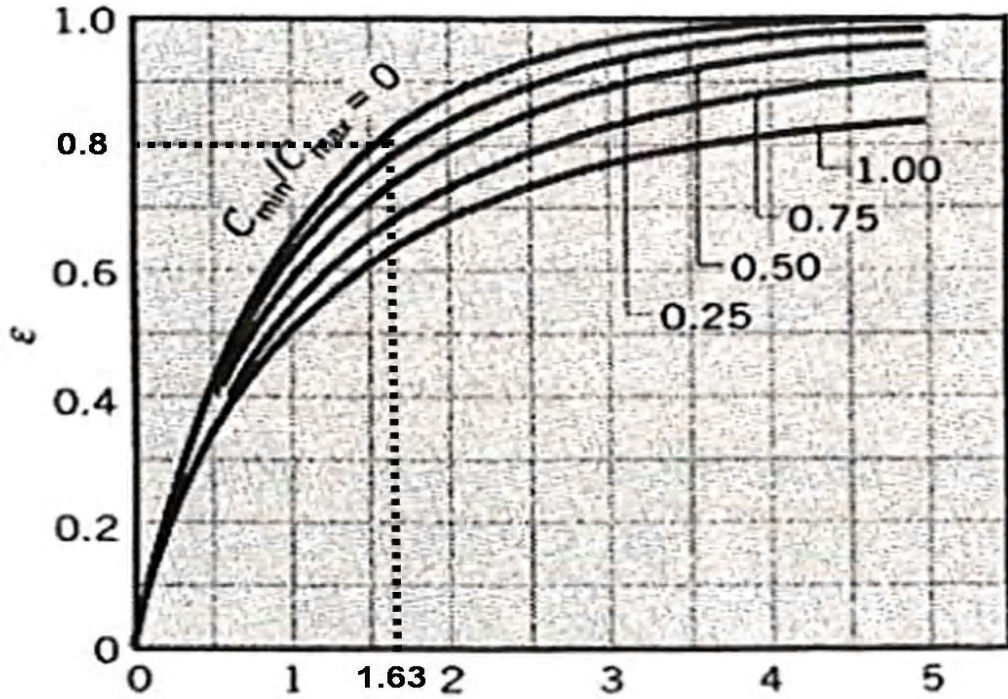
$$\varepsilon = \frac{T_{gg} - T_{g\zeta}}{T_{gg} - T_{sg}} \quad (5.4)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{T_{s\zeta} - T_{sg}}{T_{gg} - T_{g\zeta}} \quad (5.5)$$

En iyi ısı transferinin sağlandığı kanatlı yapıdaki sıcaklık değerleri Tablo 5.1.'den elde edilerek ε ve C_r denklemlerinde yerine konulduğunda, $\varepsilon = 0,7822$, $C_r = 0,1409$ değeri elde edilir. Denklem 5.2 ve 5.3.'den, yukarıda bulunan ε ve C_r değerleri kullanılarak hesaplanan NTU değerleri paralel akış için 1,9543, ters akış için 1,6380'dir. Bulunan NTU ve C_r değerlerine göre Şekil 5.17. ve 5.18.'de verilen grafiklere uygulandığında paralel akışta ısı değiştiricisinin etkinliği 0,78, ters akışta 0,80 olmaktadır.



Şekil 5.17. Paralel Akışta Isı Değiştiricisi Etkinliği[15]



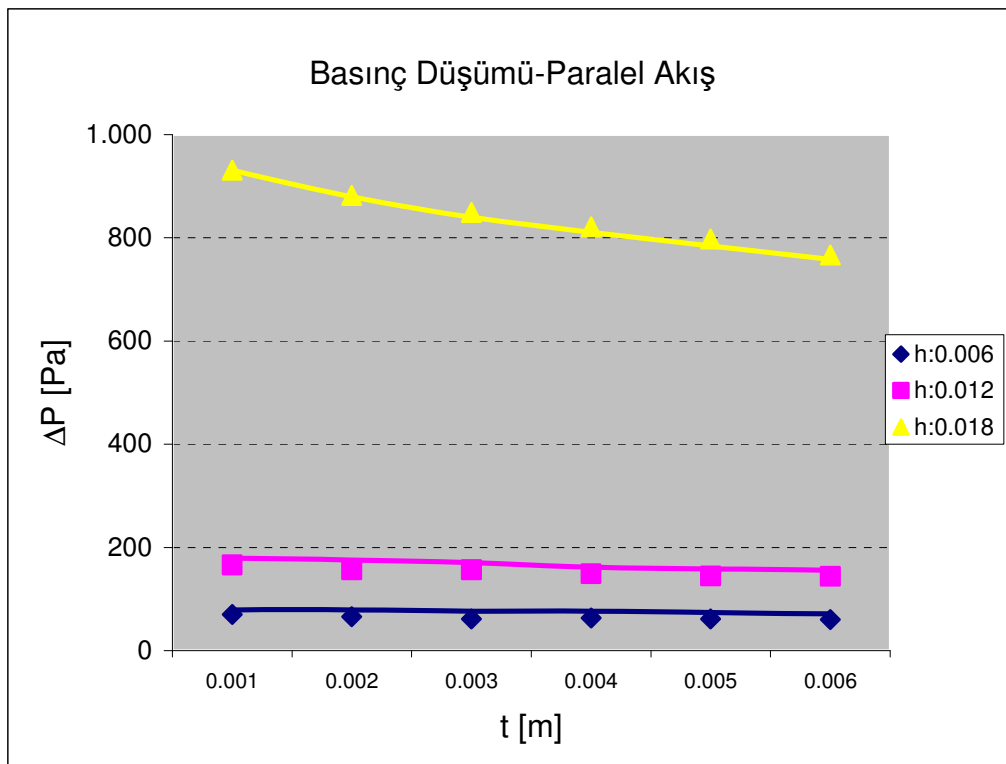
Şekil 5.18. Ters Akışta Isı Değiştiricisi Etkinliği

5.3. Basınç Kayıpları

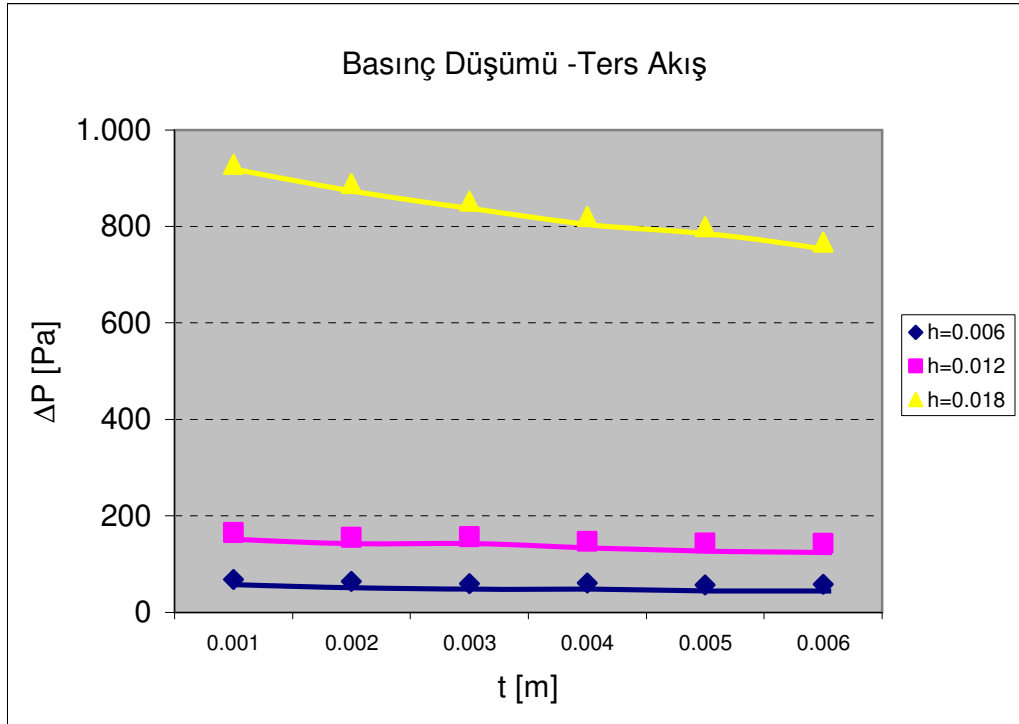
Isı değiştiricideki havanın basınç kayıpları, akışkan ile kanal cidarları arasındaki sirtünmeden dolayı oluşmaktadır. Hesaplamalarda hava giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı hesaplanarak aşağıdaki grafiklere ulaşılmıştır. Birimi Pascaldır.

$$\Delta P: P_{gg} - P_{gç}$$

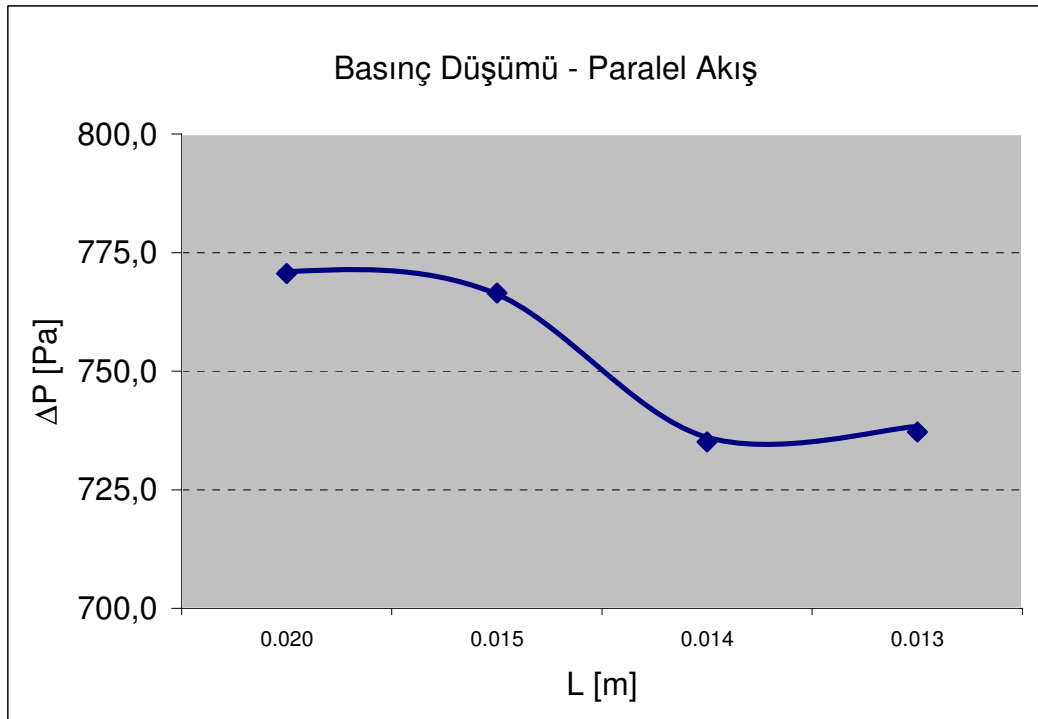
(5.1)



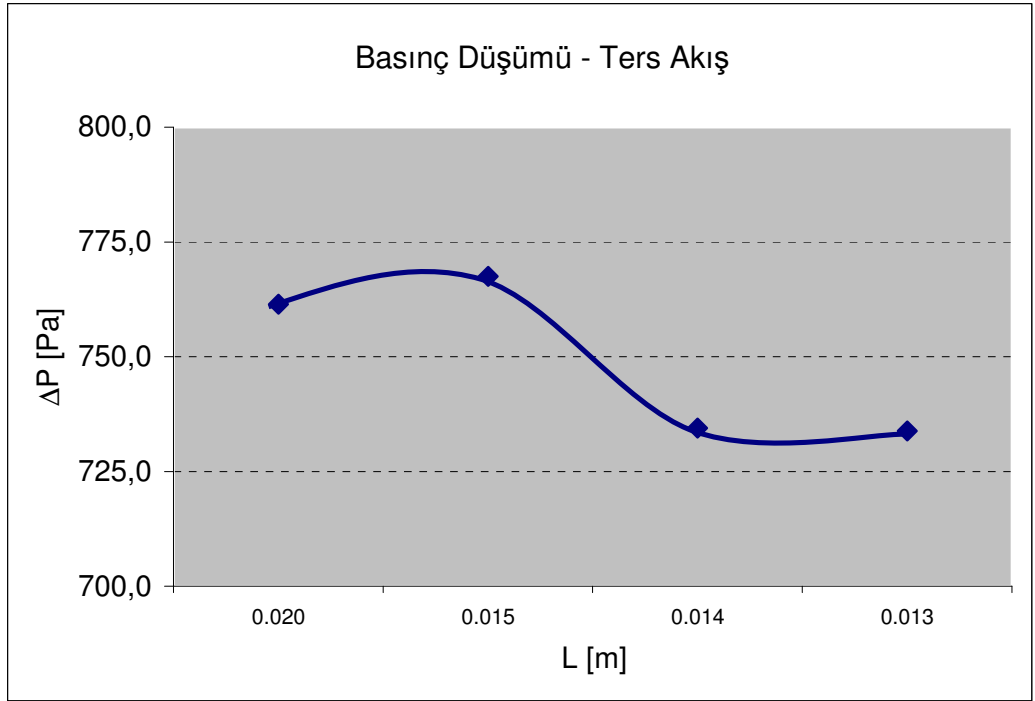
Şekil 5.19. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Paralel Akışta Oluşan Basınç Düşümleri



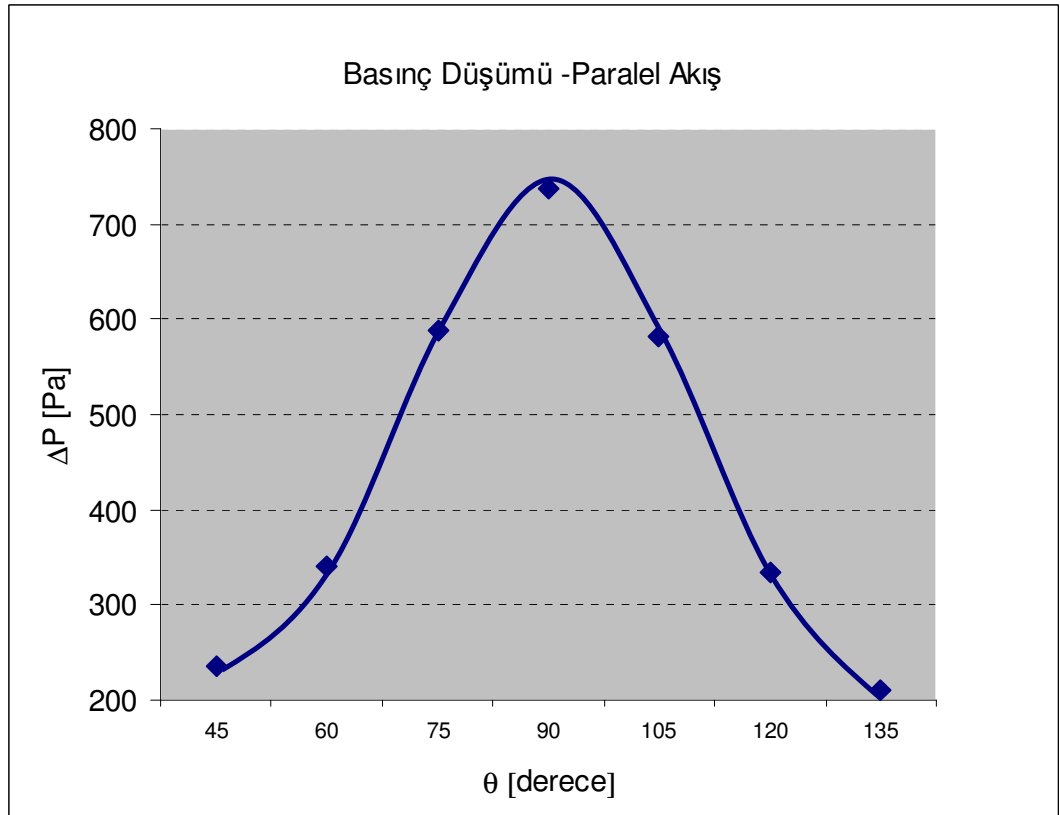
Şekil 5.20. Kanat Kalınlığı ve Yüksekliğine Göre Ters Akışta Oluşan Basınç Düşümleri



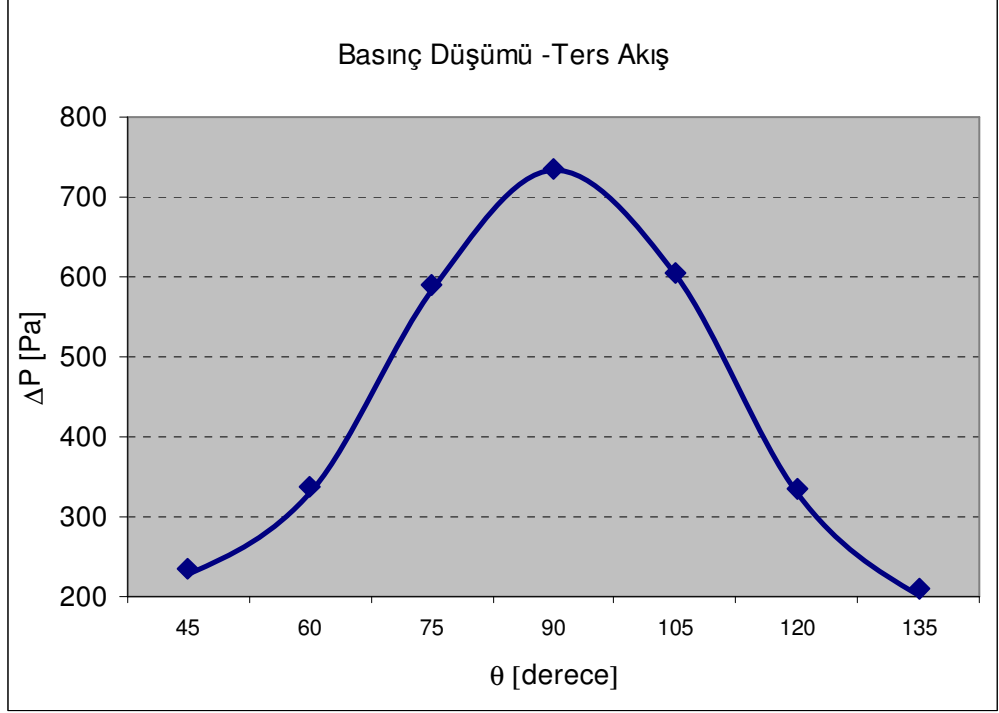
Şekil 5.21. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Paralel Akışta Oluşan Basınç Düşümü



Şekil 5.22. Kanatlar Arası Mesafeye Göre Ters Akışta Oluşan Basınç Düşümü



Şekil 5.23. Kanat Açısına Göre Paralel Akışta Oluşan Basınç Düşümü



Şekil 5.24. Kanat Açısına Göre Ters Akışta Oluşan Basınç Düşümü

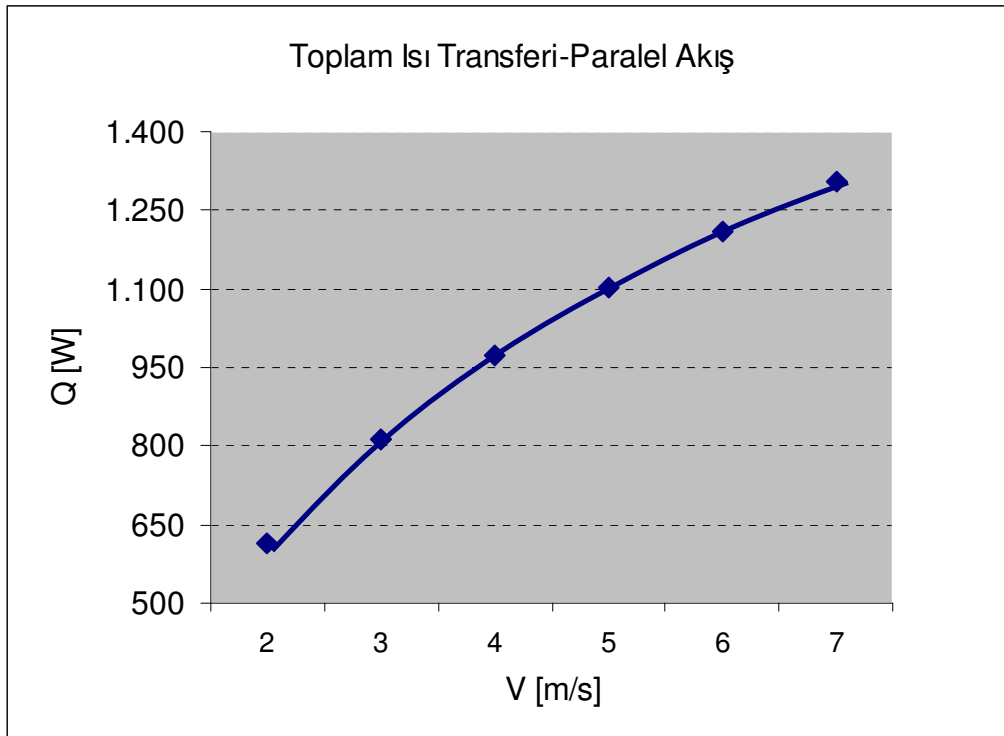
Grafiklerden de görüldüğü üzere basınç düşüşünün en fazla olduğu yapı $t:0.006\text{m}$, $h:0.018\text{m}$, $L:0.013\text{m}$ ve $Q:90^\circ$ olduğu durumdadır. Bu durumda basınç düşümü $737,1713\text{ Pa}$ 'dır. Basınç düşüşü değerleri ısı transferindeki iyileştirme ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilir orandadır.

5.4. Gaz Giriş Hızının Değiştirilmesi

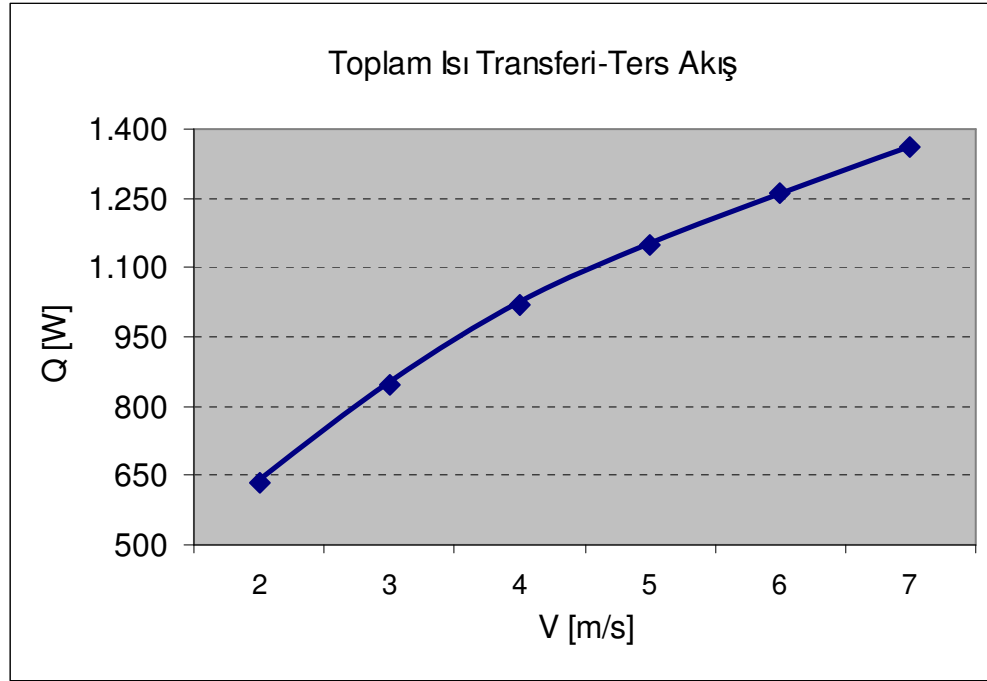
Kanatın parametreleri üzerinden yaptığımız incelemelerde gaz giriş hızı tüm hesaplamalarda 5 m/s , su giriş hızı da $0,2\text{ m/s}$ olarak alınmıştır. Gaz giriş hızının ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisini incelemek için gaz giriş hızı $V= 2, 3, 4, 5, 6, 7\text{ m/s}$ olarak 6 farklı değerde alınarak incelenmiştir.

Tablo 5.2. Değişik Gaz Giriş Hızlarında Su Ve Gaz Sıcaklık Değerleri

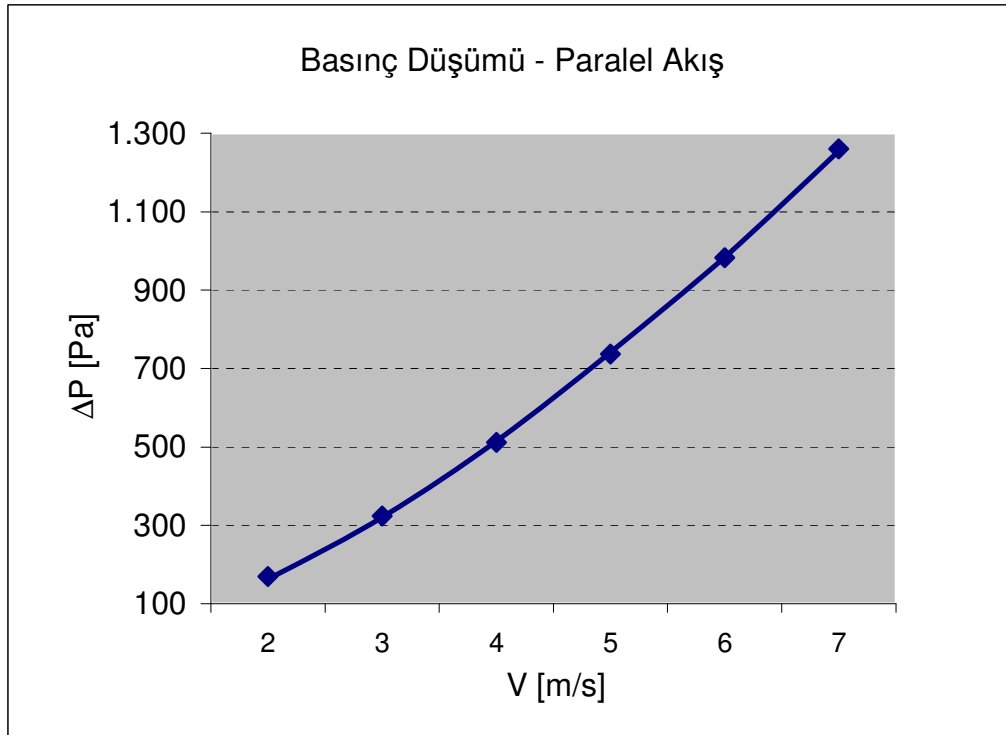
V:Hız [m/s]	Paralel Akış		Ters Akış	
	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)	Su Çıkış Sıcaklığı (K)	Gaz Çıkış Sıcaklığı (K)
2	374,2384	387,0642	375,2751	383,9424
3	375,5675	393,8107	377,3810	391,4166
4	377,1690	396,9135	379,0869	395,4925
5	378,4583	384,0354	380,4548	388,9625
6	379,5605	388,7606	381,6017	389,1841
7	380,5186	388,9159	382,5972	389,4666



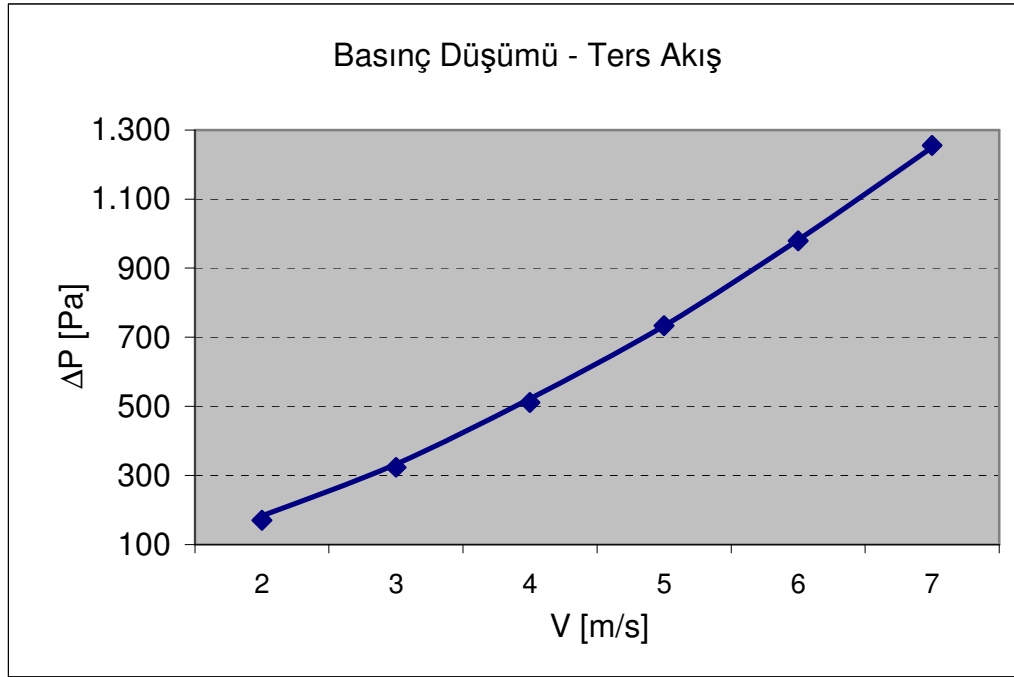
Şekil 5.25. Gaz Giriş Hızına Göre Paralel Akışta Oluşan Isı Transferleri



Şekil 5.26. Gaz Giriş Hızına Göre Ters Akışta Oluşan Isı Transferleri



Şekil 5.27. Gaz Giriş Hızına Göre Paralel Akışta Oluşan Basınç Düşümleri



Şekil 5.28. Gaz Giriş Hızına Göre Ters Akışta Oluşan Basınç Düşümleri

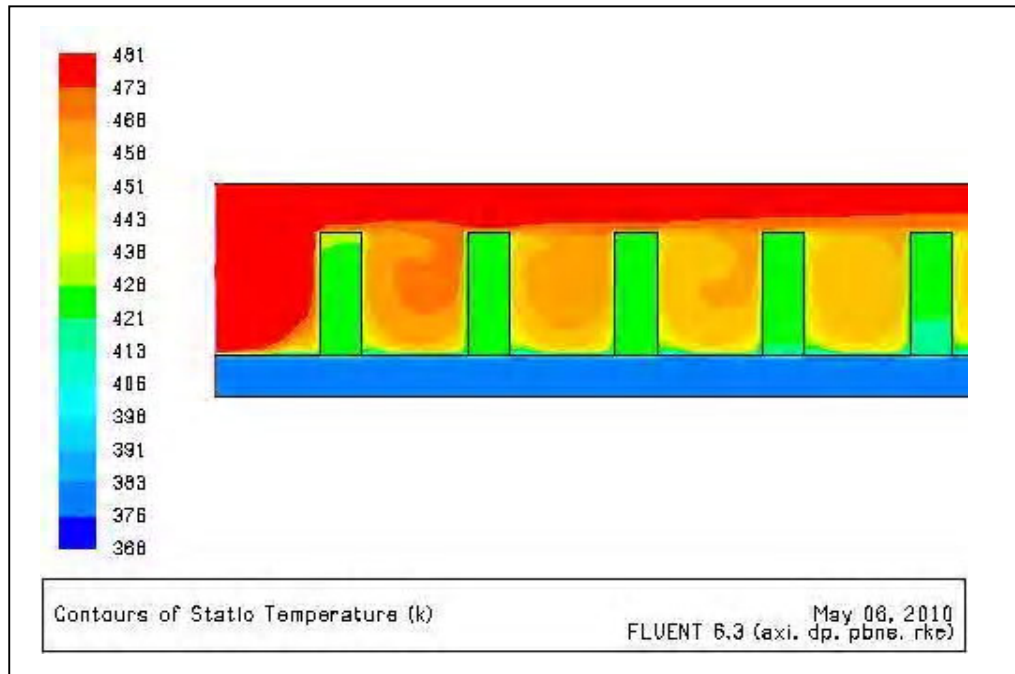
Grafiklerden de görüldüğü gibi gaz giriş hızının artırılması ısı transfer oranını arttırmakta ve aynı zamanda basınç düşümünü de arttırmaktadır. Oluşan basınç düşümleri ısı transferindeki iyileşme ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilir orandadır.

5.5. Sıcaklık Ve Hız Dağılımları

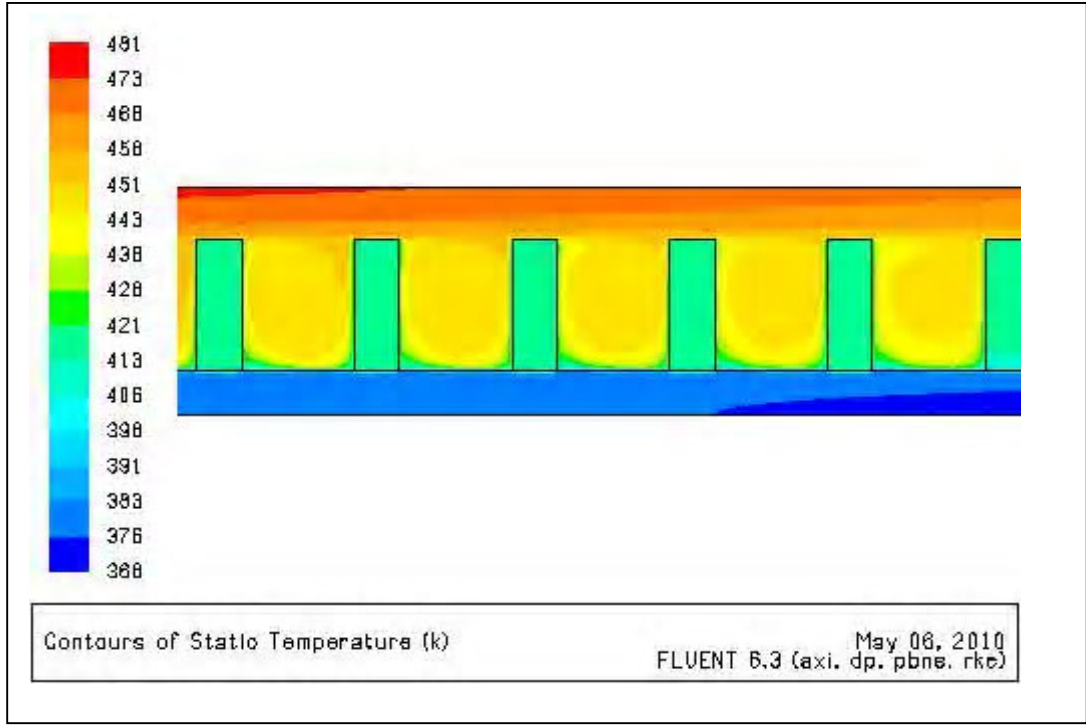
5.5.1. Sıcaklık Dağılımları

Fluent programında modelleme neticesinde sıcaklık dağılımları hesaplanarak aşağıdaki grafiklere ulaşılmıştır. Boru 1.5 m uzunluğunda olduğundan verilerin daha hassas gözlemlenebilmesi için boru 3 parçaya bölünerek incelenmiştir. Birinci kesit 0-0,135 m, ikinci kesit 0.680 m - 0.815 m, üçüncü kesit ise 1.365 m - 1.5 m arasındaki kesimleri göstermektedir. Ayrıca ters akışlı yapıda hız dağılımları ve akım çizgileri de vektörel olarak benzer şekilde 3 parçaya bölünerek incelenmiştir.

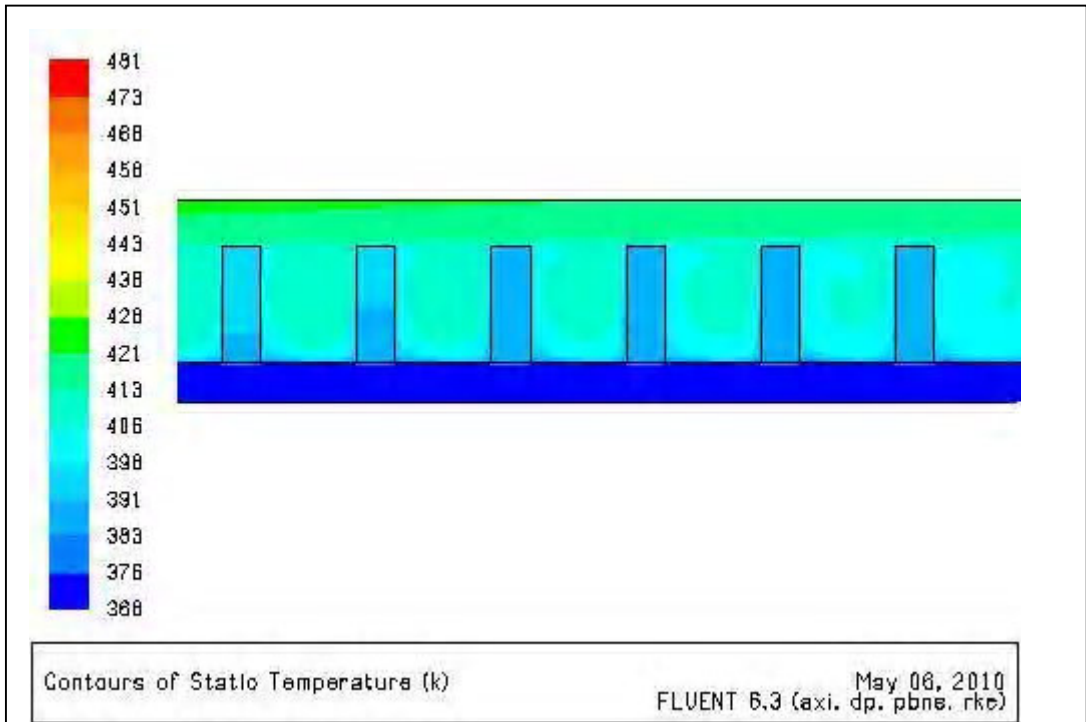
Kanatçıkların arasında sıcaklık düşmekte, akışkan ısını kanatçıklara aktararak alt kısımdaki boru cidarından akan suya vermektedir. Isı transferin olduğu ara yüzey bölgesinde sıcaklık su tarafında artmaktadır. En üst yüzeyde sıcaklık değerleri kanatçık yapısından dolayı fazladır. Havanın giriş yönüne göre ilk kanatçıkta akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı daha fazla olduğundan, en fazla ısı transferi ilk kanatçıklarda gerçekleşmektedir ve diğer kanatçığa göre azalarak devam etmektedir. Dış kısımda dış yüzeye doğru havanın sıcaklığında bir artış görülmektedir.



Şekil 5.29. Kanatlı Yapının ($h=0.018\text{m}$, $t=0.006\text{m}$) Birinci Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı



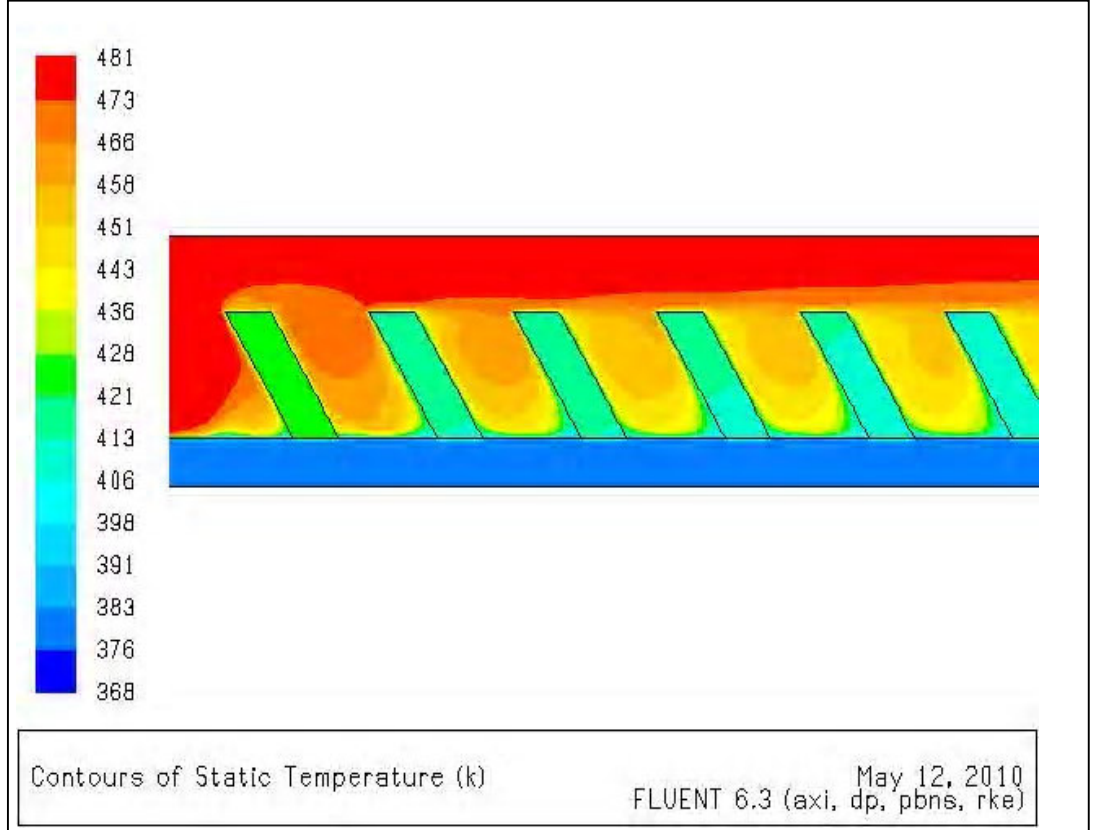
Şekil 5.30. Kanatlı Yapının ($h=0.018m$, $t:0.006m$) İkinci Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı



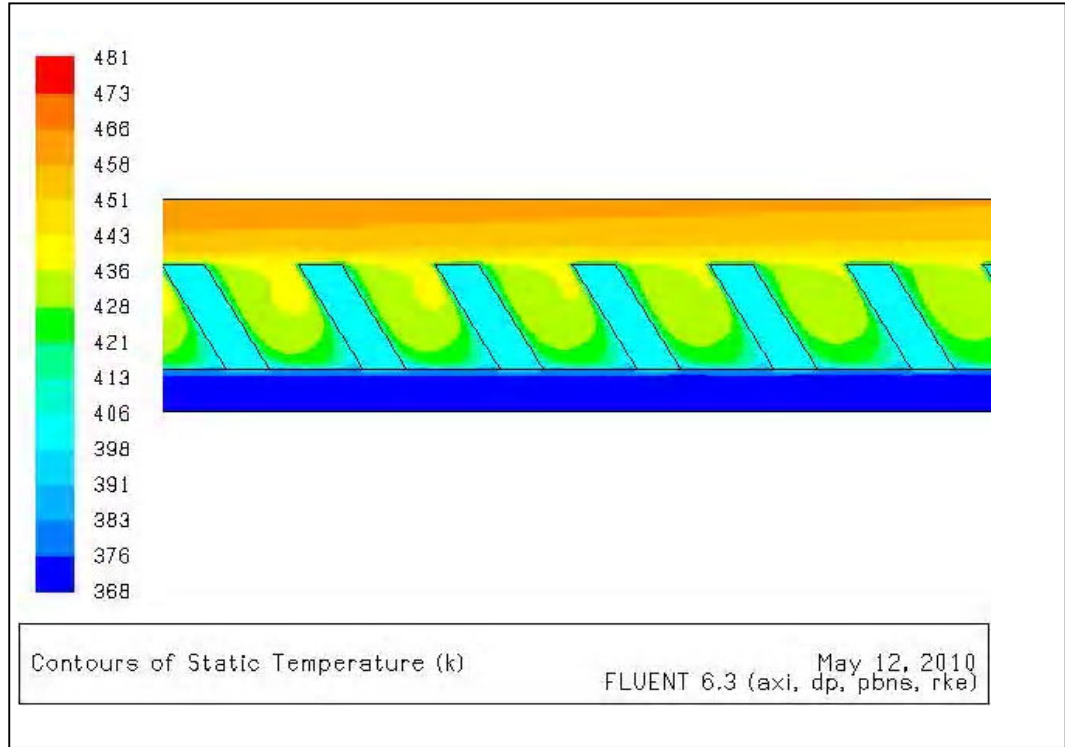
Şekil 5.31. Kanatlı Yapının($h=0.018m$, $t:0.006m$) Üçüncü Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı

Şekil 5.23, 5.24 ve 5.25’da kanatçık kullanılması ve tersyönlü akış durumunda meydana gelen sıcaklık dağılımları görülmektedir. Su çıkış sıcaklığı ise 368 K’den ortalama

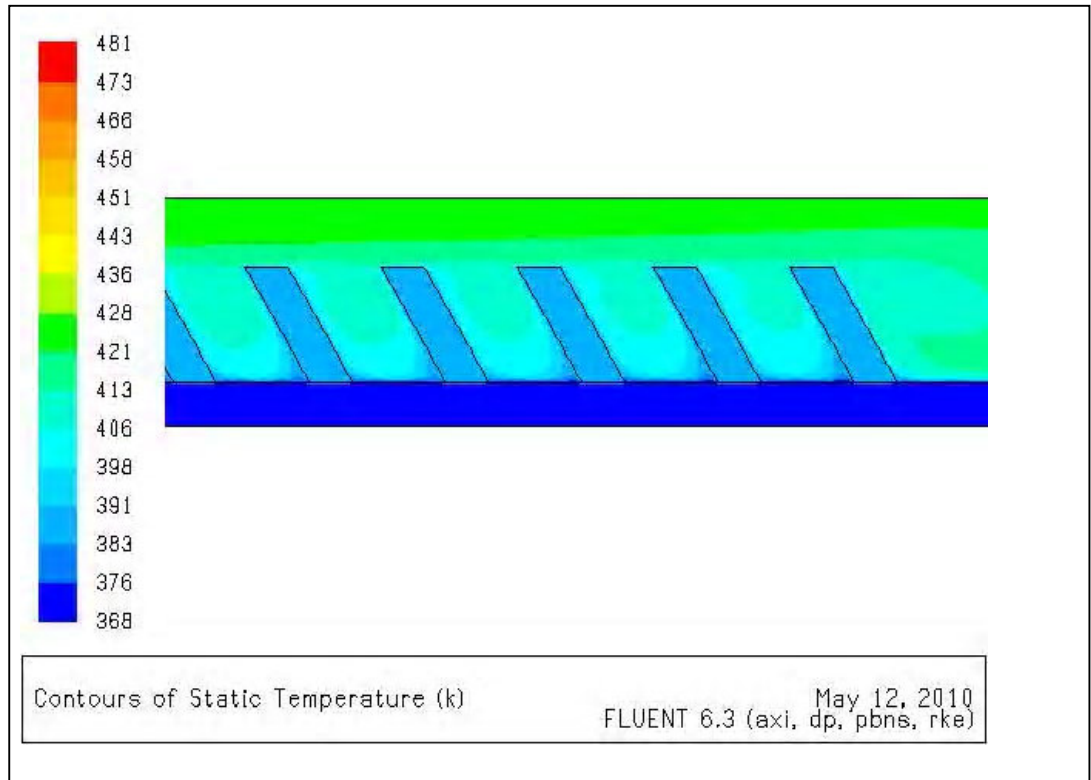
380.2415 K'ne kadar yükselmiştir. Su çıkış sıcaklığında yaklaşık olarak 12.24 K'lik bir artış olmuştur. Birinci kanatçığın bulunduğu bölgede iç akışkan ile dış akışkan arasındaki sıcaklık farkının çok büyük olmasından dolayı 0.1 m aksenal mesafede, 1 m aksenal mesafeye göre daha fazla ısı transferi gerçekleşmektedir.



Şekil 5.32. Kanatlı Yapının (Q:60°) Birinci Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı

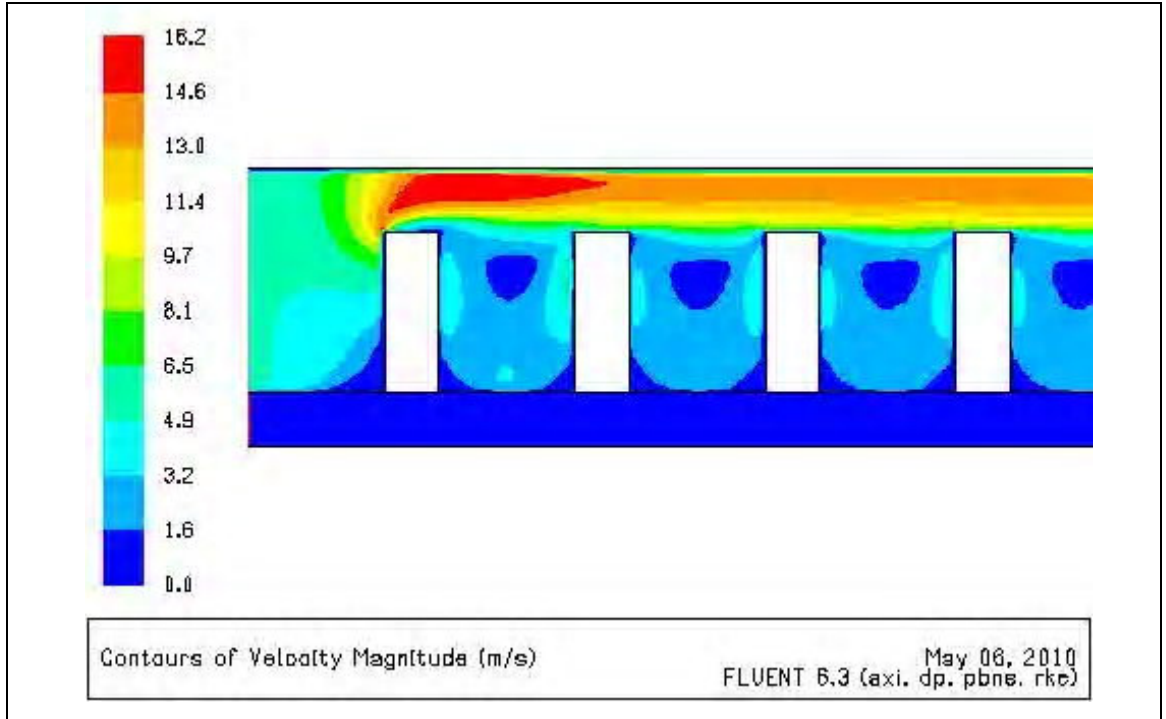


Şekil 5.33. Kanatlı Yapının (Q:60°) İkinci Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı

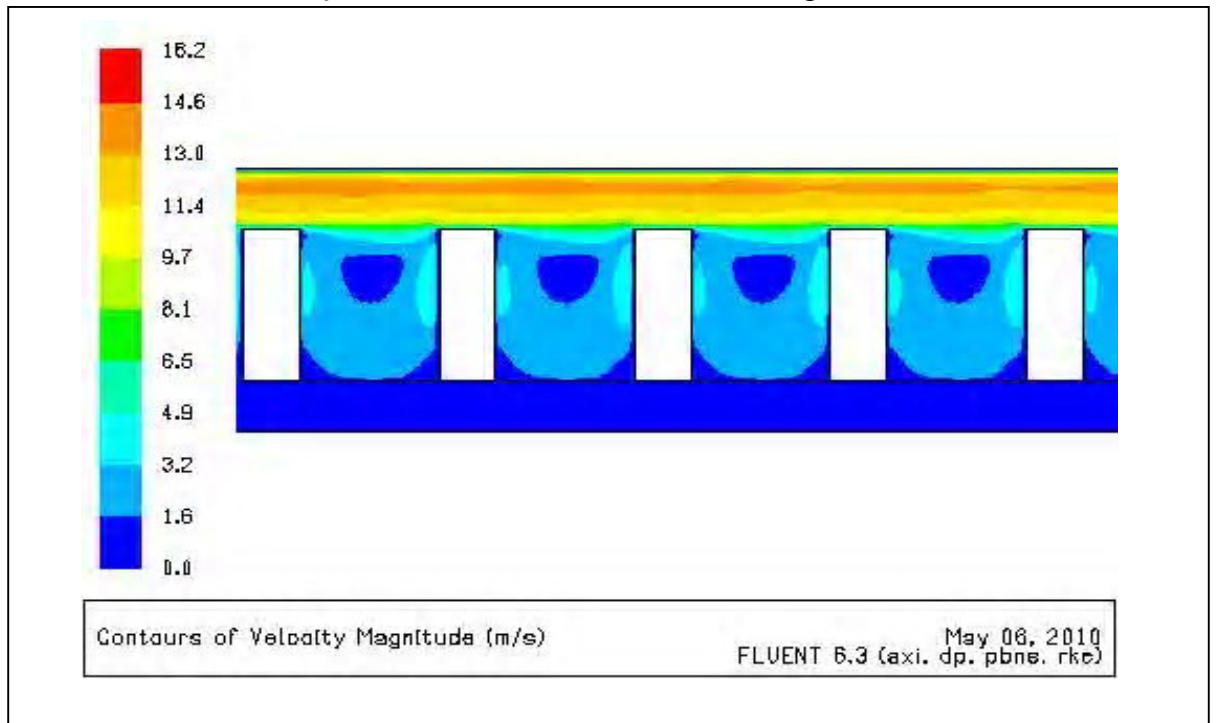


Şekil 5.34. Kanatlı Yapının (Q:60°) Üçüncü Bölümdeki Sıcaklık Dağılımı

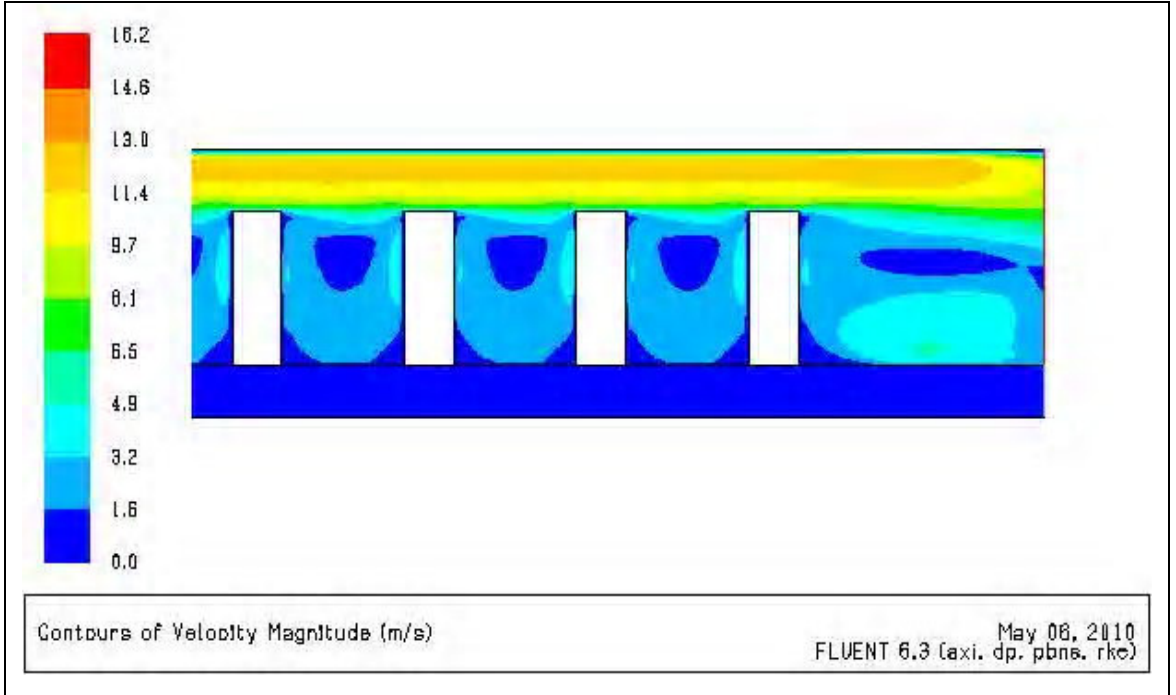
5.5.2. Hız Dağılımları



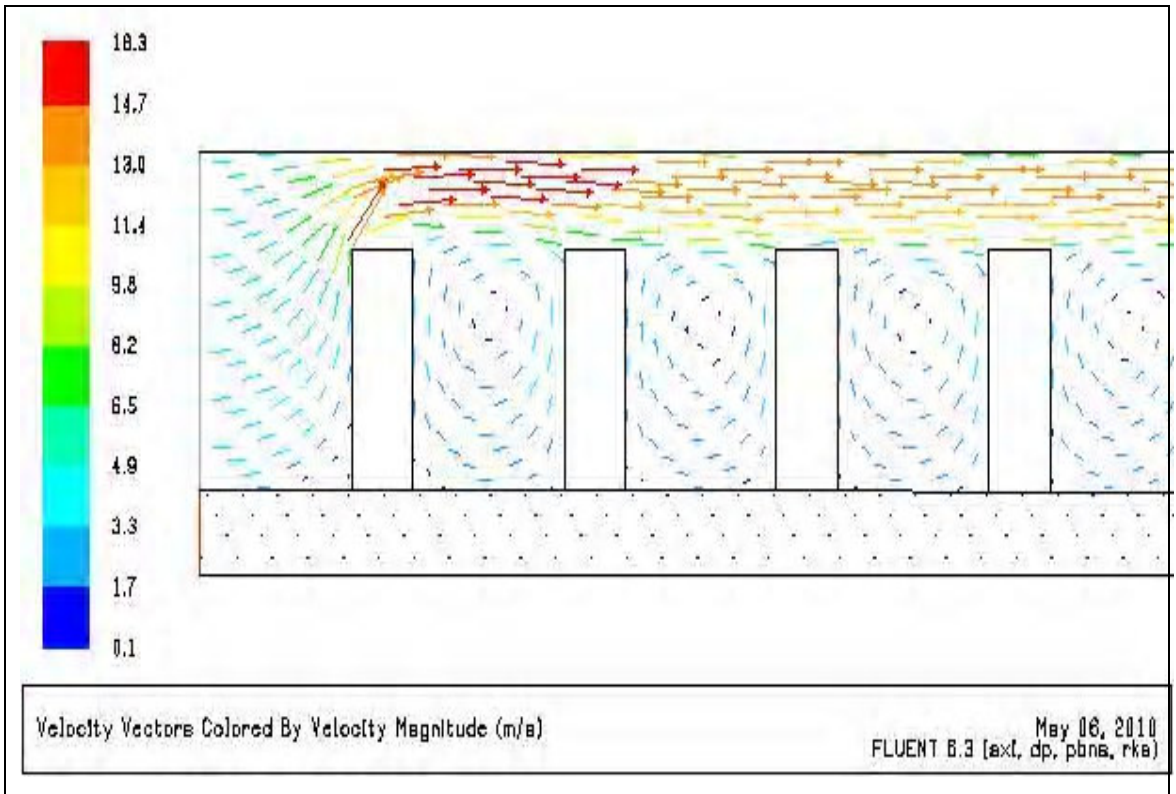
Şekil 5.35. Birinci Bölümdeki Hız Dağılımı



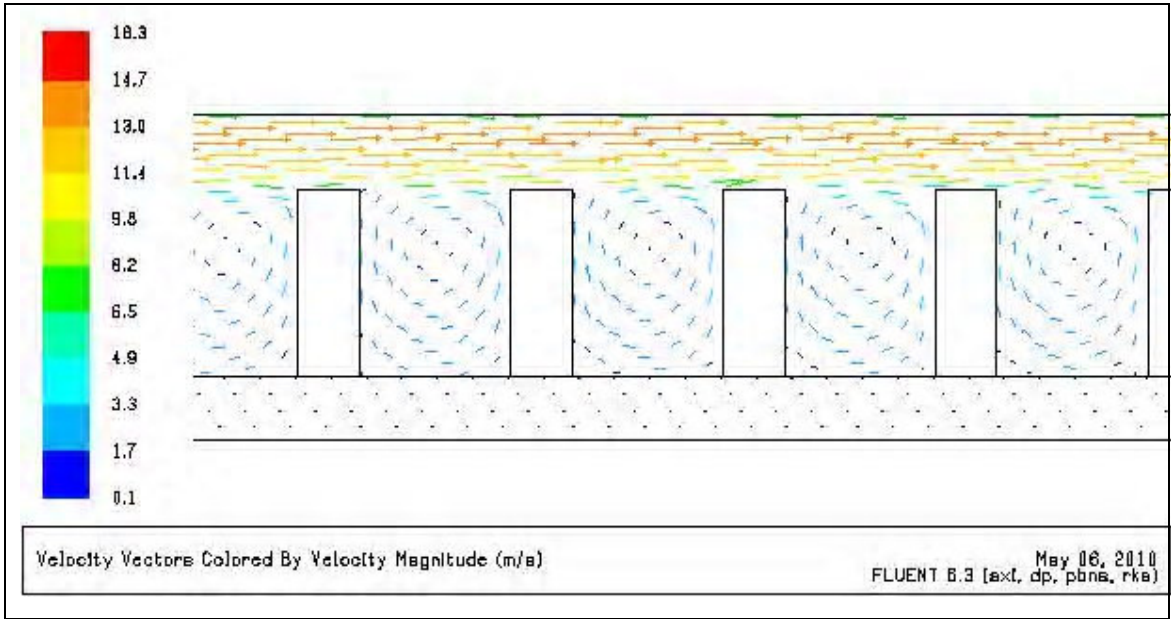
Şekil 5.36. İkinci Bölümdeki Hız Dağılımı



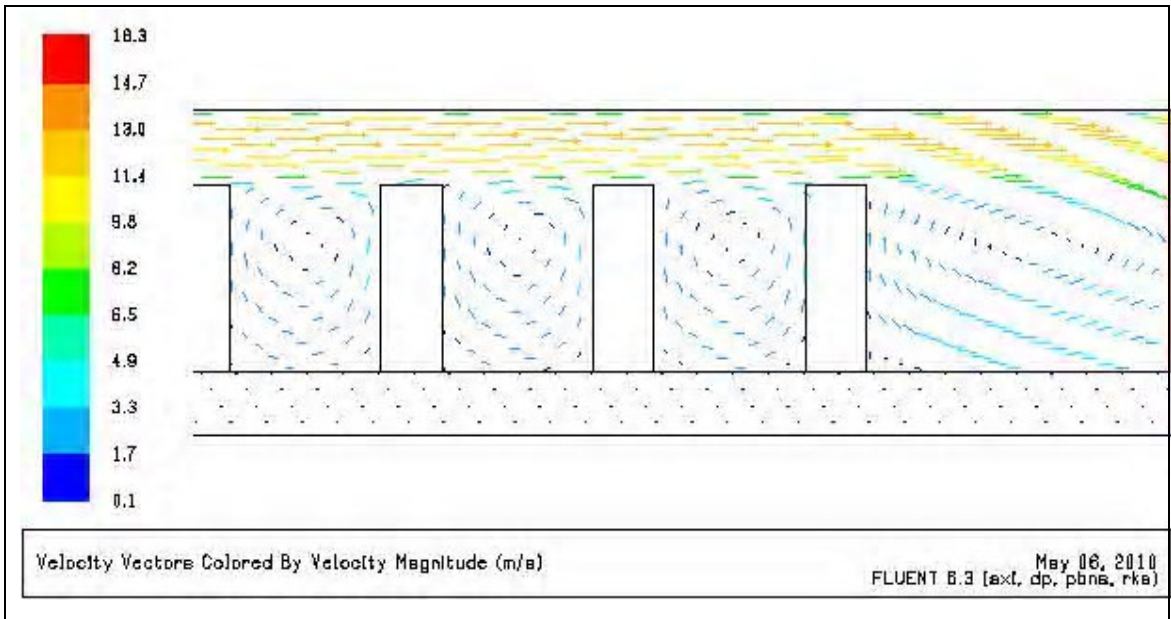
Şekil 5.37. Üçüncü Bölümdeki Hız Dağılımı



Şekil 5.38. Birinci Bölümdeki Vektörel Hız Dağılımı



Şekil 5.39. İkinci Bölümdeki Vektörel Hız Dağılımı



Şekil 5.40. Üçüncü Bölümdeki Vektörel Hız Dağılımı

Şekillerde ters yönlü akışta oluşan hız dağılımları görülmektedir. Sisteme su 0.2 m/s, hava ise 5 m/s hızla girmektedir. Kanatçığın başlama noktasından itibaren radyal yönde kanatçığın yerleştirildiği bölgelerde kesit daralması meydana gelmesinden dolayı maksimum hız merkezde 16 m/sn' ye kadar çıkmaktadır. Diğer kanatçığa girmeden önce, alan genişlediğinden dolayı hız yine 5 m/sn' ye kadar düşmekte, kanatçık bölgesinde tekrar artmaktadır. Kanatçığın hıza etkisi, kanatçığın başladığı noktadan

itibaren giderek azalmaktadır. Boru içerisinde ise hızın sayısal değerinde herhangi bir değişim gözlenmezken, hız profilinde ise çok küçük farklılıklar görülmektedir. Özellikle ısı transferin olduğu ara yüzey bölgesindeki hızlar sürtünmenin etkisiyle de oldukça düşüktür.

Akım şekilleri incelendiğinde kanatçık kullanılması durumunda türbülans yoğunluğunda meydana gelen değişim görülmektedir. Kanatçıktan dolayı kesitin daraldığı ve akışkan hızında ani artışların olduğu yerlerde türbülans yoğunluğu da artmaktadır. Kanatçığın etkisinin azaldığı noktalarda yani türbülansın dağılması ve çalkantıların sönmelenmesi nedeniyle bu bölgelerde bunlara bağlı olarak türbülans yoğunluğu da azalmaktadır.

Akım çizgileri incelendiğinde kesitin daraldığı kısma kadar akım çizgilerinde bir değişim gözlenmemektedir. Çünkü bu kısımda akışta bir bozulma gerçekleşmemiştir ve akış türbülanslı değildir. Kanatçığın etkisiyle kesitin daralmasıyla birlikte kanatçığın bitim noktasından itibaren türbülans artmakta, türbülansın artmasıyla o kısımda bir dönme bölgesi oluşmaktadır. Kanatçığın bulunduğu tüm bölgelerde benzer dönme bölgeleri oluşmaktadır.

Fluent programı, kullanılacak değişik tipteki kanatçık yapılarıyla ısı transferinin iyileştirilmesi ve en uygun ısı değiştiricisinin tespit edilmesi konusunda mühendislik açısından çok faydalı olduğunun göstergesidir.

6. BÖLÜM

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

- Bütün modeller için ortalama çıkış sıcaklıkları incelendiğinde kanatsız ısı değiştiricisine göre, bütün kanatlı modellerde ısı transferinin daha fazla olduğu, kanatçıklar içerisinde ise ısı transferi açısından en avantajlı olan modelin t:0.006m kalınlık, h:0.018m yükseklik, L:0.013m kanatlar arası mesafe ve $\theta:90^\circ$ açığa sahip kanatlı ters yönlü akışta elde edildiği görülmüştür.
- En iyi ısı transferinin sağlandığı kanatlı yapıda, kanatsız yapıya göre ısı transferi açısından ters akışta %403,98, paralel akışta ise %379,93'lük iyileşme sağlanmıştır.
- En iyi ısı transferinin sağlandığı kanatlı yapıda, paralel akışta ısı değiştiricisinin etkinliği 0,78, ters akışta 0,80 olmaktadır.
- Basınç düşüşü değerleri ısı transferindeki iyileşme ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilir orandadır.
- Hava giriş hızının artırılmasıyla hem ısı transferi hem de basınç düşümünde artış olmuştur.
- Bütün hesaplamalarda ters akışın paralel akışa göre ısı transferini arttırdığı tespit edilmiştir.
- HAD modellemesinde görüldüğü üzere kanatların olduğu bölgelerde geometrinin değişmesine bağlı olarak vortexler oluşmaktadır. Bu ısı transferini arttıran bir özelliktir.

- Bütün modellerin hız dağılımları incelendiğinde, kanatlardan dolayı kesitin daraldığı bölgelerde, bütün modellerde hemen hemen aynı oranda hızda artmalar meydana gelmektedir. Hız profilinin beklenildiği gibi yüzeye yakın bölgelerde azalma göstermekle beraber genellikle üniform bir dağılım olduğu görülmektedir.
- HAD modellemesinde hız akımları incelendiğinde kanatların başlama noktasından itibaren radyal yönde, kanatın yerleştirildiği bölgelerde kesit daralması meydana gelmesinden dolayı hız yükselmektedir. Diğer kanatçığa girmeden önce, alan genişlediğinden dolayı hız yine düşmekte, kanat bölgesinde tekrar artmaktadır. Kanatların hıza etkisi, kanatların başladığı noktadan itibaren giderek azalmaktadır.
- Havanın giriş yönüne göre ilk kanatlarda akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı daha fazla olduğundan, en fazla ısı transferi ilk kanatlarda gerçekleşmektedir ve diğer kanatlara göre azalarak devam etmektedir.
- Kanatların arasında sıcaklık düşmekte, akışkan ısını kanatlara aktararak alt kısımdaki boru cidarından akan suya vermektedir.
- Akım şekilleri incelendiğinde kanat kullanılması durumunda türbülans yoğunluğunda meydana gelen değişim görülmektedir. Kanatlardan dolayı kesitin daraldığı ve akışkan hızında ani artışların olduğu yerlerde türbülans yoğunluğu da artmaktadır. Kanatın etkisinin azaldığı noktalarda, yani türbülansın dağılması ve çalkantıların sönmelenmesi nedeniyle bu bölgelerde bunlara bağlı olarak türbülans yoğunluğu da azalmaktadır.

KAYNAKLAR

1. Sparrow, E.M., Chaboki, A., Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube, ASME Journal of Heat Transfer, 106, 766-773, 1984
2. Durmuş, A., Esen, M., Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Concentric Heat Exchanger with Snail Entrance, Applied Thermal Engineering, 22, 321-332, 2002
3. Lozza, G., Merlo, U., An Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Losses of Interrupted and Wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers, International Journal of Refrigeration, 24, 409-416, 2001
4. Wu, H.W., Perng, S.W., Effect of an Oblique Plate on The Heat Transfer Enhancement of Mixed Convection Over Heated Blocks in a Horizontal Channel, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 1217-1235, 1999
5. Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan, D., Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchanger, Energy Conversion and Management, 39, 331-336, 1998
6. Alam, I., Ghoshdastidar, P.S., A Study of Heat Transfer Effectiveness of Circular Tubes with Internal Longitudinal Fins Having Tapered Lateral Profiles, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1371-1376, 2002
7. Daloğlu, A., Ayhan, T., Natural Convection in a Periodically Finned Vertical Channel, Int. Comm. Heat and Mass Transfer, 26, 1175-1182, 1999
8. Lee, C.K. ve Abdel-Moneim, S.A., Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface With Two-Dimensional Ribs, Int.Comm. Heat Mass Transfer, 28, no. 2, 161-170, 2001
9. Şara, O.N., Pekdemir, T., Yapıcı, S., Yılmaz, M., Enhancement of Heat Transfer from a Flat Surface Flow by Attachment of Rectangular Bloks, İntrenational Journal of Energy Research, 25, 593-576, 2001
10. Ahn, S.W., The Effect of Roughness Type on Friction Factors and Transfer in Roughened Rectangular Duct. International Communication of Heat and Mass Tansfer, 28, 933-942, 2001
11. Incorepera, F:P. Ve Dewitt, D.P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 2001
12. Genceli O.F., Isı Değiştiricileri, Birsen Basın Yayın, 1999
13. <http://www.demirmakina.com/DEMIR%20MAKINA%A0Ekonomizerler.htm>

14. Meunier, H., Industrial Heat Exchangers on Recuperators for High Temperature Waste Gases, Institute of Von Karman, Belgium, 1991
15. Incropera, F.P. ve Dewitt, D.P., Isı ve Kütleye Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 2001
16. Genceli O, Doğalgaza İlişkin Genel Bilgiler, TMMOB., 1989
17. Kaykayoğlu, C.R., Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniğine Giriş Ders Notları, İstanbul, 1994
18. Versteeg, H.K., Malaladekara, W., Computational Fluid Dynamics, London, 1995
19. İlbaş, M., Studies of Ultra Low NO_x Burner, PhD Thesis University of Wales, Cardiff, U.K., 1997
20. Umur, H., Akışkanlar Mekaniği, Alfa Basım Yayın, İstanbul, 1998

EK: FLUENT PROGRAMINDAN ALINAN DATALAR

FLUENT

Version: axi, dp, pbns, rke (axi, double precision, pressure-based, realizable k-epsilon)

Release: 6.3.26

Title:

Models

Model	Settings
Space	Axisymmetric
Time	Steady
Viscous	Realizable k-epsilon turbulence model
Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	None
Species Transport	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
Pollutants	Disabled
Soot	Disabled

Boundary Conditions

Zones

name	id	type
kanat	2	solid
gaz	3	fluid
su	4	fluid
ara_duvarlar-shadow	19	wall
wall:001-shadow	18	wall
wall:012-shadow	17	wall
wall	5	wall
ara_duvarlar	6	wall
gaz_cikisi	7	pressure-outlet
su_girisi	8	velocity-inlet
eksen	9	axis
gaz_girisi	10	velocity-inlet
su_cikisi	11	pressure-outlet
default-interior	13	interior
wall:001	1	wall
wall:012	12	wall
default-interior:014	14	interior
default-interior:015	15	interior

Boundary Conditions

kanat

Condition	Value
Material Name	aluminum
Specify source terms?	no
Motion Type	0
X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Rotation speed (rad/s)	0
Deactivated Thread	no

su

Condition	Value
Material Name	water-liquid
Specify source terms?	no
Motion Type	0
X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Rotation speed (rad/s)	0
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m ²)	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m ²)	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1
Solid Material Name	aluminum

gaz

Condition	Value
Material Name	air
Specify source terms?	no
Specify fixed values?	no
Motion Type	0

X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Rotation speed (rad/s)	0
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	yes
Porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m ²)	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m ²)	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1
Solid Material Name	aluminum

ara_duvarlar_shadow

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m ³)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m ²)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m ² -k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

wall:001-shadow

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

wall:012-shadow

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0

Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

wall

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	1
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

ara_duvarlar

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300

Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

gaz_girisi

Condition	Value
Velocity Specification Method	2
Reference Frame	0
Velocity Magnitude (m/s)	5
Axial-Velocity (m/s)	0
Radial-Velocity (m/s)	0
Axial-Component of Flow Direction	1
Radial-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Y-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Z-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Angular velocity (rad/s)	0
Temperature (k)	481
Turbulent Specification Method	0
Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)	1.14
Turbulent Dissipation Rate (m2/s3)	100
Turbulent Intensity (%)	0.1
Turbulent Length Scale (m)	1
Hydraulic Diameter (m)	1
Turbulent Viscosity Ratio	10
is zone used in mixing-plane model?	no

gaz_cikisi

Condition	Value
Gauge Pressure (pascal)	0
Backflow Total Temperature (k)	300
Backflow Direction Specification Method	1
Axial-Component of Flow Direction	1
Radial-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Y-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Z-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Turbulent Specification Method	0
Backflow Turbulent Kinetic Energy (m ² /s ²)	1
Backflow Turbulent Dissipation Rate (m ² /s ³)	1
Backflow Turbulent Intensity (%)	0.1
Backflow Turbulent Length Scale (m)	1
Backflow Hydraulic Diameter (m)	1
Backflow Turbulent Viscosity Ratio	10
is zone used in mixing-plane model?	no
Specify targeted mass flow rate	no
Targeted mass flow (kg/s)	1

su_cikisi

Condition	Value
Gauge Pressure (pascal)	0
Backflow Total Temperature (k)	300
Backflow Direction Specification Method	1
Axial-Component of Flow Direction	1
Radial-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Y-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Z-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Turbulent Specification Method	0
Backflow Turbulent Kinetic Energy (m ² /s ²)	1
Backflow Turbulent Dissipation Rate (m ² /s ³)	1
Backflow Turbulent Intensity (%)	0.1
Backflow Turbulent Length Scale (m)	1
Backflow Hydraulic Diameter (m)	1
Backflow Turbulent Viscosity Ratio	10
is zone used in mixing-plane model?	no
Specify targeted mass flow rate	no

Targeted mass flow (kg/s) 1

su_girisi

Condition	Value
Velocity Specification Method	2
Reference Frame	0
Velocity Magnitude (m/s)	0.2
Axial-Velocity (m/s)	0
Radial-Velocity (m/s)	0
Axial-Component of Flow Direction	1
Radial-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Y-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Z-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Angular velocity (rad/s)	0
Temperature (k)	368
Turbulent Specification Method	0
Turbulent Kinetic Energy (m ² /s ²)	0.000699999998
Turbulent Dissipation Rate (m ² /s ³)	0.0060000001
Turbulent Intensity (%)	0.1
Turbulent Length Scale (m)	1
Hydraulic Diameter (m)	1
Turbulent Viscosity Ratio	10
is zone used in mixing-plane model?	no

wall:001

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m ³)	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m ²)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m ² -k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0

Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

wall:012

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

Solver Controls

Equations

Equation	Solved
Flow	yes
Turbulence	yes

Energy	yes
--------	-----

Numerics

Numeric	Enabled
---------	---------

Absolute Velocity Formulation	yes
-------------------------------	-----

Relaxation

Variable	Relaxation Factor
----------	-------------------

Pressure	0.30000001
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.69999999
Turbulent Kinetic Energy	0.80000001
Turbulent Dissipation Rate	0.80000001
Turbulent Viscosity	1
Energy	1

Linear Solver

Variable	Solver Type	Termination Criterion	Residual Reduction Tolerance
Pressure	V-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Turbulent Kinetic Energy	Flexible	0.1	0.7
Turbulent Dissipation Rate	Flexible	0.1	0.7
Energy	Flexible	0.1	0.7

Discretization Scheme

Variable	Scheme
----------	--------

Pressure	Standart
Momentum	First Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	First Order Upwind
Energy	First Order Upwind

Solution Limits

Quantity	Limit
----------	-------

Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5e+10
Minimum Temperature	1

Maximum Temperature	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-14
Minimum Turb. Dissipation Rate	1e-20
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000

Material Properties

Material: water-liquid (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m ³	constant	998.20001
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	4182
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.60000002
Viscosity	kg/m-s	constant	0.001003
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	18.0152
L-J Characteristic Length	angstrom	constant	0
L-J Energy Parameter	k	constant	0
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Degrees of Freedom		constant	0

Material: steel (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m ³	constant	8030
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	502.48
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	16.27

Material: air (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m ³	incompressible-ideal-gas	
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	1021
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.0373
Viscosity	kg/m-s	constant	2.507e-05
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	28.966
L-J Characteristic Length	angstrom	constant	3.711
L-J Energy Parameter	k	constant	78.6
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Degrees of Freedom		constant	0

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m ³	constant	2719
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	871
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	202.4

ÖZGEÇMİŞ

Abdullah ÇORAK, 23.05.1979 tarihinde Eskişehir’de doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Eskişehir’de tamamladı. 1997 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünü kazandı ve 2002 yılında bu bölümden mezun oldu. 2002 yılında Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans yapmaya başladı. 1996 yılından itibaren TCDD’ de çeşitli birimlerde çeşitli görevlerde bulunmuştur. Halen TCDD İşletmesi Genel Müdürlüğü’nde mühendis olarak görev yapmaktadır.

İletişim Bilgileri:

İş Adresi: TCDD Genel Müdürlüğü

APK Dairesi Başkanlığı Gar/ANKARA

İş Tel: 0 312 309 05 15/1403

Ev Adresi: Selçuklu Mah. Lise Cad. 26/7

Sincan/ANKARA

Cep Tel: 0 543 219 59 47