



**T. C.
SIVAS CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DAİRESEL VE ÜÇGEN TİPİ KANATÇIK YÜZEYLERDE ISI
GEÇİŞİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

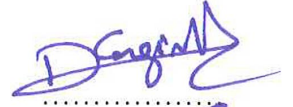
**Gülçin KÖSE
(20179240013)**

**Enerji Bilimi ve Teknolojisi Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Doğan Engin ALNAK**

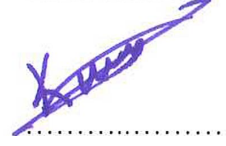
**SIVAS
MAYIS 2019**

Gülçin KÖSE'nin hazırladığı ve “DAİRESEL VE ÜÇGEN TİPİ KANATÇIK YÜZEYLERDE ISI GEÇİŞİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ ” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **ENERJİ BİLİMİ VE TEKNOLOJİSİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı **Dr. Öğr. Üyesi Doğan Engin ALNAK**
Cumhuriyet Üniversitesi



Jüri Üyesi **Dr. Öğr. Üyesi Koray KARABULUT**
Cumhuriyet Üniversitesi



Jüri Üyesi **Doç Dr. Coşkun ÖZALP**
Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi



Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. İsmail ÇELİK
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.



Bütün hakları saklıdır.
Kaynak göstermek koşuluyla alıntı ve gönderme yapılabilir.

© Gülçin KÖSE, 2019

ETİK

Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

Bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,

Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,

Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere, bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,

Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,

Tezin herhangi bir bölümünü, Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı; beyan ederim.

18/07/2019

Gülçin KÖSE

ÖZET

DAİRESEL VE ÜÇGEN TİPİ KANATÇIK YÜZEYLERDE ISI GEÇİŞİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Gülçin KÖSE

Yüksek Lisans Tezi

Enerji Bilimi ve Teknolojisi Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Doğan Engin ALNAK

2019, 92+xviii sayfa

Bu çalışmada, plaka tipi ısı değiştiricilerinde levha yüzeylerine yerleştirilen kanatçıkların ısı transferine etkilerinin birleşik ısı transferi yaklaşımıyla incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla ANSYS paket programı yardımıyla ısı transferinin sayısal çözümü zamandan bağımsız olarak elde edilerek sıcaklığın ve hızın değişimi gösterilmiştir. Üç boyutlu dikdörtgen kesitli düz kanalların, geniş duvarı kanatçıklı yüzeyler tarafından geliştirilecek ve Reynolds sayısının 200 'den 1000 'e değiştirildiği düz kanal için laminer akış oranında ve kanatçıklı kanallarda standart k-ε türbülans modeliyle çeşitli kurulumlar için (kanatçık için: şekil, boyut, aralık ve model için) araştırılmıştır. Üç boyutlu incelemelerde 20-40 mm kanatçık aralığında, 2 ve 4 mm (üçgen dairesel) kanatçık yüksekliğinde sonuçlar elde edilmiştir. Üst kanal ve alt kanaldaki akışkanların sıcaklıkları sırasıyla 300 K, 600 K olacaktır. Öncelikle boş kanal için hız ve sıcaklık dağılımı zamandan bağımsız olarak elde edilecek ve literatür ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra aynı sınır koşullarında farklı kanatçık acılarının ve boyutlarının, hız ve sıcaklık dağılımı üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışmanın devamında çeşitli kanatçık modellerinde farklı geometrilerin, sıcaklık dağılımına olan etkileri incelenecek ve farklı kanatçık aralık ve yüksekliğiyle kıyaslanmıştır. Akışkan hızının ısı transferine etkisini görebilmek için Nusselt sayısının değişimi incelenmiştir.

Anahtar kelimeler: Isı geçişi, kanatçık, sonlu hacimler metodu, Ansys Fluent.

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER IN CIRCULAR AND TRIANGLE TYPE NON-SURFACE SURFACES

Gülçin KÖSE

Master of Science Thesis,

Department of Energy Science and Technology

Supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Doğan Engin ALNAK

2019, 92+xviii pages

In this study, it is aimed to investigate the effects of fins placed on plate surfaces in plate type heat exchangers on heat transfer by combined heat transfer approach. For this purpose, the numerical solution of the heat transfer with the help of ANSYS package program is obtained independent of time and the change of temperature and speed is shown. The wide wall of three-dimensional rectangular flat channels will be developed by finned surfaces and the laminar flow rate for the flat channel where the Reynolds number is changed from 200 to 1000 and for the standard k- ϵ turbulence model in the finned channels (for the fin: figure), size, range and model). In the three dimensional examinations, results were obtained in the range of 20-40 mm fin, 2 and 4 mm (triangular circular) fin height. The temperatures of the fluids in the upper channel and the lower channel will be 300 K, 600 K respectively. Firstly, the velocity and temperature distribution for the blank channel will be obtained independent of time and compared with the literature. Then, the effects of different wing pains and dimensions on velocity and temperature distribution under the same boundary conditions were investigated. In this study, the effects of different geometries on temperature distribution in various fin models will be examined and compared with different spacing and height. In order to see the effect of fluid velocity on heat transfer, the change of Nusselt number was investigated.

Key words: Heat transfer, fin, finite volume method, Ansys Fluent.

TEŞEKKÜR

Bilgi ve deneyimlerinden sürekli yararlandığım, tezin her aşamasında yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Doğan Engin ALNAK 'a çok teşekkür ederim.

Yüksek lisans çalışmalarım süresince benden yardımlarını esirgemeyen Dr. Öğr. Üyesi Koray KARABULUT 'a teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim için benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, yanımda olan annem Nuray KÖSE, babam Muharrem KÖSE' ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ablam ve eniştem' e destekleri için teşekkür ederim.

Tezin çalışmalarıyla ilgili her türlü yardım ve desteklerinden dolayı Hüseyin TARHAN 'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
TEŞEKKÜR.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
TABLolar DİZİNİ.....	xvi
SİMGELER DİZİNİ	xvii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Isı Değiştiricilerinde Kullanımıyla İlgili Literatür Taraması.....	1
2. ISI GEÇİŞ MEKANİZMASI	7
2.1 İletim İle Isı Geçişi	7
2.2 Taşınım İle Isı Geçişi	7
2.3 Işınım İle Isı Geçişi.....	8
3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ VE SINIFLANDIRILMASI.....	9
3.1 Akışkanların Temas şekline Göre Sınıflandırılması	9
3.1.1 Doğrudan Temasın Olduğu Isı Değiştiricileri.....	9
3.1.2 Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasın Olmadığı Isı Değiştiricileri.....	9
3.2 Isı Geçişi Yüzeinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama (Kompaktlık).....	10
3.3 Akışkan Sayısına Göre.....	11
3.4 Isı Geçişi Mekanizmasına Göre	11
3.5 Isı Değiştiricilerin Konstrüksiyonları	12
3.5.1 Borulu Isı Değiştiricileri	12
3.5.1.1 Düz Borulu Isı Değiştiricileri	12
3.5.1.2 Spiral Borulu Isı Değiştiricileri	12
3.5.1.3 Gövde Borulu Isı Değiştiricileri	12
3.5.1.4 Özel Gövde Borulu Isı Değiştiricileri.....	13
3.5.2 Levhalı (Plakalı) Isı Değiştiriciler.....	13
3.5.2.1 Contalı Levhalı Isı Değiştiriciler	13
3.5.2.2 Spiral Levhalı Isı Değiştiriciler	13

3.5.2.3 Lamelli Isı Değiştiriciler.....	14
3.5.2.4 İnce Film Isı Değiştiricileri.....	14
3.6 Genişletilmiş Yüzeyle Isı Değiştiricileri	14
3.6.1 Levha Kanatlı Isı Değiştiricileri.....	14
3.6.2 Borulu Kanatlı Isı Değiştiricileri.....	14
3.7 Rejeneratif Isı Değiştiricileri.....	15
3.7.1 Sabit Dolgu Maddeli Rejeneratör.....	15
3.7.2 Döner Dolgu Maddeli Rejeneratör	15
3.7.3 Paket Yataklı Rejeneratör.....	15
3.8 Karıştırmalı Kaplarda Isı Değişimi.....	16
3.9 Isı Değiştiricilerinde Akış Düzenlenmeleri	16
3.9.1 Tek Geçişli	16
3.9.1.1 Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri.....	16
3.9.1.2 Ters Akımlı Isı Değiştiricileri.....	16
3.9.1.3 Çapraz Akımlı Isı Değiştiricisi	16
3.9.2 Çok Geçişli Isı Değiştiricileri.....	17
3.9.2.1 Çapraz Ters ve Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri	17
3.9.2.2 Çok Geçişli Gövde Borulu Isı Değiştiricileri	17
3.9.2.3 n Adet Paralel Levha Geçişli Isı Değiştiricileri.....	17
4. ISI GEÇİŞ HESAPLAMALARI.....	18
4.1 Toplam Isı Geçiş Katsayısı	18
4.2 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkının Kullanılması	20
4.2.1 Paralel Akışlı Isı Değiştiricisi	21
4.2.2 Ters Akışlı Isı Değiştiricisi	24
4.2.3 Özel Çalışma Koşulları	26
4.2.4 Çok Geçişli ve Çapraz-Akışlı Isı Değiştiricileri	26
4.3 Isı Değiştiricisi Çözümlemesi: Etkenlik - NTU Yöntemi.....	29
5.GENİŞLETİLMİŞ ISI AKTARIM YÜZEYLERİ (KANATÇIKLAR).....	36
5.1 Kanatlarda İletimin Genel Çözümlemesi.....	38
5.2 Kanat Etkenliği	41
5.3 Toplam Yüzeyle Verimi	45
6. SONLU HACİM METODU	46

6.1 Sonlu Hacimler Metodu.....	46
6.2 Sonlu Hacimler Formülasyonları.....	47
6.2.1 Laminer Sıkıştırılamaz Akış.....	47
6.1.2 Türbülanslı Akış.....	48
6.1.2.1 Standart $k - \varepsilon$ Modeli	49
6.1.2.2 RSM Modeli	50
7. SONUÇLAR.....	53
7.1 Literatürle Karşılaştırma	53
7.2 Geometrik Model	54
7.2.1 Analitik Çözüm	55
7.3 Üç Boyutlu İnceleme	57
7.3.1 Ağ yapısı	57
7.3.2 Fiziksel Özellik	58
7.3.3 Yüzey Sınır Şartları.....	58
7.3.4 Düz Kanal.....	59
7.3.4.1 Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi.....	59
7.3.4.2 Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi.....	60
7.3.5 Dairesel ve Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımları	61
7.3.5.1 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=2 mm).....	61
7.3.5.2 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=4 mm).....	62
7.3.5.3 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=2 mm).....	62
7.3.5.4 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=4 mm).....	63
7.3.5.5 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=2 mm).....	66
7.3.5.6 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=4 mm).....	66
7.3.5.7 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=2 mm).....	67

7.3.5.8 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=4 mm).....	67
7.3.6 Dairesel ve Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımları..	70
7.3.6.1 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=2 mm)	70
7.3.6.2 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=4 mm)	71
7.3.6.3 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=2 mm)	72
7.3.6.4 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=4 mm)	73
7.3.6.5 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=2 mm)	75
7.3.6.6 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=4 mm)	75
7.3.6.7 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=2 mm)	76
7.3.6.8 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=4 mm)	78
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	86
KAYNAKLAR.....	87
EKLER	90
EK-1	90
EK-2	91
ÖZGEÇMİŞ	92

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 4.1 İki akışkanlı bir ısı değiştiricisinde, soğuk ve sıcak akışkanlar için toplam enerji dengesi	21
Şekil 4.2 Paralel akışlı bir ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımları	22
Şekil 4.3 Ters akışlı bir ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımları	25
Şekil 4.4 Isı değiştiricisi özel çalışma koşulları	26
Şekil 4.5 Gövde-borulu bir ısı değiştiricisinde, bir gövde geçişi ve ikinin katları (iki, dört, vb.) boru geçişinin olması durumunda düzeltme katsayısı	27
Şekil 4.6 Gövde-borulu bir ısı değiştiricisinde, iki gövde geçişi ve dördün katları (dört, sekiz, vb.) boru geçişinin olması durumunda düzeltme katsayısı	28
Şekil 4.7 Her iki akışkanın da karışmadığı, tek-geçişli, çapraz-akışlı bir ısı değiştiricisinde düzeltme katsayısı	28
Şekil 4.8 Bir akışkanın karıştığı, diğer akışkanın karışmadığı, tek-geçişli, çapraz-akışlı bir ısı değiştiricisinde düzeltme katsayısı (Incropera ve DeWitt, 2000).....	29
Şekil 5.1 Bir düzlemsel duvardan ısı aktarımının artırılmasında kanat kullanımı.....	36
Şekil 5.2 Tipik kanatlı - boru ısı değiştiricileri	37
Şekil 5.3 Kanat çeşitleri	37
Şekil 5.4 Genişletilmiş yüzeyde enerji dengesi.....	38
Şekil 5.5 Dikdörtgen, üçgen parabolik profilli düz kanatların verimleri	44
Şekil 5.6 Dikdörtgen profilli dairesel kanatların verimleri	44
Şekil 5.7 Temsili kanat dizileri.....	45
Şekil 7.1 Sunulan çalışma, Ömer Onur Karabulut ve Kayataş ile İlbaş' ın çalışmasının karşılaştırılması.....	53
Şekil 7.2 Düz kanal için perspektif görünüşü.....	54
Şekil 7.3 Düz kanalda Reynolds sayılarının hız dağılımı	60
Şekil 7.4 Düz kanalda iki boyutlu hız dağılımı	60
Şekil 7.5 Düz kanalda iki boyutlu sıcaklık dağılımı	61
Şekil 7.6 Düz kanalda Reynolds sayılarının sıcaklık dağılımı	61
Şekil 7.7 Daire, $b=20$ mm, $e= 2$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı	62

Şekil 7.8 Daire, $b=20$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı	62
Şekil 7.9 Daire, $b=40$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı	63
Şekil 7.10 Daire, $b=40$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı	63
Şekil 7.11 Daire kanatçık için Reynolds sayılarına göre hız dağılımı	65
Şekil 7.12 a) Daire, paralel akış, $e=4$ mm'de hız dağılımı karşılaştırması b)Daire, paralel akış, $b=40$ mm'de hız dağılımı karşılaştırması 'nın gösterimi	65
Şekil 7.13 Üçgen, $b=20$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı.....	66
Şekil 7.14 Üçgen, $b=20$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı.....	66
Şekil 7.15 Üçgen, $b=40$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı.....	67
Şekil 7.16 Üçgen, $b=40$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı.....	67
Şekil 7.17 Üçgen kanatçık için Reynolds sayılarına göre hız dağılımı.....	69
Şekil 7.18 a) Üçgen, paralel akış, $e=4$ 'de hız dağılımı karşılaştırması b) Üçgen, paralel akış, $b=40$ 'de hız dağılımı karşılaştırması	69
Şekil 7.19 Daire ve üçgen, $b = 40$ mm, $e = 4$ mm 'de hız dağılımı karşılaştırılması	70
Şekil 7.20 Daire, $b=20$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı.....	70
Şekil 7.21 Daire, $b=20$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı.....	71
Şekil 7.22 Daire, $b=20$ mm 'de $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı	71
Şekil 7.23 Daire, $b=40$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı.....	72
Şekil 7.24 Daire, $e = 2$ mm 'de $b = 20$ ve 40 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı	72
Şekil 7.25 Daire, $b=40$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı.....	73
Şekil 7.26 Daire, $b = 40$ mm 'de $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı	73
Şekil 7.27 Daire kanatçık için Reynolds sayılarına göre sıcaklık dağılımı.....	74
Şekil 7.28 Üçgen, $b=20$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı	75
Şekil 7.29 Üçgen, $b=20$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı	76
Şekil 7.30 Üçgen, $b=20$ mm 'de $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı	76
Şekil 7.31 Üçgen, $b=40$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı	77
Şekil 7.32 Üçgen, $e = 2$ mm 'de $b = 20$ ve 40 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı	77
Şekil 7.33 Üçgen, $b=40$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı	78

Şekil 7.34 Üçgen, $b=20$ mm 'de $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı	78
Şekil 7.35 Üçgen kanatçık için Reynolds sayılarına göre sıcaklık dağılımı	79
Şekil 7. 36 Daire, üçgen, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm sıcaklık dağılımı karşılaştırılması	80
Şekil 7.37 Düz kanal ve üçgen, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm sıcaklık dağılımı karşılaştırılması .	80
Şekil 7.38 Daire, paralel akış, Reynolds sayısına göre türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması.....	81
Şekil 7.39 Üçgen, paralel akış, Reynolds sayısına göre türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması.....	82
Şekil 7.40 Daire, ters akış, Reynolds sayısına göre türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması.....	83
Şekil 7.41 Üçgen, ters akış, Reynolds sayısına göre türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması.....	83
Şekil 7.42 Düz kanal, paralel ve ters akış, Reynolds sayısına göre türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması	84
Şekil 7.43 Engelsiz durumdaki paralel ve zıt akış için ısı taşınım katsayısı değişimi	84

TABLULAR DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 4.1 Isı değiştiricilerinde etkenlik bağıntıları.....	34
Tablo 4.2 Isı değiştiricilerinde NTU bağıntıları	35
Tablo 5.1 Sabit kesitli kanatlarda sıcaklık dağılımı ve ısı kaybı.....	41
Tablo 7.1 Reynolds sayısına göre hız ve sıcaklık değerleri.....	57
Tablo 7.2 $Re=400$ için Modeller ait ısı taşınım katsayıları değişimi.....	85



SİMGELER DİZİNİ

ϕ	Açı
ϵ	Birim şekil değıştirme
\dot{m}	Kütlesel debi (kg/s)
Ψ	Genel akış değışkeni
A_c	Kesit alanı (m ²)
μ	Dinamik viskozite (Ns/m ²)
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
V	Hız (m/s)
U	Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m ² K)
Pr	Prandtl sayısı
Nu	Nusselt sayısı
Q	Toplam ısı geçişi (W)
η_o	Toplam yüzey verimi
dV	Diferansiyel hacim (m ³)
σ	Gerilme (N)
η_f	Kanat verimi
P	Basınç (Pa)
u, v, w	x, y ve z bileşenlerindeki hızlar (m/s)
R	Yarıcap (m)
RSM	Reynold Stres Model
Re	Reynolds sayısı
t	Zaman (s)
A	Alan (m)
e	Kanatçık yüksekliği (m)
b	Kanatçık aralığı (m)
H	Kanal yüksekliği (m)
W	Kanal genişliği (m)
dx	Her bir elemanın uzunluğu (m)
dA	Isı geçiş yüzey alanı (m ²)

k_f	Akışkanın ısı iletim katsayısı (W/m-K)
D_H	Hidrolik çap (m)
ρ	Yoğunluk (kg/ m ³)
x, y, z	Kartezyen koordinatları
T	Sıcaklık (K)
c_p	Sabit basınç altındaki özgül ısı (J/kgK)
$c_{p,i}$	Sabit basınç altındaki özgül ısı (J/kgK)
g_i	Yerçekimi ivmesi (m/sn ²)
h	Duyulur entalpi (J/m ³) taşınım (konveksiyon) katsayısı (W/m ² K)
k_{eff}	Efektif kondüktivite (ısı iletkenlik) (W/m K)
p	Statik basınç (Pa)
u_i	Hız vektörü (m/s)
τ	Kayma gerilmesi (N)
τ_{ij}	Gerilme tensörü (N)
β	Isı geçiş yüzeyi (m ²)
R_f''	Kirlilik faktörü
ΔT_{lm}	Ortalama logaritmik sıcaklık

Alt indisler

c	Soğuk
h	Sıcak
i	Giriş
o	Çıkış
f	Akışkan
m	Ortalama
exp	Deney

1. GİRİŞ

Birçok mühendislik uygulamalarında önemli ve çok karşılaşılan işlemlerden birisi de farklı sıcaklıklarda iki veya daha çok akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapılması için gerekli olan cihazlar, ısı değiştirici olarak adlandırılır. Kullanım yerleri olarak termik santrallarda, kimya endüstrilerinde, soğutma, iklimlendirme, ısıtma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda, ısı depolanması vb. birçok örnek verilebilir. Uygulama alanlarına örnekler olmak üzere bir su borulu buhar kazanında, bir mekanik soğutma devresinde, bir iklimlendirme tesisatının çeşitli kademelerinde kullanılan ısı değiştirici tipleri de vardır. Verilen bu örneklerden anlayacağımız üzere, pratikte çeşitli yerlerde kullanılan bu ısı değiştiricileri, kullanım amaçlarına göre değişik konstrüksiyonlarda, kapasitelerde, tiplerde ve boyutlarda olabilirler. (Shah, R.K.,1981).

1.1 Isı Değiştiricilerinde Kullanımıyla İlgili Literatür Taraması

R. Tauscher, F. Mayinger (1991), tarafından yapılan Plaka tipi ısı değiştiricilerinde, çeşitli kurulumlardan oluşturulan genişletilmiş yüzeylerle ısı aktarımının artırılmasını laminar ve düşük türbülanslı akış oranlarında deneysel ve sayısal olarak incelendiği çalışmadır. Buradaki çalışmada kanatçıkların türbülans oluşturucu etkilerinin incelendiği ve böylece ısı aktarımını artırdığı, artım için en uygun kurulumun belirlendiği ve deneysel sonuçlarla sayısal sonuçların uyumu gösterilmiştir.

Nesrin Kayataş, Mustafa İlbaş (2005), tarafından iç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen kare kanatçığın, üçgen kanatçığın, girdaplı akışın ve kanatçiksın ısı değiştiricisinin aynı yönlü ve zıt yönlü akış uygulanarak hız dağılımları, sıcaklık dağılımları ve akım çizgileri dağılımı detaylı olarak elde edilen, ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Modelleme bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programı olan ve sonlu farklar (hacimler) metodunu uygulayan FLUENT paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Simülasyon için yukarıda ifade edilen şartlara göre dört değişik model yapılmıştır. Isı değiştiricisinin tam silindirik ve simetrik olması sebebiyle, modelleme iki boyutlu ve aksel-simetrik olarak incelenmiştir.

Derya Kaya (2004), tarafından plaka tipi ısı değiştiricilerinde levha yüzeylerine yerleştirilen kanatçıkların ısı transferine etkilerinin birleşik ısı transferi yaklaşımıyla incelenmiştir. Bu

çalışmada iki boyutlu dikdörtgen kesitli düz kanallara yerleştirilen kanatçıkların, 500 ‘den 2500 ‘e değiştirildiği Reynolds sayısının laminar ve düşük türbülanslı akış oranlarında çeşitli kurulumlar için çözümler sonlu elemanlar yöntemini kullanan ANSYS ve sonlu hacimler yöntemini kullanan FLUENT paket programları ile karşılaştırılmalar yapılmıştır.

Oğuz Turgut, Nevzat Onur, Kamil Arslan, Feyza Günbey (2009), tarafından yapılan yamuk kesit alanına sahip bir kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan üç boyutlu zorlanmış konveksiyon ısı transferi kararlı rejim ve sabit yüzey sıcaklığı şartlarında sayısal olarak incelenmişlerdir. Buradaki sayısal çalışma Reynolds sayısının $100 \leq Re \leq 800$ aralığında gerçekleştirilmiştir ve çalışma akışkanı olarak hava ($Pr= 0.7$) kullanılmıştır. Sayısal çalışma ticari Sayısal Akışkanlar Dinamiği yazılımı olan Ansys Fluent 6.3.26 ile incelenmiştir. Ortalama Nusselt sayıları ve sürtünme katsayıları Reynolds sayısının fonksiyonu olarak yapılmıştır. Bu çalışmada yerel Nusselt sayıları ve Fanning sürtünme faktörleri kanal boyunca mesafenin fonksiyonu olarak çizilmiştir. Sıcaklık ve hız dağılımları kanal boyunca çeşitli pozisyonlarda sunulmuştur.

Nafiz Kahraman, Ufuk Sekmen, Bilge Çeper, S. Orhan Akansu (2008), boru içerisine yerleştirilen türbülans yayıcı olarak paslanmaz çelikten imal edilmiş üç farklı kanatçık acısına ($\theta=30^\circ, 45^\circ$ ve 60°) ve iki farklı kanatçık açıklığında ($b= 0.1$ ve 0.2 m) sahip türbülötör kullanılarak ısı geçişindeki artış üç boyutlu olarak ele alınmışlardır. Akış ve sıcaklık alanları FLUENT CFD kodu yardımı ile numerik olarak hesaplanmış ve sayısal analizlerde standart Reynolds Stress Model (RSM) türbülans modeli kullanılmıştır. Bu çalışmada incelenen tüm durumlarda, boru içerisinde türbülötör kullanıldığı zaman Nu sayısının arttığı ve ayrıca türbülötörün kanatçık acısı ve kanatçık mesafesinin ısı transferini etkilediğini belirlemişlerdir.

Muhittin Kirazlı, (2006), tarafından yapılan yatay konumda bulunmakta olan sonlu iki paralel levhadan oluşan bir sistemde levhalar arası mesafenin, levhalar ile ortam arası sıcaklık farkının ve levha boyutlarının doğal konveksiyon ile ısı transferi üzerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir.

Tayfun Menlik (2006), eş eksenli-borulu ısı değiştiricilerde sudan suya türbülanslı akışlı ısı taşınımı ile ilgili deneyler yapılmış ve sistem genel performansı irdelenmiştir. Deneylerden sonuçlandırılan verilerle logaritmik ortalama sıcaklık farkı, toplam ısı transfer katsayısı, iç

ve dış yüzey ısı taşınım katsayıları ile paralel ve zıt akışlardaki ısı transfer miktarları grafikler yardımı ile karşılaştırılmıştır.

Rasim Behçet ve Cumali İlkılıç (2006), bu çalışmada helisel yay elemanların paralel akışlı ısı değiştiricilerinin performansını nasıl etkilediklerini deneysel olarak incelemek için bir deney düzeneği oluşturmuşlardır. Bu amaç için farklı adımlardaki helisel yaylar ile yapılan deneylerde Reynolds sayısının artmasıyla basınç kayıpları da arttığından, kullanılan iyileştirme tekniğinin termodinamik olarak avantajlı olup olmadığını belirlemek için, entropi üretimi hesaplanmıştır.

Hüseyin Benli, Hasan Gül ve Aydın Durmuş (2006), PHE_{ondulin} ve $PHE_{\text{yıldız}}$ olarak adlandırılan iki farklı plakalı ısı değiştiricilerinin yüzey geometrilerinin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine etkilerini deneysel olarak incelenmiş ve iki tip ısı değiştiricisi imal edilmiştir. Burada plakaların yan yana monte edilmesiyle, elde edilen ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkan tarafından, Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre değişimleri irdelenmiştir. Aynı yönlü zıt akış ve paralel yönlü akış için, ısı değiştiricisi etkinliğinin, NTU 'ya göre değişimi bulunmuştur. Laminer akış şartlarında burada Reynolds sayısı $50 \leq Re \leq 1000$ ve Prandtl sayısı ise $3 \leq Pr \leq 7$ arasında belirlenmiştir. Deney sonuçlarından, ısı transferi, etkinlik ve basınç kaybı için deneysel bağıntılar sonuçlandırılmıştır.

Mustafa Atmaca (2006), tarafından yapılan eş merkezli, iç içe borulu ısı değiştiricisinde; sıcak akışkan ve soğuk akışkan tarafında ısı taşınım (film) katsayıları ve toplam ısı transfer katsayısı (U_{top}) deneysel olarak bulunmuş ve aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisi tipleri için birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Deneyler için türbülanslı akış şartlarında $19000 < Re < 34000$ değerlerinde yapılmış ve deneylerde sıcak ve soğuk akışkan olarak su kullanılmıştır. Sonucunda ise Re sayısının, Nu sayısına ve Basınç Kayıp katsayısına göre değişimi belirtilmiştir.

Hikmet Doğan, Mustafa Aktaş, Tayfun Menlik (2004), tarafından yapılmakta olan güneş enerjili tabii dolaşımli dolaylı sıcak su hazırlama sistemlerinde kanatçık yüzeyindeki sıcaklık dağılımının sonlu-farklar yöntemi ile analizini yapmışlardır. Burada tasarlanan tabii dolaşımli dolaylı sıcak su hazırlama sisteminde sınır şartlarına göre sonlu-fark eşitlikleri yazılarak bu eşitliklerde bilinmeyen kanatçık yüzey sıcaklıkları Gauss Seidel İterasyonu kullanılarak bilgisayar programı ile analiz yapılmıştır. Hesaplanan kanatçık yüzey sıcaklıklarına

göre kanatçık yüzeyinden taşınan ısının önemli miktarda olduğu ve kanatçık kullanımının ısı verim bakımından çok yararlı olabileceği gözlenmiştir.

Nihal Uğurlubilek (2009), yarı küresel bir engelin varlığında iki boyutlu bir kanal içerisinde ısı geçişi ve akışı türbülanslı akış rejiminde ($Re=10\ 000-100\ 000$) sayısal olarak gösterilmiştir. Navier-Stokes, enerji denklemleri Simple algoritması ve türbülanslı akışta Standart k-epsilon modeli kullanılarak çözülmüştür. Bu çalışmada korunum denklemlerinin sayısal çözümü için Fluent programından yararlanılmıştır.

Doğan, M., Sivrioğlu, M., Başkaya, Ş. (2003), yapılan çalışmada Laminer karışık taşınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş yatay kanallarda karışık taşınım ile olan ısı aktarımını Sayısal Akışkanlar Dinamiği 'ni (SAD) kullanarak irdelenmiştir. Buradaki ısı aktarımına Rayleigh sayısının ve değişik kanal geometrilerinin etkilerini araştırmışlardır.

İrfan Kurtbaş, Fevzi Gülçimen ve Aydın Durmuş (2004), tarafından yapılan sabit ısı akışı uygulanan bir bakır boru içerisine yerleştirilen türbülötörlerin ısı geçişi ve basınç kaybı üzerindeki etkisi irdelenmiştir ve çalışma akışkanı olarak hava seçilmiştir. Burada altı farklı kütledebide, Reynolds sayısının 10000 ile 40000 aralığında deneyler yapılmıştır. Deneyler sonunda meydana gelen veriler kullanılarak Reynolds sayısı, kanat çapı, kanatlar arası mesafe ve kanat acısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için geçerli bağıntılar çoğaltılmıştır.

Aydın Durmuş ve Abdullah Akbulut (2003), tarafından yapılan çalışmada sabit yüzey sıcaklığına sahip bir boru içerisine farklı kanat acısı ve konstrüksiyonunda yerleştirilen çubuk kanatlı türbülötörlerin kanat acısı ve hıza bağlı olarak, ısı transferini ve basınç kayıplarını artırdığını gözlemlenmiştir. Burada maksimum ısı transferi ve minimum basınç kaybı sağlayacak optimum parametreler sonuçlandırılmıştır.

Onder Kızıllıkan (2007), gövde borulu bir ısı değiştiricisinde bulunan şaşırtma levhası kesmesinin ve aralığının ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümüne etkisi irdelenmiştir. Burada standart boyutlarda bir ısı değiştiricisi için farklı şaşırtma levhası kesmesi ve aralıklarında analizler gösterilmiştir.

Leu vd; (2001), yuvarlak ve oval sekle sahip kanatlı - borulu ısı değiştiricisinde hava tarafının performansını numerik olarak irdelenerek ve elde edilen sonuçlarla, basınç düşümünün kanat acısı ile ısı transferi ve sürtünmenin ise kanat uzunluğu ile arttığını belirtmişlerdir.

Hasan Gül, Duygu Evin ve Vedat Tanyıldızı (2006), tarafından yapılan dikdörtgen kesitli bir kanalın içerisinde ısıtma bölgesi önüne akışa dik ve kanal tabanına paralel olarak yerleştirilen kare kesitli bir engelin ısı transferi ve sürtünme kayıp karakteristikleri üzerindeki etkileri deneysel olarak irdelenmiştir. Reynolds sayısının $3.103 < Re < 15.103$ aralığında incelendiği çalışmada, yatay ve düşey doğrultuda konumu değiştirilen engelin konumunun ve boyutlarının ısı transferi üzerinde etkili olduğu ve maksimum ısı transferinin elde edildiği optimum parametreler incelenmiştir. Bu çalışmada anal içerisine yerleştirilen engelin optimum konum ve boyutta ısı transferinde % 142 gibi bir iyileşme sağladığı ancak, sürtünme kayıplarında % 200 oranında bir artışın olduğu gösterilmiştir.

Cağdaş Yeşil, (2007), tarafından yapılan kanatlı boru demetleri üzerindeki zamana bağlı ve türbülanslı dış akış ile kanatlardaki konjuge ısı transferi mekanizmaları sayısal olarak gösterilmiştir.

Lee vd. (2001), tarafından plakalı ısı eşanjörlerinin kanallarının optimal şekillendirilmesi ve düzenlenmesi üzerine çalışmışlardır. Mesafe (L), hacim (V), açı (β) ve eğim (G) olmak üzere bu çalışmada dört adet boyutsuz geometrik parametre kullanmışlardır. 500 - 1500 arasında Reynold sayısını kullanarak $L=0,272$, $V=0.106$, $\beta=0.44$, $G=0.195$ olarak çalışmışlardır. Burada plakalı ısı eşanjörlerindeki basınç düşümü ve ısı transfer özelliklerini incelemişlerdir.

Wang vd. (2002), tarafından klasik plakalı ısı eşanjörü dizayn metotları olan NTU veya temel logaritmik sıcaklık farkı metodundan farklı olan basınç düşümü ayrıntıları olmayan optimum plakalı ısı eşanjörü dizaynı metodu üzerinde incelenmiştir. Burada kullandıkları metodun iki akışlı sistemler için basınç düşümü değerlerini, yapılması uygun optimize değerler olarak garanti ettiğini belirlemişlerdir. Ayrıca çoğu ortak ısı eşanjör tipi için oluk açısını da belirlemişlerdir.

Kim vd. (2005), deneysel bilgilerden sağladıkları verilerle optimum düz plakalı kanatlı boru tipi ısı eşanjörlerinin dizaynındaki kanat eğimleri üzerine incelenmiştir. Bu çalışmalarında yirmi iki adet ısı eşanjörünün farklı kanat eğimi, boru sıra sayısı ve boru hizasını test etmişlerdir. Sonucunda ise boruları basamak şeklinde hizaya getirmenin ısı transfer performansının, boruları sıralı hizaya getirmeden %10 daha fazla verim sağladığını sonuçlandırmışlardır.

Ciofolo vd. (2006), tarafından plakalı ısı eşanjörlerinde ki boyuna ısı iletiminin lokal etkileri üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarında plakalı ısı eşanjörlerinin boyutlandırılması üzerinde durmuşlardır. Ayrıca boyutlandırmanın ısı eşanjörünün performansı ve etkinliği üzerindeki etkilerini irdelemişlerdir.

Chen vd. (2006), tarafından yapılan Taguchi metodunu kullanarak akışkan miktarı, kanat sayısı ve kanat kalınlığı, boru sayısı, plaka sayısı ve plaka acısından oluşan beş deneysel faktörün ısı eşanjöründe ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkilerini incelemişlerdir. Deneysel verilerden on beş örnek seçmişler ve ısı transfer ve akışın karakteristiğini analiz etmişlerdir. Akışkan miktarı, kanat sayısı ve kanat kalınlığı, plaka sayısının ısı eşanjörünün performansına temelde etki ettiğini bu çalışmada bulmuşlardır. Bunun yanında ise bu üç faktörün optimum ısı eşanjörü dizaynında önemli rol oynadığını göstermişlerdir.

2. ISI GEÇİŞ MEKANİZMASI

Isı geçişi üç farklı şekilde olur; iletim (kondüksiyon), taşınım (konveksiyon) ve ışınım (radyasyon). Tümü için geçerli olan ortak özelliği ise sıcaklık farkı gerektirir ve yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru ısı geçişi gerçekleşir.

2.1 İletim İle Isı Geçişi

İki malzeme arasındaki etkileşimlerden dolayı daha yüksek sıcaklıktaki olan maddeden daha düşük sıcaklıklı maddeye enerji geçişiyle meydana gelir. Katılarda, sıvılarda veya gazlarda olabilir.

Katılarda serbest elektron ve moleküllerin titreşimiyle gerçekleşirken, gazlarda ve sıvılarda iletim moleküllerin birbiri ile çarpışmasıyla gerçekleşir.

$$Q_{iletim} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (2.1)$$

$$Q_{iletim} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

Fourier ısı iletim denklemi olarak bilinir. dT/dA sıcaklık gradyanı, A ısı geçiş alanı, k ısı iletkenlik katsayısıdır.

2.2 Taşınım İle Isı Geçişi

Birbiriyle temas halindeki iki akışkanın arasındaki ısı geçiş türüne taşınım denir. Akışkanın hızı arttıkça taşınım ile ısı geçiş miktarı da artmaktadır.

Akışkan pompa veya fan gibi bir makine yardımı ile akmaya zorlanıyorsa bu zorlanmış taşınım olarak isimlendirilir. Akışkanın sıcaklık değişimi nedeniyle oluşan yoğunluk farkı ile meydana gelen konveksiyon hareketi doğal taşınım olarak isimlendirilir.

Taşınım sıcaklık farkı ile ısı geçiş hızının doğru orantılı olduğu gözlenir ve Newton' un soğutma kanunu olarak ifade edilir.

$$Q_{\text{taşınım}} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.3)$$

h ($W/m^2 C$) ısı transfer katsayısı, A_s (m^2) taşınımın yüzey alanı, T_s ($^\circ C$) yüzey sıcaklığı ve T_∞ ($^\circ C$) ise yüzeyden yeteri kadar uzaklıkta akışkan sıcaklığıdır.

2.3 Işınım İle Isı Geçişi

Molekül ve atomlardan yayılan elektromanyetik dalgalar aracılığı ile yayılan enerjidir. Işınım en hızlı ısı geçişi mekanizmasıdır. Işınıma örnek olarak güneş enerjisinin dünyaya ulaşmasıdır.

Diğer işınım türlerinden farklı olarak bilinen ısı işınımdır. Cisimlerin sıcaklıklarından dolayı yaydıkları işınım türüdür. Cisimler mutlak sıfırın üzerinde olan her sıcaklıkta işınım yayar. Yüzey termodinamik sıcaklığına sahip iken yayılabilecek maximum işınım hızı

Stefan-Boltzman kanunu;

$$Q_{\text{yayılan max}} = \sigma A_s T_s^4 \quad (2.4)$$

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$ değeri Stefan-Boltzman sabitidir. Maksimum hızla işınım yayan ideal yüzeye kara cisim diye adlandırılır. Bütün gerçek yüzeylerden yayılan işınım, aynı sıcaklıktaki kara cisimden yayılan işınıma göre daha azdır.

$$Q_{\text{yayılan}} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (2.5)$$

Burada ε yüzeyin yayıcılığıdır ve $0 \leq \varepsilon \leq 1$ aralığında değişir. $\varepsilon = 1$ değeri kara cisimi ifade etmektedir.

Yüzeyin önemli bir özelliği de soğurganlıktır. Aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$Q_{\text{soğurulan}} = a Q_{\text{gelen}} \quad (2.6)$$

a cismin soğurganlığıdır. $0 \leq a \leq 1$ değeri aralığındadır (Cengel, 2011).

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ VE SINIFLANDIRILMASI

3.1 Akışkanların Temas Şekline Göre Sınıflandırılması

Isı değıştircileri, akışkanlar arasında veya katı cisimler ile bir akışkan arasında doğrudan doğruya bir temasın olduğu ve olmadığı şekillerde olmak üzere iki grupta ayrılır.

- Doğrudan temasın olduğu ısı değıştircileri
- Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değıştircileri

3.1.1 Doğrudan Temasın Olduğu Isı Değıştircileri

Bu tür ısı değıştircileri içinde farklı sıcaklıklarda olan akışkanlar veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleri ile doğrudan doğruya temasa geçirilir veya karıştırılır. Farklı sıcaklıktaki iki akışkanın temasa getirildiği sistemlerde, çoğunlukla akışkanlardan birisi gaz, diğeri ise buharlaşma basıncı küçük olan sıvıdır. İki akışkan birbirinden ısı geçişi işleminden sonra kendiliğinden ayrılır. Bu tip ısı değıştircileri için en iyi örnek soğutma kuleleridir. Soğutma kulelerinde ıslak dolgu maddeleri üzerindeki su veya damlalar, atmosferik hava ile soğutulur.

Genellikle su yerçekimi ivmesi ile aşağı doğru düşerken, hava zorlanmış veya doğal olarak su yüzeyleri üzerinden akar. Diğeri bir örnek olarak, içine su püskürtülerek su buharının yoğunlaştırıldığı, jet veya sprey yoğunlaştırucularıdır. Farklı sıcaklıktaki gazlar ile katı maddelerin doğrudan temasta olduğu sistemler, genellikle bu maddelerin kurutulması veya soğutulmasında kullanılır. Maddeler içindeki su veya kolayca buharlaşabilen sıvıların buharlaşma yolu ile bu maddelerden uzaklaştırılma işlemidir. Endüstride kurutma işlemlerinde karşılaşılan en temel örnekler olarak tepsili, konveyör, sprey ve döner tipi sistemler verilebilir (Kaçar ve Erbay, 2013).

3.1.2 Akışkanlar Arasında Doğrudan Temasın Olmadığı Isı Değıştircileri

Bunlarda ısı, sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran bir yüzeye ya da bir kütleye geçer. Sonrasında da bu ısı bu yüzeyden veya kütleden soğuk akışkana iletilir. Dolgu maddeli, yüzeyli ve akışkan yataklı ısı değıştircileri olmak üzere ayrılır.

Doğrudan ısı geçişi olan ısı değiştiricileri: Sıcaklıkları farklı iki akışkan bu tip ısı değiştiricilerinde, ince cidarlı boru bir boru veya levha yüzeyleriyle birbirinden ayrılır. Isı değiştiricileri içerisindeki iki akışkan birbirleri ile karışmadan hareket ederler. Bunların içinde hareketli parça yoktur ve bunlar literatürde reküperatif ısı değiştiricileri olarak da isimlendirilir.

Isının depolandığı ısı değiştiricileri: Sıcak akışkan belirli bir süre değiştirici içerisinde bulunan dolgu maddesinin yüzeylerinden geçirilerek dolgu maddesi ısıtılır. Bundan sonrasında ise bu dolgu maddesi yüzeylerinden soğuk akışkan geçirilerek ısınma sağlanmaktadır. Gaz türbinli taşıtlarda, iklimlendirme tesisatlarında ısının geri kazanması için ısı tekerleği olarak, cam fabrikalarında, yüksek fırınlarında ve buhar kazanlarında hava ısıtıcısı olarak kullanılabilir.

Akışkan yataklı ısı değiştiricileri: İçerisindeki diğer akışkanın geçtiği ısı geçiş boruları yerleştirilerek, taneciklerin kurutulması yanı sıra, aralarında temasın olmadığı bir ısı değiştirici tipi olan akışkan yataklı ısı değiştiricileri elde edilebilir. Yatak içindeki taneciklerin gelişmiş hareketleri, içerisinde yaklaşık sabit bir sıcaklık dağılımı ve ısı geçişini arttırmayı sağlamaktadır.

3.2 Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama (Kompaktlık)

Aşağıdaki ifade yüzey alanı yoğunluğu adı verilen bir büyüklük olarak tanımlanır.

$$\beta = \text{Isı geçiş yüzeyi (m}^2 \text{)} / \text{Isı değiştirici hacmi (m}^3 \text{)}$$

Tanıma göre, literatürde $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olanlar kompakt, $\beta \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ bunlarda ise kompakt olmayan ısı değiştiricileri olarak ele alınır. A ısı geçiş olan yüzey, K toplam ısı geçiş katsayısını, V hacmi, Δt_m ise ortalama logaritmik sıcaklık farkını göstermektedir. Değişik ısı değiştirici tiplerinde β büyüklüğüyle Q geçen ısı miktarları, aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir.

Gövde borulu

$$\beta = (A_{sıcak} + A_{soğuk})/V_{toplam} \quad \text{veya} \quad Q = K (\beta/2)V_{toplam} \Delta t_m \quad [3.1]$$

Levha ve Kanatlı

$$\beta = (A_{sıcak} / V_{sıcak}) \quad \text{veya} \quad Q = K(\beta V_{soğuk}) \Delta t_m \quad [3.2]$$

$$A_{sıcak} / V_{soğuk} \quad \text{veya} \quad K(\beta V_{soğuk}) \Delta t_m \quad [3.3]$$

Rejenaratörler

$$\beta = A_{sıcak} / V_{toplam} \quad \text{veya} \quad Q = K(\beta V) \Delta t_m \quad [3.4]$$

$$A_{soğuk} / V_{toplam} \quad [3.5]$$

Ağırlıktan, hacimden kazanç sağladığı ve daha fazla esnek bir projelendirmeye olanak sağladığı için kompakt ısı değiştiricileri, kompakt olmayan ısı değiştiricilerine göre tercih edilebilmektedir.

3.3 Akışkan Sayısına Göre

Akışkan sayısına göre ısı değiştiricileri iki, üç ve çok akışkan olarak ele alınabilir. Çoğunlukla ısı değiştiricileri iki akışkanlı olmaktadır. Üç akışkanlı ısı değiştiricileri hava ayırma sistemleri, saflaştırma, hidrojenin sıvılaştırılması, amonyak sentezi gibi proses ve kimyasal endüstrilerinde de kullanılırlar. Üç ve çok bileşenli ısı değiştiricilerinin teorik analizleri oldukça karmaşık olmaktadır.

3.4 Isı Geçişi Mekanizmasına Göre

Akışkanların hangi fazda olduğuna göre sınıflama yapılır. Akışkanlar tek fazda olabildiği gibi çift fazda da olabilirler (Tekin, 2006).

İki Tarafda Tek Fazlı Isı Taşınımı: En çok rastlanan ısı değiştiricilerin büyük bir bölümünde, her iki akışkan ısı değiştiricisine girdikleri fazda terk eder. Isı değiştiricilerinin iki tarafındaki ısı taşınımı doğal veya zorlanmış olabilir. Salon ısıtıcıları, kompresör iç soğutucuları, rejenaratörler, yapı soğutucuları örnek olarak verilebilir.

Bir Tarafda Tek Fazlı Taşınım Diğer Tarafda İki Fazlı Isı Taşınımı: Bir tarafda tek fazlı akışkan varken, bir diğer tarafda ise kaynamakta veya yoğuşmakta olan iki fazlı akış vardır.

Bazı örnekler olarak termik santrallerin yoğuşturucuları, soğutma sistemlerinin yoğuşturucu ve buharlaştırıcıları verilebilir.

Her İki Tarafda İki Fazlı Isı Taşınım: Isı değiştiricisinin bir tarafında buharlaşma, bir diğer tarafında ise yoğuşma vardır. Bu ısı değiştiriciler; hidrokarbonların arıtılmasında ayrıca buharın yoğuşturulmasında da kullanılır.

Taşınım ve Işımanın Birlikte Olduğu ısı geçişi: Bu tip ısı değiştiricilerine örnek olarak yüksek sıcaklıkta çalışan sabit dolgu maddeli rejeneratörleriyle buhar kazanları kızdırıcıları verilebilir.

3.5 Isı Değiştiricilerin Konstrüksiyonları

3.5.1 Borulu Isı Değiştiricileri

Borulu ısı değiştiricileri eliptik, dikdörtgen ve çoğunlukla da dairesel borulardan oluşmaktadır. Boruların çapları, sayıları, uzunlukları, merkezleri arası mesafe ve boru düzeni değişebilir olması projelerde kolaylık sağlayabilir. Dairesel kesitli, diğer geometrik şekillerine göre basınca daha dayanıklı olmasından dolayı yüksek basınçlarda rahatlıkla kullanılabilir.

3.5.1.1 Düz Borulu Isı Değiştiricileri

Çift borulu olanların yanı sıra, ayrıca boru demetinden yapılmış çeşitlerine de rastlanılır. Teorik analizleri en basit ısı değiştirici tipidir. Çoğunlukla aynı eksenli iki borudan kullanılır. Biri içteki borudan akarken, diğer akışkan ise dışarıdaki borudan akar. Akışkanların paralel veya ters akımlı akış yönleri olabilmektedir.

3.5.1.2 Spiral Borulu Isı Değiştiricileri

Bir ya da birden çok borudan yapılmış spiral ile ayrıca spiralin dışındaki bir depodan oluşur. Soğutma sistemlerinde kullanılmakta olan yan eksenel evaporatör aynı zamanda ise yan eksenel yoğunlaştırıcı olarak da tasarlanabilir. Bu tip ısı değiştiricilerin ısı transfer katsayısı, düz borulardakine göre daha yüksek olmaktadır. Isıl genleşmelerin oluşturduğu gerilme sorunları bu tip ısı değiştiricilerinde bulunmamaktadır.

3.5.1.3 Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

Silindirik bir gövde ile bu tipte içindeki birbirine paralel borulardan meydana gelir. Akışkanlardan biri boruların içinden, diğeri ise gövde içinden akar. Ana elemanları borular ya da

boru demeti, gövde, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile gövde içindeki akışı yönlendiren perdelerdir. Gövde borulu ısı değiştiricilerin borularda paralel akış ve borularda çapraz akış olmak üzere iki çeşidi bulunmaktadır (Balbay, 2001).

3.5.1.4 Özel Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

Klasik gövde borulu ısı değiştiricilere geometrik olarak benzemesine rağmen, özel kullanımlar için yapılabilir. Korumalı gövde borulu ve grafit gövdeli gibi modelleri vardır (Genceli, 1999).

3.5.2 Levhalı (Plakalı) Isı Değiştiriciler

Isı geçişinin yüzeyinde çoğunlukla ince metal levhalardan yapılmaktadır. Yüzey düz veya dalgalı olabilir. Borulu tipten olan ısı değiştiricilerine göre yüksek basınç ve sıcaklıktaki değerlere ulaşamazlar. (Kaçar ve Erbay, 2013).

3.5.2.1 Contalı Levhalı Isı Değiştiriciler

İnce levhalardan bir paket yapılarak meydana gelir. Metal levhalar arasında contalar bulunmaktadır. İstenildiği kadar levha ilave edilerek yüzey artırılabilir. Levhaların boşluklarından akışkanlar birbirine karışmadan akar. Bütün levha yüzeyi boyunca ısı geçişi olur. Besin, içki, süt, makyaj ve kâğıt endüstrilerinde temizlenmesi kolay olduğundan bunlarda geniş olarak kullanılırlar. Levha kalınlığı çoğunlukla 0.5-1.2 mm arasında, levhalar arasındaki boşluk 5-6 mm değerindedir. Levha malzemesi olarak bakır ve bakır alaşımları, paslanmaz çelik, nikel ve molibden alaşımlar kullanılabilir (Karaali, 2002).

3.5.2.2 Spiral Levhalı Isı Değiştiriciler

Bu tipteki ısı değiştiricileri, 150-180 mm genişliğindeki İki uzun paralel levhanın spiral şeklinde sarılması meydana gelmektedir. Levhalar aralarına konulan sapmalar ile düzgün bir aralık sağlanabilir. Contalı bir kapak ile levhaların iki ucu da kapatılır. Akışkanlar birbirine ters veya paralel akacak şekilde olabilir. Isı değiştiricisi tortu yapabilecek akışkanlar için temizlenmesi kolay olduğundan bu çok uygundur. Özellikle kâğıt endüstrisinde, sülfat ve sülfat fabrikalarında tercih edilir. Özel imatları nedeniyle pahalıdır. Maksimum işletme basıncı 10 bar ve maksimum işletme sıcaklığı 500 °C ile sınırlı ısı değiştiricileridir.

3.5.2.3 Lamelli Isı Değiştiriciler

Gövde içine yassılaştırılmış borulardan yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile bu tip ısı değiştiricisi elde edilir. Bu borulara lamel adı verilmektedir. Çoğunlukla nokta ya da elektrik dikiş kaynağı ile birbirine tutturulur. Ayrıca gövde içlerinde perdeler bulunmamaktadır. Akışkanlar birbirine göre paralel veya ters akabilir. Hidrolik çap küçük olmasından dolayı büyük ısı taşınım katsayıları elde edilebilir. Kullanımlarına göre teflon conta maksimum 200 °C, asbest conta 500 °C sıcaklık değerlerine ve 20 bar basınca kadar ulaşabilir. Lamelli ısı değiştiricileri besin ve kimya endüstrilerinde uygulama alanı bulmaktadır (Balbay, 2001).

3.5.2.4 İnce Film Isı Değiştiricileri

Yüksek viskoziteli ve sıcaklığa duyarlı maddelerin ısıtılmasında ve soğutulmasında bu ısı değiştirici önemli uygulama alanı bulur (Karaali, 2002). İçinde sıcağa duyarlı maddelerin kısa kalış süresi ve büyük ısı taşınım katsayılarına sahip olmalarından dolayı genellikle bu tip ısı değiştiricileri buharlaştırıcı olarak kullanılır.

3.6 Genişletilmiş Yüzeyle Isı Değiştiricileri

Kanatların veya diğer ilave çıkıntılarının ısı transfer yüzeyini artırmak amacıyla kullanıldığı ısı değiştiricileridir. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı, sıvı tarafındakinden daha düşük olduğu için kanatlı ısı transfer yüzeyleri çoğunlukla gaz tarafında kullanılırlar. Genellikle en yaygın tipleri plakalı-kanatlı ve borulu-kanatlı ısı değiştiricileri olarak bilinir.

3.6.1 Levha Kanatlı Isı Değiştiricileri

Levha kanatlı ısı değiştiricilerinde kanatlar, paralel levhalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak edilerek tespit edilir. Kanatlara çeşitli formlar verilerek akışkanın kendi içerisinde karışması sağlanabilir. Bu tip ısı değiştiricilerin özellikleri olarak, kullanma basıncı ortalama 7 bar olarak (bazı özel durumlar için 80 bar değerleri olabilmektedir.), β yüzey alan yoğunluğu (kompaktlık) maksimum 5900 m² /m³ değerleri verilebilir.

3.6.2 Borulu Kanatlı Isı Değiştiricileri

Bir tarafında sıvı, diğer tarafında gaz akan ısı değiştiricilerinde, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısı gaza göre daha yüksektir, bu yüzden genellikle sıvı akışkan tarafı genellikle bunlarda kanat gerektirmez. Pratikte oval veya dairesel kesitli boru dışındaki kanatlı yüzeyler

ile daha çok karşılaşılır. β Yüzey alan yoğunluğu (kompaktlık) $3300 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ değerine kadar ulaşabilir.

3.7 Rejeneratif Isı Değiştiricileri

Bunlarda ısı önce sıcak akışkan tarafından ortamda depo edilir, daha sonra sıcak akışkan soğuk akışkana verilir. Isı transferi dolaylıdır. Diğer bir taraftan rejeneratör adı da verilebilir. Rejeneratör içinde ısının depolandığı gözenekli elemanlara ise dolgu maddesi ya da matris adı verilir.

Rejeneratörlerin başlıca özellikleri şunlardır.

- . β yüzey alan yoğunluğu (kompaktlık) çok büyük değerlere çıkabilir.
- . Diğer ısı değiştiricilere göre en başta yatırım masrafı daha düşüktür.
- . Düzenegin kendi kendini temizleme özelliği mevcuttur.

Bunların yanında bu ısı değiştiricinin sakıncaları ise şunlardır.

- . Yalnızca gaz akışkanlarda kullanılabilir olması.
- . Sıcak ve soğuk akışkanlar arasında her daim bir miktar kaçak mevcuttur.
- . İçerisindeki akışkanlar birbirlerine etkileşim halinde ise bu ısı değiştiricisi hiç bir zaman kullanılmaz.

3.7.1 Sabit Dolgu Maddeli Rejeneratör

Aynı zamanda ise periyodik çalışan adı da kullanılmaktadır. Klapeler belirli zamanlarda döndürülür ve bu sayede dolgu maddesi içinden sıcak ve soğuk akışkan geçişi gerçekleştirilir. Sistemin sürekli çalışması için aynı tipten en az iki rejeneratöre gerek duyulmaktadır. Bu tipteki rejeneratörler kompakt olan ve kompakt olmayan olmak üzere iki ayrılmaktadır.

3.7.2 Döner Dolgu Maddeli Rejeneratör

İki grupta ayrılmaktadır; disk ve silindir tipidir. Bunlar en çok gaz türbinlerinde, iklimlendirme tesisatlarında enerji ekonomisinde gibi alanlarda kullanılmaktadır.

3.7.3 Paket Yataklı Rejeneratör

Bunlar ise devamlı çalışan dolgu maddeli ısı değiştiricilerine bir örnektir. Paket yataklı rejeneratörlerin konstrüksiyonları basit ve buna rağmen, bunların basınç kayıpları fazladır.

3.8 Karıştırılmalı Kaplarda Isı Değişimi

Bu cihazlar çoğunlukla aralıklı çalışan ısıtma ve soğutma işlemlerinde kullanılmaktadır. Şu işlemler için kullanılabilirler; sıvıların soğutulması ve ısıtılması, sıvı karışımlarında ve süspansiyonlarda kütle geçişi artırmak için ve reaksiyonları hızlandırmak gibi örnekler verilebilir.

3.9 Isı Değiştiricilerinde Akış Düzenlenmeleri

Değişik şekillerde akış düzenlemeler ısı değiştiricilerde yapılabilir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkına, etkenliğe ve ısıl gerilmelere çok etki eder. Sınıflandırmada tek ve çok geçişli olarak ayrılır. Çok geçişli halde ise iki akışkan birbirleri ile birkaç kere geçişir.

3.9.1 Tek Geçişli

İki akışkan tek geçişli halde iken ısı değiştiricisi süresince birbirleri ile yalnız bir kere geçişir. Üç çeşitte incelenebilir.

3.9.1.1 Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri

Akış düzeni paralel akımlı akışkanlar ısı değiştiricisinin bir ucundan girip aynı doğrultuda akar ve ısı değiştiricisinin diğer bir ucundan çıkar. Genellikle tercih edilmesi durumu ısıl gerilmelerin istenmediği zamandır.

3.9.1.2 Ters Akımlı Isı Değiştiricileri

Ters akımlı ısı değiştiricisinde akışlar birbirlerine göre ters olarak akar. Bu tip akımlı akışlar ortalama logaritmik sıcaklık farkı, diğer bütün akış düzenlemelerinden daha büyüktür. Ters akımlı ısı değiştiricileri hariç diğer ısı değiştiricilerine göre daha kompakt bir yapıya sahip olmalarına rağmen, ısıl gerilmeleri ve imalat güçlüklerinden dolayı pek tercih edilmeyebilir.

3.9.1.3 Çapraz Akımlı Isı Değiştiricisi

Akışkanlardan biri ısı transferi akış yoluna dik olacak şekilde ve diğer akışkanın yüzeyi boyunca akar. Isı değiştiricisi içinde ilerlemekte olan akış kendi kendisi ile karışabilir ya da karışmayabilir. Paralel akışlı ve ters akışlı ısı değiştiricilerinin ısı geçiş etkenliklerinin arasındadır. Kompakt ısı değiştiricilerinin büyük çoğunluğu imalat kolaylığından dolayı çapraz akışlı olarak yapılır.

3.9.2 Çok Geçişli Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricisi içinde farklı Şekillerde ard arda seri halde düzenlenerek çok geçişli ısı değiştiricileri oluşabilir. Bunların en büyük özelliği ısı değiştiricisi etkenliğini artırmaktır. Değişik düzenlemelerde imal edilebilir; kanatlı yüzeylerde, gövde boru tiplerinde ve levhalı tiplerde

3.9.2.1 Çapraz Ters ve Paralel Akımlı Isı Değiştiricileri

Bu düzenlemeler, çoğunlukla kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinde tercih edilir. İki ya da daha fazla sayıda çapraz geçiş arka, arkaya ters akışlı olarak seri halde bağlanır. Isı değiştiricisi etkenliği, her bir geçişteki akışkanların geçiş sayılarına, akışkanların karışmalarına ya da tersi durumuna bağlıdır. Uygulamalarda sıcaklığın fazla olduğu geçişlerde sıcağa dayanıklı pahalı malzeme, diğer yerlerde ise ucuz malzeme kullanılarak imalat masrafları azaltılabilir. Sistemin etkenliği tek geçişli paralel akışlı ısı değiştiricisi etkenliğine yaklaştırılabilir bu da geçiş sayısı artırılarak sağlanır.

3.9.2.2 Çok Geçişli Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

Gövde borulu ısı değiştiricilerinde en çok kullanılandır. Sistemde borular bir uçlarından tespit edildiğinden dolayı ısı gerilmeler çok azdır.

3.9.2.3 n Adet Paralel Levha Geçişli Isı Değiştiricileri

Levha tipi ısı değiştiricilerinde, levhaların farklı Şekillerde düzenlenmesi ile çok geçişli akışlar oluşabilir. Ayrıca, levha tipi ısı değiştiricilerinde conta yeri değiştirilerek bu düzenlemeler pratik olarak elde edilebilir (Genceli, 1999).

4. ISI GEÇİŞ HESAPLAMALARI

4.1 Toplam Isı Geçiş Katsayısı

Bir ısı değiştiricisi için çoğunlukla en belirsiz bölümü, toplam ısı geçiş katsayısının bulunmasıdır. Herhangi bir ısı değiştiricisinin normal çalışması sırasında, akışkan içindeki yabancı maddeler, paslanmalar veya akışkan ile cidar arasındaki diğer başka reaksiyonlar nedeniyle, yüzeylerde bir kirlenme olur. Yüzey üzerinde biriken bu film veya tabaka, akışkanlar arasındaki ısı geçişi direncini artırır. Bu etki, R_f kirlilik faktörü olarak adlandırılan ek bir ısı direnç tanımı ile ele alınabilir. Buradaki ifadenin değeri, çalışma sıcaklığına, akışkan hızına ve ısı değiştiricisinin işletmede kaldığı süreye bağlıdır.

Ayrıca, çoğu zaman bir akışkana veya her iki akışkana ait yüzeylere eklenen kanatların, yüzey alanını artırdıkları için ısı taşınımının da ısı direnci azalttıkları bilinmektedir. Böylece, kanat ve yüzey kirliliği etkileri göz önüne alındığında, toplam ısı geçiş katsayısı,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_0 A)_c} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_0 A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_h} \quad [4.1]$$

biçiminde yazılabilir. İfadelerdeki c ve h, sırasıyla soğuk ve sıcak akışkanları göstermektedir. UA çarpımının sıcak veya soğuk yüzeyle ilişkili olduğunu belirtmeye gerek yoktur $U_c A_c = U_h A_h$, Ancak, $A_c \neq A_h$ ise, $U_c \neq U_h$ olacağı için toplam ısı geçiş katsayısının sıcak ve soğuk taraftaki yüzeylerden hangisine hangisine göre belirtmek gerekir. Isı iletim direnci R_w , düzlemsel cidar ve silindirik cidarlarda kullanılan denklemlerden bulunabilir. η_0 ifadesi, kanatlı yüzeyin toplam yüzey etkenliği olarak adlandırılır. η_0 , sıcak veya soğuk yüzeyler için tanımlanabilir, bu durumda ısı geçişi

$$q = \eta_0 h A (T_b - T_\infty) \quad [4.2]$$

biçiminde olup, bu bağıntıda T_b taban yüzey sıcaklığını ve A ise (kanat ile tabandaki çıplak) toplam yüzey alanını belirtmektedir.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad [4.3]$$

Kullanılan bazı ifadeler için, A_f tüm kanat yüzey alanı, η_f ise tek bir kanadın etkinliği anlamlarındadır. Isı değiştircisi tasarımında yaygın olarak kullanılan terimlere uygun olması için, kanat yüzey alanının, toplam yüzey alanına oranı A_f/A şeklinde yazılmıştır. L uzunluğunda boyuna ya da çubuk şeklinde bir kanat kullanılır ve kanat ucu yalıtılmış alınırsa

$$\eta_f = \frac{\tan(mL)}{mL} \quad [4.4]$$

elde edilebilir. Burada $m = (2h/kt)^{1/2}$ ve t kanat kalınlığı olmaktadır.

Isı iletim katsayısının büyük ve cidar kalınlığının ince olması durumunda, (Denklem 4.1) ‘deki cidar iletim terimi çoğu zaman göz ardı edilebilir. Genellikle bir taraftaki ısı taşınım katsayısı, h diğer taraftakine göre çok küçüktür ve küçük olan bu ısı taşınım katsayısı, toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesinde daha etkili olur. Örnek verilecek olursa, akışkanlardan biri gaz, diğeri içinde kaynama veya yoğuşma olan sıvı veya sıvı-buhar karışımı iki fazlı bir akış ise, gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısı, h diğer taraftakine göre çok küçüktür. Bu tür durumlarda, gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısını artırmak için gaz tarafına kanatlar eklenir.

Kanatsız, borulu ısı değiştircileri

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad [4.5]$$

biçiminde basitleşebilir. Ayrıca, i ve o indisleri, sıcak veya soğuk akışkanın temas edebileceği, iç ve dış boru yüzeylerini göstermektedir. ($A_i = \pi D_i L$, $A_o = \pi D_o L$) Toplam ısı geçiş katsayısı, sıcak ve soğuk akışkanlara sahip kirlilik faktörleri, ısı taşınım katsayıları ve uygun geometrik parametrelere ait bilgileri kullanarak hesaplanabilir (Incropera ve DeWitt, 2000).

4.2 Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkının Kullanılması

Bir ısı değiştiricisinin oluşturulması veya performansının belirlenebilmesi için, ısı değiştiricisindeki toplam ısı geçişi ile akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, toplam ısı geçiş katsayısı ve ısı geçişi toplam yüzey alanı arasında bir bağıntı bulmak gereklidir. Sıcak ve soğuk akışkanlarda toplam enerji dengesinin yazılması ile iki bağıntı oluşur. Ayrıca, sıcak ve soğuk akışkanlar arasında toplam ısı geçişi q ise ve ısı değiştiriciden çevre ortama bir ısı kaybı yoksa kinetik ve potansiyel enerjilerin göz ardı edilmesi durumunda, enerjinin korunumu,

$$q = \dot{m}_h(i_{h,i} - i_{h,o}) \quad [4.6a]$$

ve

$$q = \dot{m}_c(i_{c,o} - i_{c,i}) \quad [4.6b]$$

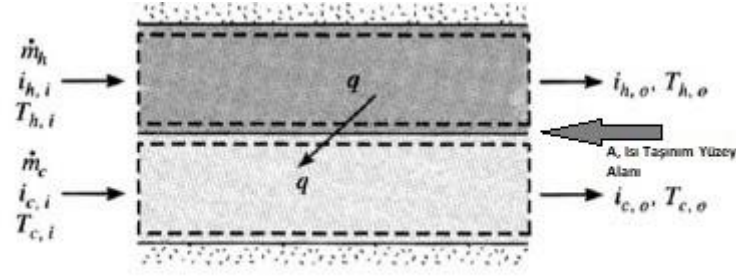
bağıntılarını verir. Burada i akışkan entalpisini, h ve c indisleri, sıcak ve soğuk akışkanlarıdır. Ayrıca i ve o indisleri ise giriş ve çıkış koşullarını belirtir. Faz değişimi yoksa akışkanda ve özgül ısıları sabit kabul edilebilirse, bu eşitlikler yerine

$$q = \dot{m}_h \cdot C_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad [4.7a]$$

ve

$$q = \dot{m}_c \cdot C_{p,c}(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad [4.7b]$$

yazılabilir. Sıcaklıklar, belirli konumlardaki ortalama akışkan sıcaklıklarını belirtir.



Şekil 4.1 İki akışkanlı bir ısı değıştircisinde, soğuk ve sıcak akışkanlar için toplam enerji dengesi

Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı;

$$\Delta T \equiv T_h - T_c \quad [4.8]$$

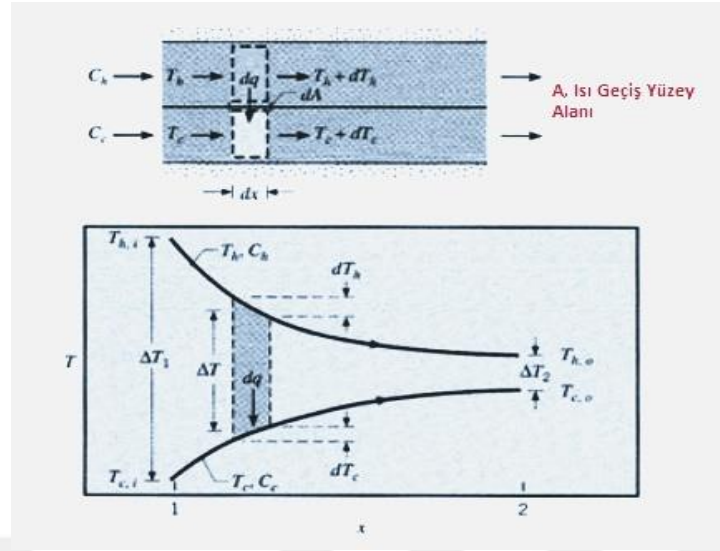
Toplam ısı geçişi q arasında bir ilişki sağlayarak elde edilebilir. Newton'un soğuma yasasında, ısı taşınım katsayısı h yerine toplam ısı geçiş katsayısı U 'yu yazarak bulunabilir. Burada ΔT ısı değıştircisi içinde değışir o yüzden bağıntı şu şekilde

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad [4.9]$$

ΔT_m uygun bir ortalama sıcaklık farkı anlamındadır.

4.2.1 Paralel Akışlı Isı Değıştircisi

Burada ΔT sıcaklık farkı başlangıçta büyüktür, ancak x arttıkça hızla azalır ve sifıra ulaşır. Bu tip bir ısı değıştircisinde, soğuk akışkanın çıkış sıcaklığının asla sıcak akışkan sıcaklığından fazla olamaz.



Şekil 4.2 Paralel akışlı bir ısı değıştircisinde sıcaklık dağılımları

Şekil 4.2 'deki her bir diferansiyel eleman için enerji dengesi için;

$$dq = -\dot{m}_h C_{p,h} dT_h \equiv -C_h dT_h \quad [4.10]$$

ve

$$dq = \dot{m}_c C_{p,c} dT_c \equiv C_c dT_c \quad [4.11]$$

Burada c_h ve c_c , sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite debilerini göstermektedir. dA yüzey alanından geçen ısı,

$$dq = U \Delta T dA \quad [4.12]$$

Burada ise $\Delta T = T_h - T_c$, sıcak ve soğuk akışkan arasındaki yerel sıcaklık farkıdır. 4.12' deki eşitlik entegre edebilmek için, Denklem 4.10 ve 4.11 diferansiyel biçimde yazılmış Denklem 4.8 taşınarak,

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c$$

ve

$$d(\Delta T) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right)$$

Denklem 4.12 dq değeri son eşitliğe taşınarak ısı değıştircisi boyunca integrali alınırsa,

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA$$

veya

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad [4.13]$$

ifade edilir. Eşitlik 4.6b ve 4.7b' den C_h ve C_c değeri çekilip Denklem 4.13 taşınırsa,

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{q} + \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{q} \right) = -\frac{UA}{q} [(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})]$$

Şekil 4.2' deki paralel akışlı ısı değıştircisi için $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$ ve $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$ tanımları kullanılırsa,

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

sonucuna ulaşılır. Burada, Denklem 4.9 ile karşılaştırılırsa, uygun ortalama sıcaklık için, ΔT_{lm} ortalama logaritmik sıcaklık farkı olarak ifade edilir.

Bu durumda;

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad [4.14]$$

sonucuna ulaşılır. Sonrasında

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad [4.15]$$

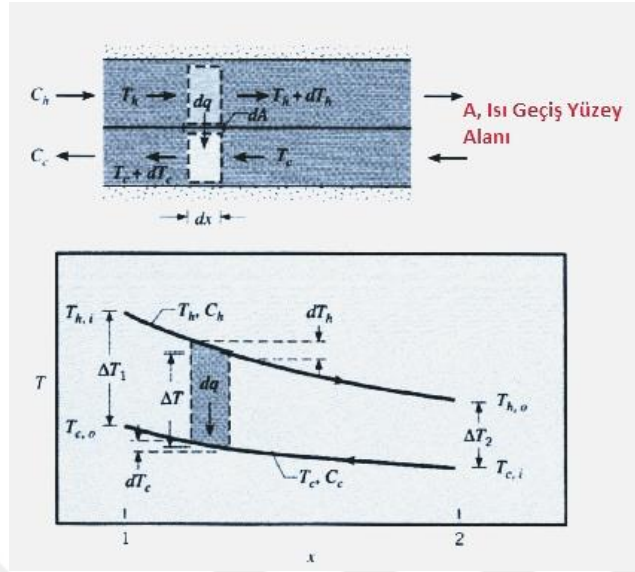
Paralel akışlı ısı değiştiricileri için;

$$\begin{cases} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{cases} \quad [4.16]$$

biçiminde tanımlanır (Incropera ve DeWitt, 2000).

4.2.2 Ters Akışlı Isı Değiştiricisi

Burada, ısı değiştiricisi boyunca sıcaklık farkı ve buna bağlı olarak ısı geçişi yaklaşık eşittir. Böylelikle x değişimine göre verilen $\Delta = T_h - T_c$ sıcaklık farkı, ters akımlı düzenlemede hiçbir yerde paralel akımlı ısı değiştiricinin giriş bölümündeki kadar büyük değildir. Bu düzenlemede soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından daha yüksek olabilir.



Şekil 4.3 Ters akışlı bir ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımları

Ters akışlı ısı değiştiricileri için;

$$\begin{cases} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \quad [4.17]$$

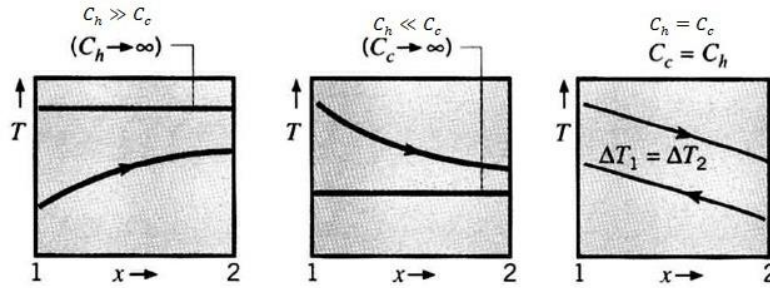
biçiminde tanımlanmalıdır.

Aynı giriş ve çıkış sıcaklıkları için, ters akışlı düzenlemede ortalama logaritmik sıcaklık farkı, paralel akışlı düzenlemeden daha büyüktür, $\Delta T_{lm,ters} > \Delta T_{lm,paralel}$. Bu yüzden, aynı U toplam ısı geçiş katsayısı ve belirli bir ısı geçişi q için, ters akışlı ısı değiştiricisinin ısı geçiş alanı, paralel akışlı ısı değiştiricisinden daha küçüktür. Ayrıca, paralel akışlı düzenlemenin aksine, ters akışlı düzenlemede soğuk akışkanın ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı, $T_{c,o}$ sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından $T_{h,o}$ daha fazla olabilir.

4.2.3 Özel Çalışma Koşulları

Şekil(a) Sıcak akışkan ısı kapasite debisinin ($C_h = \dot{m}_h C_{p,h}$), soğuk akışkan ısı kapasite debisinden ($C_c = \dot{m}_c C_{p,c}$) çok büyük olması halinde, ısı değiştiricisi içindeki sıcaklık dağılımları görülmektedir. Bu halde iken sıcak akışkanın sıcaklığı, ısı değiştiricisi boyunca yaklaşık olarak sabit kalırken, soğuk akışkanın sıcaklığı artmaktadır. Aynı durum, sıcak akışkanın yoğuşması halinde de gözlenmektedir. Bu işlemi, sabit sıcaklıkta ve uygulamada, $C_h \rightarrow \infty$ alınabilir. Ters işlemler olarak, bir buharlaştırıcıda veya bir buhar kazanında Şekil(b), soğuk akışkan bir faz değişimine uğrar ve sıcaklığı yaklaşık olarak sabit kalır $C_c \rightarrow \infty$. Faz değişimi olmadığı halde, eğer bu durum da ($C_h \ll C_c$) ise aynı durumla karşılaşılır.

Bir diğer durum Şekil (c), ısı kapasitelerinin birbirine eşit olduğu ters akışlı ısı değiştiricisini belirtmektedir. ($C_h = C_c$). O halde, $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_{lm}$ olduğundan, ısı değiştiricisi boyunca ΔT sıcaklık farkı sabittir.



Şekil 4.4 Isı değiştiricisi özel çalışma koşulları

Şekil 4.4 'de ($C_h \gg C_c$) veya bir buharın yoğuşması. Bir sıvının buharlaşması veya ($C_h \ll C_c$). Isıl kapasite debilerinin eşit olduğu ters akışlı ısı değiştiricisi ($C_h = C_c$).

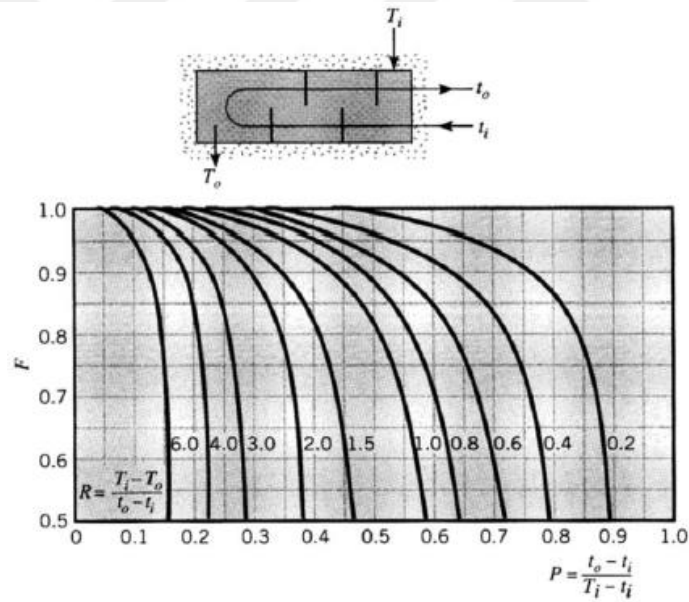
4.2.4 Çok Geçişli ve Çapraz-Akışlı Isı Değiştiricileri

Her ne kadar ters akışlı ve çok geçişli ısı değiştiricilerindeki akışlar karmaşık olsa da, ortalama logaritmik sıcaklık farkında,

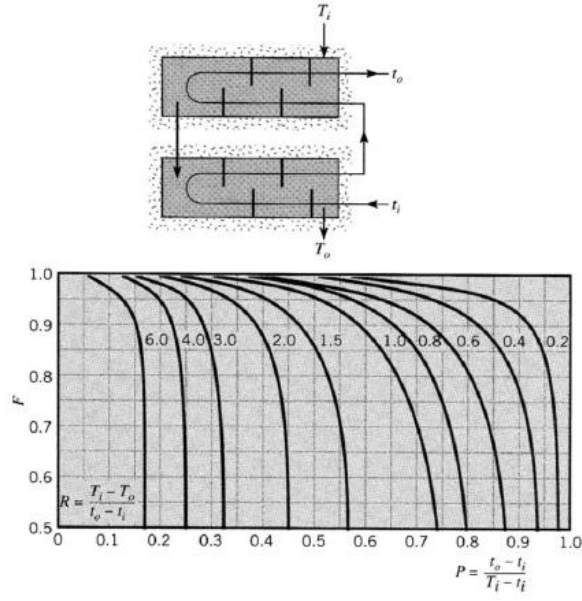
$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad [4.18]$$

ΔT_{lm} ortalama logaritmik sıcaklık farkı, ısı değiştiricisini ters akışlı kabul ederek hesaplanan ($\Delta T_{lm,CF}$), söz konusu akış düzenini belirleyen bir F düzeltme katsayısının çarpımı ile bulunur.

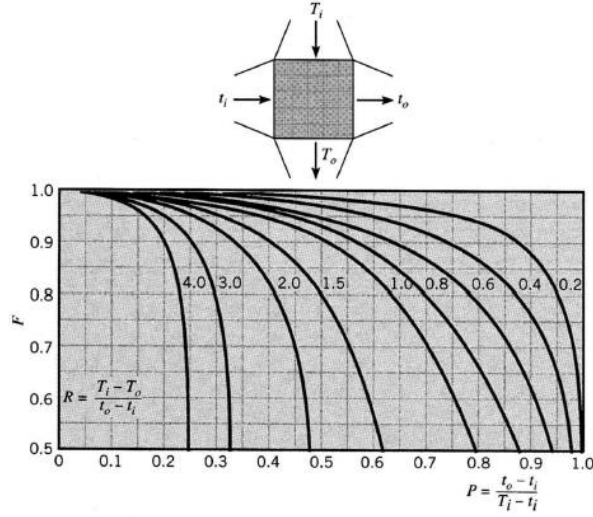
Çeşitli gövde-borulu ve çapraz akışlı ısı değiştiricisi için, F düzeltme katsayısına ilişkin grafik olarak çizilmiştir. En sık karşılaşılan bazı ısı değiştiricisi düzenlemelerine ilişkin sonuçlar, Şekil 4.5 ile 4.8 arasında görülmektedir. (T, t) akışkan sıcaklıklarını göstermekte olup, her zaman t değişkeni boru içindeki akışkan sıcaklığı için kullanılmıştır. Eğer akışkanlardan birinin sıcaklık değişimi göz ardı edilebilecek düzeyde ya da P veya R sıfır ise, Şekil 4.5’ den 4.8’ e kadar olan grafiklerde belirtilmesi gereken önemli bir diğeri ise $F = 1$ olduğudur. Böyle bir durumda ısı değiştiricisinin davranışı, ısı değiştiricisinin düzenlemesinden bağımsızdır. Eğer akışkanlardan herhangi birinde faz değişimi var ise (buharlaştırma veya yoğuşma), bu durum gerçekleşir.



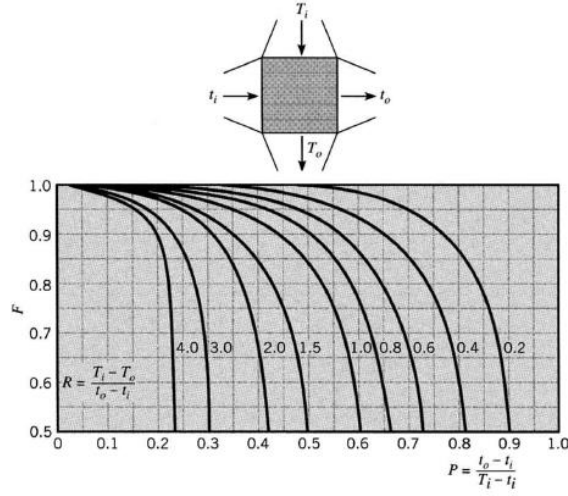
Şekil 4.5 Gövde-borulu bir ısı değiştiricisinde, bir gövde geçişi ve ikinin katları (iki, dört, vb.) boru geçişinin olması durumunda düzeltme katsayısı



Şekil 4.6 Gövde-borulu bir ısı değıştircisinde, iki gövde geçişi ve dördün katları (dört, sekiz, vb.) boru geçişinin olması durumunda düzeltme katsayısı



Şekil 4.7 Her iki akışkanın da karışmadığı, tek-geçişli, çapraz-akışlı bir ısı değıştircisinde düzeltme katsayısı



Şekil 4.8 Bir akışkanın karıştığı, diğer akışkanın karışmadığı, tek-geçişli, çapraz-akışlı bir ısı değiştiricisinde düzeltme katsayısı (Incropera ve DeWitt, 2000).

4.3 Isı Değiştiricisi Çözümlemesi: Etkenlik - NTU Yöntemi

Isı değiştiricilerinde akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmeleri, ısı değiştiricisinin çözümlenmesinde, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi kolaylık sağlar. Bu durumda ısı değiştiricisi için ΔT_{lm} değeri basit bir şekilde belirlenebilir. Bununla birlikte, ısı değiştiricilerinde akışkanların sadece giriş sıcaklıkları belirli ise, logaritmik sıcaklık farkı yöntemini kullanmak için deneme-yanılma yolundan ilerlemek gerekir. Bu tip durumlar da, etkenlik-NTU yöntemi adı verilen farklı bir yöntemin kullanılması daha uygundur.

Herhangi bir ısı değiştiricisi için etkenlik tanımını yapmadan önce, bu ısı değiştiricisi için q_{max} , olabilecek en fazla ısı geçişi tayin edilmelidir. Bu ısı geçişi, q_{max} , ilke olarak, sonsuz uzunluktaki ters akışlı ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı geçişi olarak alınır. Bu şekildeki bir ısı değiştiricisinde, akışkanlardan biri, $(T_{h,i} - T_{c,i})$ mümkün olabilen en yüksek sıcaklık farkını gerçekleştirecektir. Bu noktayı açıklayabilmek için, $C_c < C_h$ durumu ele alınırsa, bu durum için Denklem 4.10 ve 4.11' den $|dT_c| > |dT_h|$ olacaktır. Soğuk akışkanda daha büyük bir sıcaklık değişimi gerçekleşecektir. $L \rightarrow \infty$ olduğunda, sıcak akışkanın giriş sıcaklığına kadar ısınabilecektir ($T_{c,o} = T_{h,i}$) Denklem 4.7b.

$$C_c < C_h: q_{max} = C_c(T_{h,i} - T_{c,i})$$

yazılabilir. Eğer $C_h < C_c$ ise, sıcak akışkanda daha büyük bir sıcaklık değişimi gerçekleşecektir ve soğuk akışkanın giriş sıcaklığına kadar soğuyabilecektir ($T_{h,o} = T_{c,i}$) Denklem 4.6b.

$$C_h < C_c: q_{max} = C_h(T_{h,i} - T_{c,i})$$

yazılabilir. Buraya kadar sözü edilen durumlardan, genel bir sonuç olarak,

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad [4.19]$$

verilebilir. Burada, C_{min} ısı kapasite debisi, C_c veya C_h değerlerinden hangisi daha küçükse o değere eşit olarak alınır.

Basit bir inceleme ile olabilecek en yüksek ısı geçişinin $C_{max}(T_{h,i} - T_{c,i})$ çarpımına eşit olmayacağı kolaylıkla anlaşılır. Daha büyük ısı kapasite debisi olan akışkan, olabilecek yüksek sıcaklık farkını gerçekleştirseydi, enerjinin korunumu, $C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) = (T_{h,i} - T_{h,o})$, diğer akışkanın daha büyük bir sıcaklık değişiminden geçmesini gerektirirdi. Örnek verilecek olursa, eğer $C_{max} = C_c$ ise ve $T_{c,o}$ sıcaklığının $T_{h,i}$ sıcaklığına eşit olduğu öne sürülürse, $(T_{h,i} - T_{h,o}) = (C_c/C_h)(T_{h,i} - T_{c,i})$ olur. Bu durumda $(T_{h,i} - T_{h,o}) > (T_{h,i} - T_{c,i})$ olmalıdır. Bu açıkça imkansızdır. Bu açıklamalardan sonra, ısı değiştiricisinde gerçek ısı geçişinin, olabilecek en yüksek ısı geçişine oranı, ε etkenlik olarak isimlendirilir:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad [4.20]$$

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad [4.21]$$

veya

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o}-T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i}-T_{c,i})} \quad [4.22]$$

eşitlikleri yazılabilir. Etkenlik boyutsuz bir büyüklük olup, $0 \leq \varepsilon \leq 1$ arasında değişmesi gerekmektedir. Etkenlik, ε ile sıcak ve soğuk akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları, $T_{h,i}$ ve $T_{c,i}$ biliniyorsa, ısı değiştiricisindeki gerçek ısı geçişi aşağıdaki bağıntıdan bulunabilir. Bu bakımdan etkenlik tanımı faydalıdır:

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad [4.23]$$

Bir ısı değiştiricisi için

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad [4.24]$$

bağıntısı yazılabilir. Bu ifadede C_{min}/C_{max} oranı, sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite debileri göz önüne alınarak, C_c/C_h ya da C_h/C_c değerlerini alabilmektedir. NTU ile gösterilen, geçiş birimi sayısı, ısı değiştiricilerinin çözümlemesinde genel olarak kullanılmakta olup,

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad [4.25]$$

biçiminde tanımlanan boyutsuz bir bağıntıdır.

Denklem 4.24 ile verilen etkenlik-NTU bağıntısını belirgin bir şekilde ifade edebilmek için, $C_{min} = C_h$ paralel akışlı ısı değiştiricisi ele alınsın.

Böylece, Denklem 4.21' den

$$\varepsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad [4.26]$$

Denklem 4.6b ile 4.7b faydalanarak,

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{m}_h c_{p,h}}{\dot{m}_c c_{p,c}} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{h,o}} \quad [4.27]$$

İfade edilir. Denklem 4.13 ele alınırsa,

$$\ln \left(\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \right) = - \frac{UA}{C_{min}} \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right)$$

İfade edilebilir veya Denklem 4.25' i kullanarak,

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \exp \left[-NTU \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right] \quad [4.28]$$

elde edilir. Bu eşitliğin sol tarafı yeniden düzenlenirse,

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{T_{h,o} - T_{h,i} + T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$$

bulunur. Denklem 4.27' den $T_{c,o}$ çekilip ve burada yerine konursa,

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{(T_{h,o} - T_{h,i}) + (T_{h,i} - T_{c,i}) - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right) (T_{h,i} - T_{h,i} - T_{h,o})}{T_{h,i} - T_{c,i}}$$

elde edilir. Denklem 4.26 ile verilen etkenlik kullanarak,

$$\frac{T_{h,o}-T_{c,o}}{T_{h,i}-T_{c,i}} = -\varepsilon + 1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \varepsilon = 1 - \varepsilon \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)$$

olur. Yukarıdaki eşitlik, Denklem 4.28' e taşınıp, paralel akışlı ısı değıştircisi için etkenlik, ε çözülrse,

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{-NTU[1+(C_{min}/C_{max})]\}}{1+(C_{min}/C_{max})} \quad [4.29]$$

Bir dizi işlemlerden sonra yukarıdaki bağıntı elde edilir. Farklı ısı değıştircisi türleri için benzer bağıntılar çıkarılmış olup, $C_r \equiv C_{min}/C_{max}$ ısıl kapasite debilerinin oranı olmak üzere bunlar Tablo 4.1' te gösterilmiştir.

Herhangi bir ısı değıştircisinin tasarım hesaplarında, $\varepsilon - NTU$ bağıntısını

$$NTU = f\left(\varepsilon, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad [4.30]$$

biçiminde yazmak uygundur. Birbirinden farklı ısı değıştircilerinde NTU bağıntıları, ε ve C_r değerlerinin fonksiyonu olarak Tablo 4.2' de ifade edilmiştir. Bütün ısı değıştircisi için NTU değeri, bir gövde geçişi için bulunan sonucun n ile çarpımıyla bulunur.

Tablo 4.1 Isı değiştiricilerinde etkenlik bağıntıları

AKIŞ DÜZENLE- MESİ	BAĞINTI
Eş eksenli iç içe iki boru	
Paralel akış	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Ters akış	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$ $\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C_r = 1)$
Gövde-borulu	
Bir gövde geçiş (2,4, ...boru geçiş)	$\varepsilon_1 = 2\{1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2}\}$ $\times \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]}$
n Gövde geçiş (2n,4n, ...boru geçiş)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$
Çapraz akış (tek geçiş)	
İki akışkan da karıőmı- yor	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r (NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$
C_{max} (karıőıyor) C_{min} (karıőmıyor)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp\{-C_r[1 - \exp(-NTU)]\})$
C_{min} (karıőıyor) C_{max} (karıőmıyor)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1}\{1 - \exp[-C_r(NTU)]\})$
Tüm ısı değiştiricileri ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

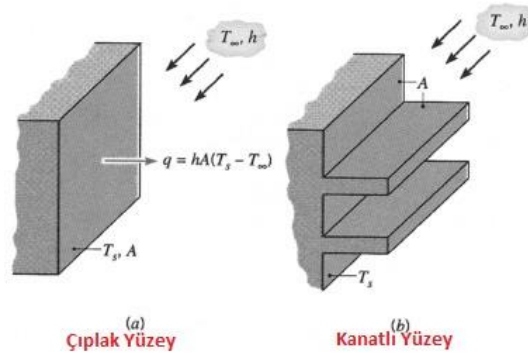
Tablo 4.2 Isı değiştiricilerinde NTU bağıntıları

AKIŞ DÜZENLE- MESİ	BAğINTI
Eş eksenli i içe iki boru	
Paralel akış	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Ters akış	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (C_r < 1)$ $NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (C_r = 1)$
Gövde-borulu	
Bir gövde geçiş (2,4, ... boru geçiş)	$NTU = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1}\right)$ $\varepsilon = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$
n Gövde geçiş (2n,4n, ... boru geçiş)	$\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}, \quad F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$
Çapraz akış (tek geçiş)	
C_{max} (karıőıyor) C_{min} (karıőmıyor)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$
C_{min} (karıőıyor) C_{max} (karıőmıyor)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$
Tüm ısı değiştiricileri ($C_r = 0$)	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

5.GENİŞLETİLMİŞ ISI AKTARIM YÜZEYLERİ (KANATÇIKLAR)

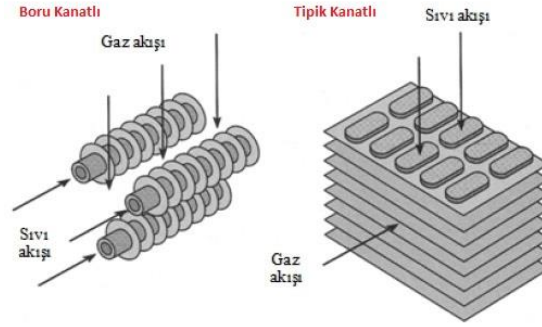
Geniştirilmiş yüzeyler tanımı çoğunlukla sınırları içinde iletimle ısı geçişi, sınırları ile çevresi arasında ise ışınım ve/veya taşınım ile ısı aktarımı olan bir katı için kullanılmaktadır. Taşınım ve iletimin birlikte gerçekleştiği birçok farklı durum olmakla beraber, en çok karşılaşılan uygulamalardan biri katı çevresindeki akışkan arasında ısı geçişini artırabilmek için kullanılan genişletilmiş yüzeylerdir. Bu şekildeki yüzeylere kanat adı verilmektedir.

Şekil 5.1 (a)'daki düzlem duvarda duvarın yüzeyi ile çevresindeki akışkan arasında taşınım ile ısı geçişini artırabilmek için iki yol vardır (duvar yüzey sıcaklığı T_s sabit kalmak üzere). Akışkan hızı artırılarak ısı taşınım katsayısı yükseltilebilir ve/veya akışkan sıcaklığı T_∞ düşürülebilir. Bununla birlikte, h 'ın en yüksek değere çıkarılması bile istenilen ısı transferini elde etmek için yeterli olmayabilir veya yüksek maliyetler çıkabilir. Bu maliyetler akışkan hareketinin artırılması için gereken fan veya pompa gücü ile alakalıdır. Bir diğer ise T_∞ seçeneği çoğu zaman pek pratik değildir. Şekil 5.1 (b) ele alındığında üçüncü bir seçenekte olabileceği ihtimali görülür. Başka bir söyleyişle ısı geçişi taşınım ile ısı geçişinin gerçekleştiği yüzeylerin (A) yükseltilmesi ile yükseltilebilir. Bu cıdardan çevresindeki akışkan içine genişleyen kanatlar kullanılarak yapımı sağlanabilir. Kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı, kanat boyunca sıcaklık dağılımına etki eder ve bundan ısı geçişi de etkilenir. Kanat dibinden en ucuna kadar sıcaklık değişiminin en az olabilmesi için kanat malzemesinin yüksek ısı iletim katsayısına sahip olması gerekir. Ayrıca, ısı iletim katsayısının sonsuz olması durumunda, tüm kanat, yüzey sıcaklığında olacak, en fazla ısı geçişi artışı sağlanabilecektir.



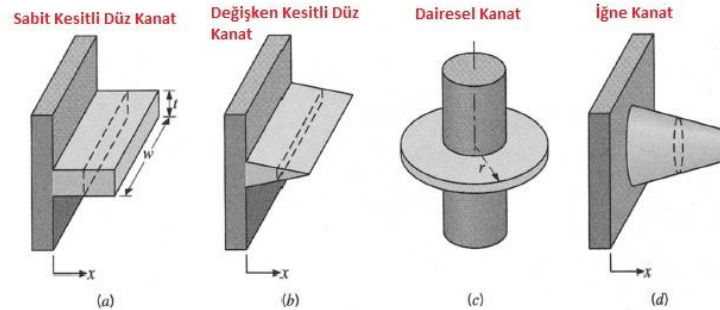
Şekil 5.1 Bir düzlemsel duvardan ısı aktarımının artırılmasında kanat kullanımı

Bir iklimlendirme cihazında kullanılan hava ile akışkan arasındaki ısı geçişini artırmak için kullanılan kanatlı borular kanat uygulamalarına örnek olarak gösterilebilir. Çok fazla kullanışta olan tipik kanatlı boru düzeneği Şekil 5.2 'de verilmiştir.



Şekil 5.2 Tipik kanatlı - boru ısı değiştiricileri

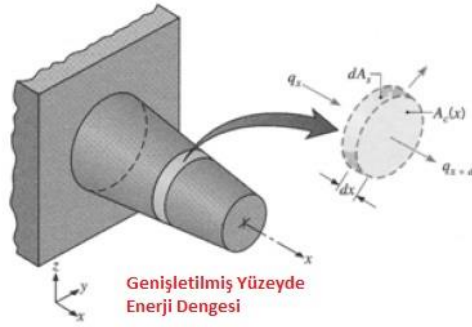
Değişik kanat şekilleri Şekil 5.3 'de verilmiştir. Bir düz kanat, düzlemsel duvara bağlantısı yapılan herhangi bir genişletilmiş yüzeydir. Kesit alanı değişebilir veya sabit olabilir. Dairesel kanat bir silindir etrafına tutturulmuştur ve kesit alanı silindirin eksenine göre yarıçap ile değişir. Kanatlar dikdörtgen kesitli olup alanları düz kanatlar için kanat genişliği w ile kalınlığı t 'nin çarpımı, dairesele kanatlar için kanat çevresi $2\pi r$ ile kalınlığı t 'nin çarpımı olarak ifade edilmektedir. Buna karşın, diken kanat veya iğne kanat dairesele kesitli genişletilmiş biçimde bir yüzeydir. Ayrıca, iğne kanatlar sabit kesitli olabilir ya da olmayabilir. Herhangi bir uygulamada, belirli bir kanat türünün seçilmesi, kanatların ısı taşınım katsayısını azaltma ve kanat üzerindeki akış basıncının düşmesini artırma gibi etkenlerin yanı sıra kullanılacak yere, imalat yöntemine, maliyete ve ağırlığa bağlıdır.



Şekil 5.3 Kanat çeşitleri

5.1 Kanatlarda İletimin Genel Çözümlemesi

Bir kanattan olan ısı geçişinin belirlenmesi için kanat boyunca sıcaklık dağılımının bilinmesi gerekmektedir. Şekil 5.3 'de görülmek üzere genişletilmiş yüzeyden alınan diferansiyel eleman üzerinde enerji dengesi kurularak başlanır. Çözümlemenin basitleştirilmesi için bazı kabullerin ele alınıp yapılması gerekmektedir. Kanat içerisinde iletim gerçek durumda iki boyutlu olduğu halde aksel (x) yönünde bir boyutlu olarak kabul görülebilir. Kanat üzerindeki herhangi bir noktadan akışkana taşınan enerji dik (y, z) yönündeki iletim ile dengelemek zorundadır. Uygulamada kanat incedir. Kanat uzunlamasına olan sıcaklık değişkenliği dik yöne oranla daha büyüktür. Bu nedenden dolayı, ısı iletimi x yönünde bir boyutlu olarak alınabilir. Ayrıca sürekli rejim sabit ısı iletim katsayısı ve ısı taşınım katsayısının yüzey üzerinde düzgün dağılımlı olduğu kabul görülecektir. Bütün bunlara ek olarak kanat içinde ısı üretimi ve kanat yüzeyinden ışınlama ısı geçişi ihmal edilecektir.



Şekil 5.4 Genişletilmiş yüzeyde enerji dengesi

Yukarıdaki şekilde diferansiyel elemana enerji korunum kuralları uygulanarak;

$$q_x = q_{x+dx} + dq_{\text{taşınım}} \quad [5.1]$$

elde edilir. Fourier Yasası 'ndan

$$q_x = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad [5.2]$$

Burada, A_c , x ile değişebilen kesit alanıdır. $x + dx$ 'de ısı iletimi;

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{dq_x}{dx} dx \quad [5.3]$$

yazılabilir. Buradan,

$$q_{x+dx} = -kA_c \frac{dT}{dx} - k \frac{d}{dx} \left(A_c \frac{dT}{dx} \right) dx \quad [5.4]$$

elde edilir. Taşınımla;

$$dq_{\text{taşınım}} = h dA_s (T - T_\infty)$$

Bağıntısı ile verilmektedir. Burada, dA_s diferansiyel elemanın yüzey alanıdır. Bu denklemler enerji dengesinde ısı iletim denkleminde yerine konursa,

$$\frac{d}{dx} \left(A_c \frac{dT}{dx} \right) - \frac{h}{k} \frac{dA_s}{dx} (T - T_\infty) = 0$$

veya

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \left(\frac{1}{A_c} \frac{dA_c}{dx} \right) \frac{dT}{dx} - \left(\frac{1}{A_c} \frac{h}{k} \frac{dA_s}{dx} \right) (T - T_\infty) = 0 \quad [5.5]$$

yazılabilir. Denklem 5.5 'de genişletilmiş bir yüzeyde, bir boyutlu enerji denkleminin genel gösterim şeklidir. Bu denklemin belirlenen sınır koşulları için çözümü, sıcaklık dağılımını x 'in fonksiyonu olarak ortaya çıkaracaktır.

Denklem 5.5 'i çözmek için geometriyi daha açık bir şekilde belirtmek gerekir. Sabit kesit alanlı düz dikdörtgen ve iğne kanatlı en basit durum ile başlanılabilir. Her bir kanat

$T(0) = T_b$ sıcaklığındaki taban yüzey alanına oturtulmuş olup T_∞ sıcaklığındaki bir akışkanın içinde bulunur. Denklemden $\Theta(x) = T(x) - T_\infty$ değişken dönüşümü ile kolaylaştırma yapılarak çözüme başlanılır. Sonuca ulaşmak için sınır şartlarının belirlenmesi gereklidir. Bu şartlardan ilki kanadın tabanındaki ($x=0$) sıcaklık olabilir. İkinci sınır koşulu ise, kanadın ucunda ($x=L$) tanımlanır ve dört ayrı fiziksel durumdan herhangi birine karşı gelebilir.

İlkinde (A), kanadın ucundan taşınım ile ısı geçişi göz önüne alınmalıdır. Yani kanadın ucundan taşınım ile akışkana aktarılan enerji kanat içinden uca iletimi olan enerjiye eşit olmalıdır.

$$h\theta(L) = -k \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} \quad [5.6]$$

İkincisi (B), kanadın ucu adyabatik varsayılır.

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} = 0 \quad [5.7]$$

Üçüncüsü (C), kanat ucu sıcaklığı biliniyor. $\Theta(L) = \Theta_L$

Dördüncü ise (D) durumu çok uzun kanat olması durumudur. Böylece $L \rightarrow \infty$ iken $\Theta \rightarrow 0$ olur.

Yukarıda belirtilen sınır şartları ile Denklem 5.3 'ün çözümlenmesi sonucu elde edilen sonuçlar Tablo 5.1 'de verilmiştir.

Tablo 5.1 Sabit kesitli kanatlarda sıcaklık dağılımı ve ısı kaybı

Durum	Sınır Koşulu	Sıcaklık Dağılımı	Isı Geçişi
A	Isı Taşınımı $h\theta(L) = -kd\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + \left(\frac{h}{mk}\right) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + \left(\frac{H}{mk}\right) \sinh mL}$	$M \frac{\sinh mL + \left(\frac{h}{mk}\right) \cosh mL}{\cosh mL + \left(\frac{h}{mk}\right) \sinh mL}$
B	Adyabatik $\frac{d\theta}{dx} _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$	$M \tanh mL$
C	Belirli Sıcaklık $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{\left(\frac{\theta_L}{\theta_b}\right) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL}$
D	Sonsuz Kanat ($L \rightarrow \infty$) $\theta(L) = 0$	e^{-mx}	M
$\theta \equiv T - T_\infty \quad m^2 \equiv hP/kA_c$ $\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty \quad M \equiv \sqrt{hPkA_c\theta_b}$			

5.2 Kanat Etkenliği

Kanat kullanılması, bir yüzeyden ısı aktarımını artırmak için etkin yüzey alanını artırmayı amaç edinir. Bununla beraber, kanadın kendisi orijinal yüzeyden ısı aktarımına bir iletim direnci göstermektedir. Bu sebeple, kanat kullanımının ısı geçişini mutlaka artıracığı önceden tahmin edilip söylenemez. Bu durum kanat etkenliği olarak tanımlanarak değerlendirilebilir. Kanat etkenliği \mathcal{E}_f , kanatlı halde aktarılan ısının kanatsız halde aktarılacak ısıya oranı olarak tanımlanır. Bu durumda

$$\mathcal{E}_f = \frac{q_f}{hA_{c,b}\theta_b} \quad [5.8]$$

Olup, $A_{c,b}$ tabanındaki kanat kesit alanı olur. Gerçekçi her tasarımda \mathcal{E}_f 'nin değeri mümkün olabildikçe büyük olmalıdır ve genel olarak, $\mathcal{E}_f > 2$ olmadıkça kanat kullanımı uygun olmamaktadır.

Ele alınan dört uç sınır şartından herhangi biri için sabit kesit alanlı bir kanadın etkenliği, Tablo 5.1 'de verilen ilgili q_f bağıntısını $h A_{c,b} \Theta_b$ ile bölümü yapılarak elde edilebilir. Kanatların yerleştirme düzenleri ısı taşınım katsayısını değiştirebilir fakat bu etki çoğunlukla göz ardı edilir. Bu sebeple, kanatlı yüzeyin taşınım katsayısının kanatsız yüzeydekine eşit görülmesi, sonsuz kanat yaklaşımı için Denklem 5.9 sonucunu doğurur.

$$\mathcal{E}_f = \frac{kP}{hA_c} \quad [5.9]$$

Bu sonuca göre çeşitli gözlemler yapılabilir. Kanat etkenliği, yüksek ısı iletim katsayılı malzemelerin belirlenmesi ile yükseltilir. Bakır ve alüminyum alaşımları ilk akla gelen malzemelerdir. Bakır malzemesinin ısı iletim katsayısı yüksektir, fakat alüminyum alaşımları daha ucuz ve hafiftir, bu sebeple tercih edilir. Kanat etkenliği, çevre uzunluğunun kesit alanına oranının artırılması ile de artırılır. Bu sebeple ince, ancak birbirine yakın aralıklı kanatlar kullanılır. Kanat aralığı ölçüsü akışa engel olacak şekilde azaltılmaması gerekir.

Denklem 5.9 ayrıca ısı taşınım katsayısının küçük olduğu durumlarda kanat kullanımının faydasını gösterir. Farklı akışkan ortamlarının ısı taşınım katsayılarına dönüp bakıldığında, akışkanın gaz olduğu zamanda ve özellikle yüzeyden ısı aktarımı doğal taşınım olduğunda kanatlara daha çok ihtiyaç duyulacağını göstermektedir. Kanatlar bir sıvı ile bir gazı ayıran yüzeylerde kullanılacaksa çoğunlukla düşük ısı taşınım katsayısının olduğu taraf olan gaz tarafına yerleştirilir. Bilinen bir örnek olarak, otomobil radyatörünün borularını bu konuyla bağdaştırabiliriz. Kanatlar, içinden su akışı olan boruların iç yüzeyine değil, üzerinden ortam havasının geçtiği dış yüzeyine uygulaması yapılır.

Denklem 5.9 \mathcal{E}_f için, bir üst sınır belirlenir. Bu sınıra ancak L sonsuza giderken yaklaşılır. Bununla birlikte, ısı aktarımında max artışı elde etmek için çok uzun kanatların kullanılması tabi ki şart değildir.

Kanat verimi herhangi bir ısı direnç kullanılarak da nicelleştirilebilir. Akışkan sıcaklıkları ve taban arasındaki fark potansiyel farkı olarak ele alırsak, kanat direnci aşağıda görüldüğü gibi tanımlanabilir;

$$R_{t,f} = \frac{\theta_b}{q_f} \quad [5.10]$$

Bu çıkan sonuç, özellikle kanatlı yüzey herhangi bir ısı devre ile gösterildiğinde son derece faydalıdır. Kanat uç sınır şartına bağlı olarak, q_f için uygun olan bağıntıyı Tablo 5.1 'den elde edebiliriz.

Kanatsız taban alanındaki taşınım direnci için,

$$R_{t,b} = \frac{1}{hA_{c,b}} \quad [5.11]$$

Denklemler 5.10, bu denklem ile bölünür ve 5.8 numaralı denklem kullanılırsa,

$$\mathcal{E}_f = \frac{R_{t,b}}{R_{t,f}} \quad [5.12]$$

bulunur.

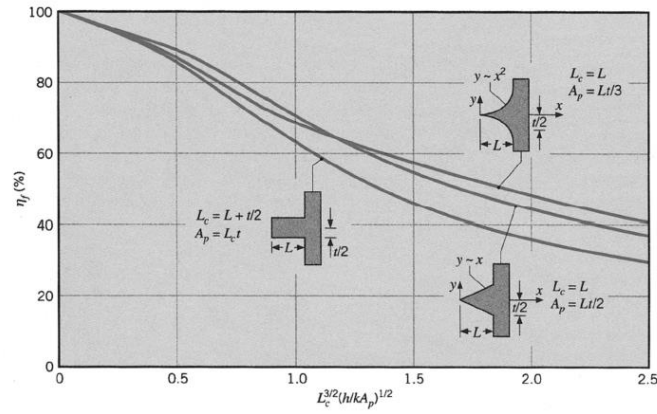
Oluşan bu sonuca göre kanat etkinliği ısı dirençlerin bir oranı olarak yorumlanabilir ve \mathcal{E}_f 'yi artırabilmek için kanadın iletim/taşınım direncini azaltmak gerekli hale gelir. Kanat ısı aktarımını artıracaksa, direnci kanatsız taban alanındaki taşınım direncini kesinlikle aşmalıdır.

Kanat ısı performansının bir başka ölçüsü ise kanat verimi η_f 'dir. Taşınım için en fazla sıcaklık farkı, dip ($x=0$) ve akışkan arasındaki sıcaklık farkıdır, $\Theta_b = T_b - T_\infty$. Bu sebeple bir kanadın yayabileceği enerjinin en fazla değeri bütün kanat yüzeyi taban sıcaklığında olduğu

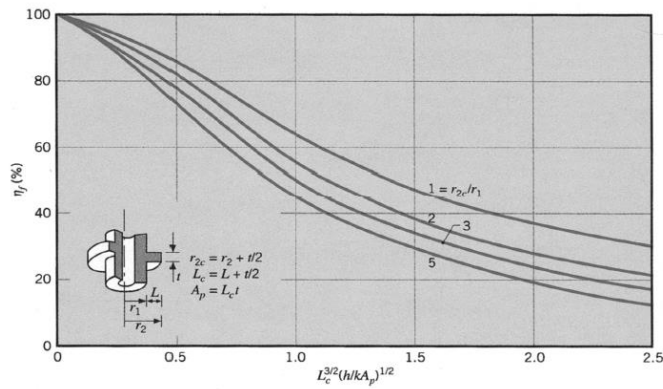
zaman diliminde gerçekleşecektir. Fakat bu ideal bir durumdur ve kanat içinde bir sıcaklık değişimi her zaman var olur. Bu cümleden yola çıkarak kanat verimi,

$$\eta_f = \frac{q_f}{q_{max}} = \frac{q_f}{hA_f\theta_b} \quad [5.13]$$

Şeklinde tanımlanabilir. Bu durumda A_f kanadın yüzey alanıdır. Denklem 5.13'ün farklı kanat profilleri için oluşan sonuçlar Şekil 5.5 ve 5.6' da gösterilmektedir.



Şekil 5.5 Dikdörtgen, üçgen parabolik profilli düz kanatların verimleri



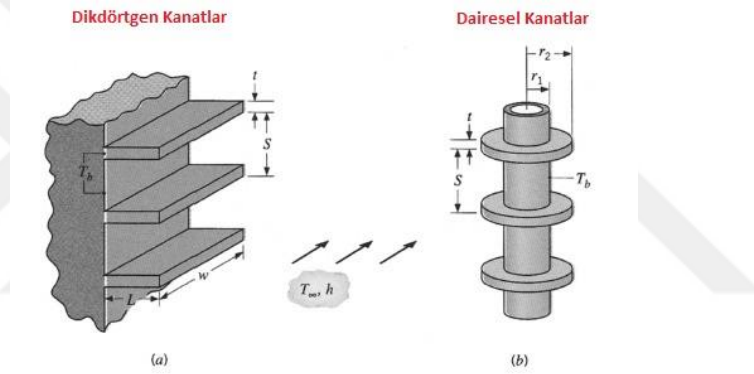
Şekil 5.6 Dikdörtgen profilli dairesel kanatların verimleri

5.3 Toplam Yüzey Verimi

Tek bir kanadın ısı hareketini gösteren kanat verimi η_f yerine, bir kanat dizisi ve üzerine yerleşimi yapılan yüzeyin ısı hareketini gösteren toplam yüzey verimi η_o kullanılabilir. Şekil 5.7’de gösterilmek istenen örnek, kanat dizilerinde S kanat hatvesidir.

$$\eta_o = \frac{q_t}{q_{max}} = \frac{q_t}{hA_t\theta_b} \quad [5.14]$$

olarak adlandırılır. Kanatların ve üzerine yerleştirildikleri yüzeyin (asal yüzey) toplam alanı A_t , q_t ise kanatlar ve asal yüzeyden oluşan toplam ısı geçiştir.



Şekil 5.7 Temsili kanat dizileri

Denklem 5.14’den faydalanılarak bir kanat dizisinin ısı direncini veren bir formül elde edilebilir;

$$R_{t,o} = \frac{\theta_b}{q_t} = \frac{1}{\eta_o h A_t} \quad [5.15]$$

olup $R_{t,o}$ asal yüzeyden taşınım ile kanatlarda iletim/taşınım ile paralel ısı geçişini göz önüne getiren toplam dirençtir.

Kanatlar asal yüzeyle tek parça halinde üretimi yapılırsa, tabanda temas direnci kesinlikle olmayacaktır. Fakat genellikle kanatlar ayrı olacak şekilde yapılıp, asal yüzeye metalürjik veya yapışkan bağlayıcı ile birbirine tutturulur (Incropera ve DeWitt, 2000).

6. SONLU HACİM METODU

6.1 Sonlu Hacimler Metodu

Çözülmesi istenen geometriyi parçalara bölerek bu parçaların hepsi için çözüm yapma sonrasında ise elde edilen bu çözümleri birleştirerek problemin çözümünü bulmasına dayanır.

Sonlu hacimler yöntemi işleminde çoğunlukla şu aşamalar izlenir.

- Çalışılacak alanın ağ programları sayesinde oluşturulacak sayısal analize karşılık gelen ağ ile kontrol hacimlere ayırması.
- Aşamaları takip ederek momentum denkleminin, süreklilik denklemlerinin ve daha sonra enerji veya türbülans gibi başka aranan denklemlerin çözümü.
- Sonrasında elde edilen sonuçlandırmaların denklem takımlarının iteratif çözücü sayesinde daha doğru değerlere yükseltilmesi.
- Yakınsaklığın kontrolü.
- Elde edilmesi istenen çözüm bulur.

FLUENT programında sonlu hacimler kullanılmaktadır. Bu program ile problem çözümü yapmak için ise şunlar takip edilmelidir.

- GAMBIT paket programıyla problemin geometrisi meydana getirilmelidir ve geometri burada elemanlara ayrılmalıdır.
- Simetri, duvar hız gibi sınır koşulları GAMBIT paket programında tanımlanmalı ve oluşturulan dosya FLUENT paket programına dahil edilmelidir.
- Geometrisi çizilen parçanın FLUENT paket programında açılarak ağ yapısı kontrol edilmelidir.
- İstenilen denklemlerin çözüm yöntemi seçilmelidir.

- Başlangıç ve sınır koşulları tanımlanmalıdır sonrasında ise iteratif çözüm koşturulmalıdır.

6.2 Sonlu Hacimler Formülasyonları

Üç temel denklem laminer ve sürekli akan bir akışkanın akışını tanımlamak için kullanılmaktadır.

- Kütlelerin korunumu
- Momentumun korunumu
- Enerjinin korunumu

FLUENT paket programının çözücüsü tarafından hazırlanan denklemler şu şekildedir.

6.2.1 Laminer Sıkıştırılmaz Akış

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad [6.1]$$

x momentum denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad [6.2]$$

y momentum denklemi:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad [6.3]$$

z momentum denklemi:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad [6.4]$$

Enerji denklemi:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \left(\frac{k}{\rho c_p} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad [6.5]$$

6.1.2 Türbülanslı Akış

Akışın atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlerine göre daha fazla olduğu esnada ortaya çıkan akışa türbülanslı akış denir. Türbülans, akış yerinde her bölgesinde ani hızın salınım yapması anlamındadır.

Türbülans bölgesindeki hız:

$$U(t) = \bar{u} + u'(t) \quad [6.6]$$

Zaman ortalamaları:

$$\bar{u}' = \frac{1}{T} \int_i^{i+1} [u(t) - \bar{u}] dt = \frac{1}{T} \int_i^{i+1} u'(t) dt = 0 \quad [6.7]$$

Laminer akışa göre daha karmaşık olması nedeniyle çoğunlukla deneysel yollara başvurulmuştur. Deneysel çalışmalarda kullanılan değişik geometriler için ise en yakın sayısal çalışmalar yapılabilir.

Zaman ortalama Navier denklemi:

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) - \left(\frac{\partial \bar{u}^2}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u} \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u} \bar{w}}{\partial z} \right) \quad [6.8]$$

Reynolds gerilmeleri terimleri ortaya çıkmasını, tanımlanan hız ifadesini Navier denklemi uygulanma sonrası ortaya çıkar.

$$\sigma_x^R = -\frac{\partial}{\partial x}(\overline{\rho u' u'}) - \frac{\partial}{\partial y}(\overline{\rho u' v'}) \quad [6.9]$$

$$\sigma_y^R = -\frac{\partial}{\partial x}(\overline{\rho v' u'}) - \frac{\partial}{\partial y}(\overline{\rho v' v'}) \quad [6.10]$$

Ayrıca, Eddy 'nin türbülanslı akış önerisine göre, bu Reynolds gerilmeleri türbülans viskozitesi bilinmeyen bir katsayıyla ifade edilebilir. Örnek olarak şu şekilde ifade verilebilir;

$$-\overline{\rho u v} = \mu_t \frac{\partial u}{\partial y} \quad [6.11]$$

6.1.2.1 Standart $k - \varepsilon$ Modeli

Bilinen ve en yaygın olan modellemedir. Türbülans kinetik enerjisi ve viskoz kaybolma terimleri kullanılmaktadır. türbülans kinetik enerji k , dissipasyon terimi ε , ve viskoz kaybolma terimi ϕ , kullanılmaktadır.

Daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w k)}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \mu_t \phi - \rho \varepsilon \end{aligned}$$

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [6.12]$$

Kinetik enerjisi (k):

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}) \quad [6.13]$$

Viskoz kaybolma fonksiyonu:

$$\phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad [6.14]$$

Türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} \\ & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \phi - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad [6.15]$$

$$C_\mu = 0.09, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, \sigma_k = 1 \text{ ve } \sigma_\varepsilon = 1.3$$

6.1.2.2 RSM Modeli

Bu model de ise $\overline{\rho(u_i' u_j')}$ doğrudan transport çözümüyle hesaplanmasına dayanır. (Reynolds gerilmesi modeli; Gibson ve Launder, 1978; Launder, 1989). Kaldırma kuvveti ihmal edildiği durumda şu şekilde ifade edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u_i' u_j'}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u_i' u_j'}) = D_{t,ij} + D_{ij} + P_{ij} + \phi_{ij} + \varepsilon_{ij} \quad [6.16]$$

Türbülans difüzyon terimi:

$$D_{t,ij} = - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \overline{u_i' u_j' u_k'} + p (\delta_{kj} u_i' + \delta_{ik} u_j') \right] \quad [6.17]$$

Moleküler difüzyon terimi:

$$D_{i,j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial}{\partial x_k} \overline{u_i u_j} \right) \quad [6.18]$$

Türbülans gerilmeleri üretim terimi:

$$P_{i,j} = -\rho \left(\overline{u_i u_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad [6.19]$$

Basınç-uzama terimi:

$$\Phi_{i,j} = p \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad [6.20]$$

Dissipasyon terimi:

$$\epsilon_{i,j} = -2\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \quad [6.21]$$

Genelleştirilmiş gradiyent difüzyon hipotezinin sadeleştirilmiş formu kullanılarak türbülans gerilmelerinden kaynaklanan üretim terimi:

$$D_{t,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right) \quad [6.22]$$

Lineer yaklaşım kullanılır ise üç terimin toplamı ile ifade edilir. Yavaş ve hızlı basınç-uzama bileşenleri, cidar etkisini ifade eden $\Phi_{i,j,w}$ bileşenidir.

Basınç uzama terimi:

$$D_{t,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) - C_2 \left[\left(P_{ij} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_1 \overline{u'_i u'_j}) \right) - \frac{1}{3} \left(P_{kk} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_1 \overline{u'_k u'_k}) \right) \delta_{ij} \right] + \Phi_{i,j,w} \quad [6.23]$$

$C_1 = 1.8, C_2 = 0.6$ alınmıştır. (Fluent Inc., 1998).

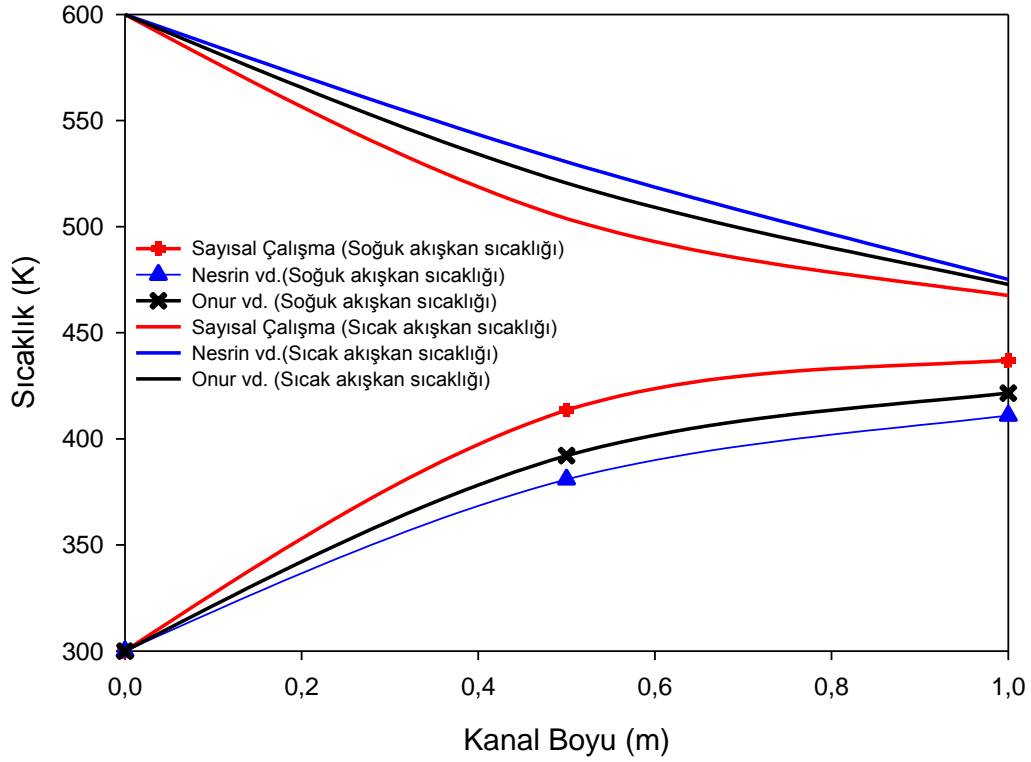
$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \rho \varepsilon \delta_{ij} \quad [6.24]$$

Türbülans kinetik enerjisi ifadesinden bulunabilirken bunun dissipasyonu olan ε fonksiyonu $R=0, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, \sigma_\varepsilon = 1$ ve türbülans üretimi terimi $G_k = 0.5 P_{ii}$ alınarak elde edilir.

7. SONUÇLAR

7.1 Literatürle Karşılaştırma

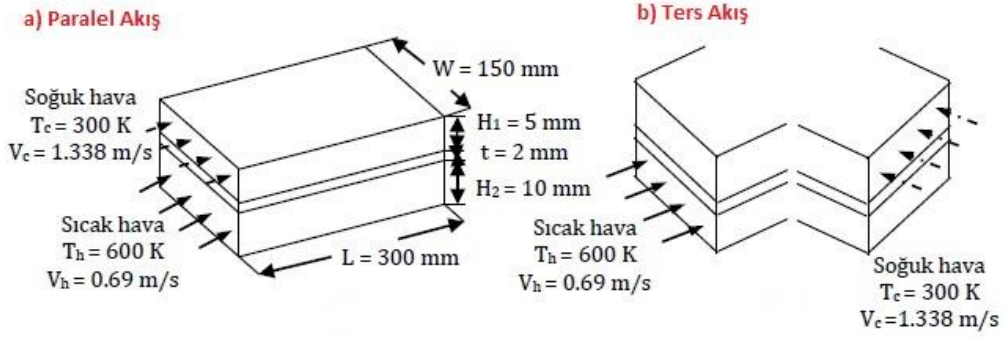
Şekil 7.1’ de bu sunum için referans alınan Ömer Onur Karabulut ve Kayataş ile İlbaş tarafından yapılan çalışma tekrar yapılarak sonuçlandırılmıştır. Sunum sonuçları grafikten de gözlemlendiği gibi sonuçlar birbirleriyle uyumludur. Bu sayede, sayısal sonuçların doğru ve kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. Soğuk akışkan arasındaki sıcaklık farklılığının, ağ yapısının hassaslığından kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 7.1 Sunulan çalışma, Ömer Onur Karabulut ve Kayataş ile İlbaş’ ın çalışmasının karşılaştırılması.

7.2 Geometrik Model

Üç boyutlu düz kanal için Şekil 7.2' de perspektif görünümü gösterilmektedir.



Şekil 7.2 Düz kanal için perspektif görünüşü

Kanatçık Şekilleri (Üçgen ve dairesel)

Kanal boyu (L):300 mm

Üst kanal yüksekliği (H_1):5 mm

Alt kanal yüksekliği (H_2):10 mm

Katı yüzey kalınlığı (t):2 mm

Kanatçık aralığı (b):20-40 mm

Kanatçık yüksekliği (e): 2 mm ve 4 mm

Kanatçık genişliği (p):4-8 mm

Sıcak akışkan sıcaklığı (T_h):600K

Soğuk akışkan sıcaklığı (T_c):300K

Sıcak hava giriş hızı (V_h):0.69 m/s

Soğuk hava giriş hızı (V_c):1.338 m/s

7.2.1 Analitik Çözüm

- Ortalama sıcaklık

$$T_m = \frac{T_c + T_h}{2} = \frac{300 + 600}{2} = 450\text{K}$$

Havanın özellikleri $T_m = 450\text{K}$ için,

$$\rho = 0,774 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1021 \text{ J/kg-K}$$

$$k_f = 0,0373 \text{ W/m-K}$$

$$\nu = 32,39 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sn}$$

$$\text{Pr} = 0,686$$

$$\mu = 2,507 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{sn/m}^2$$

- Hidrolik çap

A_c kanalın kesit alanı, P kanalın çevre uzunluğu

Soğuk akışkan

$$D_{H_1} = \frac{4A_{c_1}}{P_1} = \frac{4(0,15 \times 0,005)}{2(0,15 + 0,005)} = 9,677419355 \times 10^{-3} \text{m}$$

Sıcak akışkan

$$D_{H_2} = \frac{4A_{c_2}}{P_2} = \frac{4(0,15 \times 0,01)}{2(0,15 + 0,01)} = 0,01875 \text{m}$$

- Hız

Soğuk akışkan

$$Re_{D_1} = \frac{V_{m_1} D_{H_1}}{\nu} = \frac{V_{m_1} \cdot 9,677419355 \times 10^{-3}}{32,39 \times 10^{-6}} = 400$$

$$V_{m_1} = 1,338 \text{ m / sn}$$

Sıcak akışkan

$$Re_{D_2} = \frac{V_{m_2} D_{H_2}}{\nu} = \frac{V_{m_2} \cdot 0,01875}{32,39 \times 10^{-6}} = 400$$

$$V_{m_2} = 0,69 \text{ m / sn}$$

- Kütlesel debi

Soğuk akışkan

$$\dot{m}_1 = \rho \cdot V_{m_1} \cdot A_{c_1}$$

$$\dot{m}_1 = 0,774 \times 1,338 \times (0,005 \times 0,15) = 0,000776 \text{ kg/sn}$$

Sıcak akışkan

$$\dot{m}_2 = \rho \cdot V_{m_2} \cdot A_{c_2}$$

$$\dot{m}_2 = 0,774 \times 0,69 \times (0,01 \times 0,15) = 0,00080109 \text{ kg/sn}$$

Tablo 7.1 Reynolds sayısına göre hız ve sıcaklık değerleri

Re= 200		Re= 400		Re= 750		Re= 1000	
V ₁	V ₂	V ₁	V ₂	V ₁	V ₂	V ₁	V ₂
0,35	0,67	0,69	1,338	1,2956	2,5102	1,7274	3,3469
T _h	T _c	T _h	T _c	T _h	T _c	T _h	T _c
600K	300K	600K	300K	600K	300K	600K	300K

7.3 Üç Boyutlu İnceleme

Bu kısımda plakalı ısı değıştiricilerinde üçgen ve dairesel kanatçıkların ve kanatçiksız ısı değıştiricisinin paralel ve ters yönlü akış uygulanarak ısı transferine etkisi üç boyutlu sayısal olarak incelenmiştir. Burada, düşük hızlarda kanatçık kullanımının ısı aktarımına etkisini görebilmek amacıyla Reynolds sayısının 400 olduğu değerdeki sonuçlar sunulmuştur. Şekil 7.2’de Reynolds sayısının 400 olduğu değerdeki analitik sonuçlarından bulunan soğuk ve sıcak akışkanın kanala giriş sıcaklıkları gösterilmiştir.

Bu sunumda sayısal çalışma üç boyutlu, zamandan bağımsız, birleşik (iletim ve taşınım) ısı transferi yaklaşımıyla çözülmüştür ve birleşik ısı transferi analizini çözmek amacıyla sonlu hacimler yöntemi (FLUENT paket programı) kullanılmıştır. Ayrıca hesaplamalarda standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Kullanılmakta olan kanatçıklar türbülansa neden olduğundan sayısal hesaplamalarda seçilen kanatçıklı geometriler için standart $k-\epsilon$ türbülans modelinin uygun olduğu belirlenmiştir.

7.3.1 Ağ yapısı

Problemin çözüm dengesi ve doğruluğu üzerinde önemli etkisi olan bir diğer unsur ise ağ yapısıdır. Model geometrisi ağ tarafından tanımlanan kontrol hacimlerinden oluşur. Hesap-
lama alanında ağ yoğunluğu ne kadar fazla olursa, çoğunlukla akışkan dinamiği çözümünün

hassasiyeti de o kadar artar denebilir. Hız, basınç ve sıcaklık gibi değişkenlerin yoğun olabileceği düşünülen bölgelerde en uygun ağ modelinin hazırlanabilmesi amacıyla sık ağ oluşturulmalıdır. Bu sebeple model geometrisine kanatçık eklenmiş kanal yüzeylerinde daha sık, diğer bölgelerde ise daha seyrek ağ tercih edilmiştir. Kolay çözülebilmesi için ağ yapısı olarak dürtgensel eleman kullanılmıştır. Değerler ise düz kanalda katı yüzey, üst kanal ve alt kanal için sırasıyla 303 750, 225 000 ve 450 000 olmak üzere toplamda 978 750 elemandan oluşmaktadır.

7.3.2 Fiziksel Özellik

Problemin çözülmesinde önemli bir unsur akışkanın fiziksel özelliğidir ve bu çalışmada akış daimi ve üç boyutludur. Kanatçık ve ara yüzey malzemesi olarak yüksek ısı iletkenliğe sahip, ucuz ve hafif olan alüminyum seçilmiştir. Kanalın üst ve alt kısmında akışkan olarak hava kullanılmıştır ve kullanılan akışkan sıkıştırılmazdır. Ayrıca ısı iletim katsayısı sıcaklıktan ve yönden bağımsızdır. Akışkanın ve malzemenin özgül ısıları ve yoğunlukları değişmemektedir. Yüzeylerde ısı üretimi yoktur ve ısı akımı zamandan bağımsızdır.

7.3.3 Yüzey Sınır Şartları

Program tarafından yüzey sınırlarında, kayma gerilmesi, akışkan ve yüzey arasındaki ısı transferi hesaplanır. Bu sunumda yüzeyler sabittir. Bu sebeple yüzeylerdeki hızlar sıfırdır ve ısı sınır şartları yüzeylerde tanımlanabilir. Bütün modellerde literatüre uygun şekilde kısaca bahsedecek olursak üst kanala 300K, alt kanala 600K sıcaklığıdır. $Re = 400'$ den yola çıkarak hesaplanan aksel hız değerleri kanatçıkların bulunduğu alt kısma 0,69 m/sn, üst kısma ise 1,338 m/sn verilmiştir. Burada girişte verilen bu sınır şartlarına göre çıkış kısmında sıcaklıklarda meydana gelen değişimler ve kullanılan farklı kanatçıkların ısı transferine etkileri gözlemlenmiştir.

Giriş ($x = 0$)

$$u = u_1 = 1,338 \text{ m / sn}, v = 0, w = 0, T = 300\text{K}$$

$$u = u_1 = 0,69 \text{ m / sn}, v = 0, w = 0, T = 600\text{K}$$

Çıkış ($x = L$)

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

Simetri ($z = 0$)

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0, \frac{\partial v}{\partial z} = 0, w = 0, \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

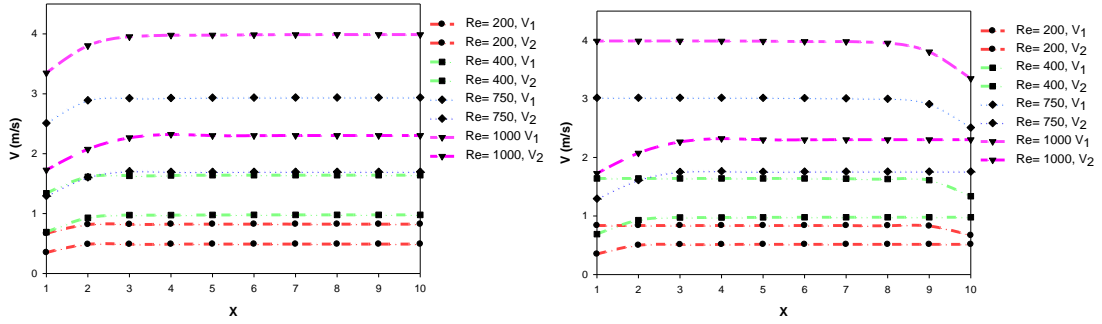
Yüzey

$$u = 0, v = 0, w = 0$$

7.3.4 Düz Kanal

7.3.4.1 Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi

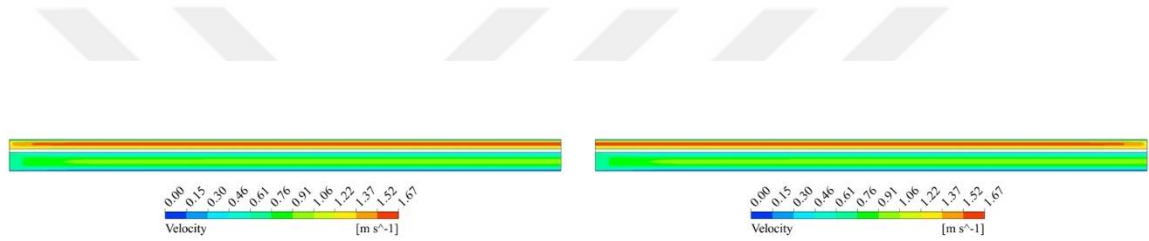
Şekil 7.3 'de paralel ve ters yönlü akışta iki boyutlu kanatçiksız düz kanalda sıcak akışkanın (V_1) ve soğuk akışkanın (V_2) hız dağılımları gösterilmektedir. Paralel ve ters akışta 1.338 m/sn hızla üst kanala giren soğuk akışkan, kanal girişindeki ve çıkışındaki sıcaklık farkından dolayı oluşan moleküler hareketlenme ile hızda bir miktar yükselme gözlenmektedir. Sonra yaklaşık olarak aynı değerde düzgün bir formda kanalı paralel akışta 1,64191246 m/sn hız ile ters akışta ise 1,64192009 m/sn hız ile terk etmektedir. Paralel ve ters akışta soğuk akışkan çıkış hızları yaklaşık olarak aynı olmakla birlikte ters akışta sıcaklık farkının kanal boyunca süreklilik göstermesi sebebiyle soğuk akışkan çıkış hızı daha yüksek değerlere çıkmaktadır. Alt kanal için 0,69 m/sn hızla giren sıcak akışkan ise hem paralel hem de ters akışta kanal girişindeki sıcaklık farkı nedeniyle 0,1 m eksenel mesafeye kadar bir miktar hızlanır. Yaklaşık olarak aynı hız değeri ile paralel akışta 0,97806251 m/sn ters akışta 0,97806751 m/sn hız değeriyle kanalı terk etmektedir.



a) Paralel Akış

b) Ters Akış

Şekil 7.3 Düz kanalda Reynolds sayılarının hız dağılımı



a) Paralel Akış

b) Ters Akış

Şekil 7.4 Düz kanalda iki boyutlu hız dağılımı

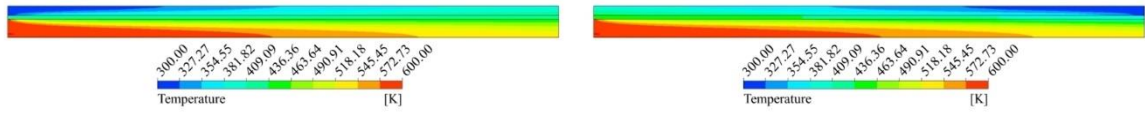
7.3.4.2 Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi

Burada başlangıç olarak kanatçık eklenmemiş pürüzsüz yüzeye sahip düz kanal için çözümleme yapılmıştır. Çalışmanın amacı kanatçık eklenmiş yüzeylerde ısı aktarımını incelenmesidir. Düz kanal için çözümleme amacı ise kanatçıklı çözümleme ile karşılaştırma ve yöntemlerin belirlenebilmesidir. Aynı zamanda doğrulanabilmesi içindir.

Sıcaklık konutlarına Şekil 7.5 'de bakıldığında ısıl sınır tabaka kolaylıkla görülmektedir. Bu şekil düz kanalda paralel ve ters akış FLUENT paket programı ile çözülmüştür. Sıcak akışkanın ısınması soğuk akışkanın ısınması ile ısıl sınır tabaka gelişmektedir. Isıl sınır tabakadan bahsedecek olursak içerisinde sıcaklık gradyanları ve ısı geçişinin olduğu bölgelerdir. Bu bölgeler hariç diğer söz konusu sıcaklık gradyanları ve buna bağlı ısı geçişleri ihmal edilebilir. Buna göre sıcaklık konutlarındaki renk değişimleri net olarak görülebilmektedir.

Kısaca her iki akış türünde de soğuk akışkanla sıcak akışkanı birbirinden ayıran katı yüzeyin, sıcak akışkanla temasta olan alt yüzeyine sıcak akışkandan taşınım ile gerçekleşmekte ve alt

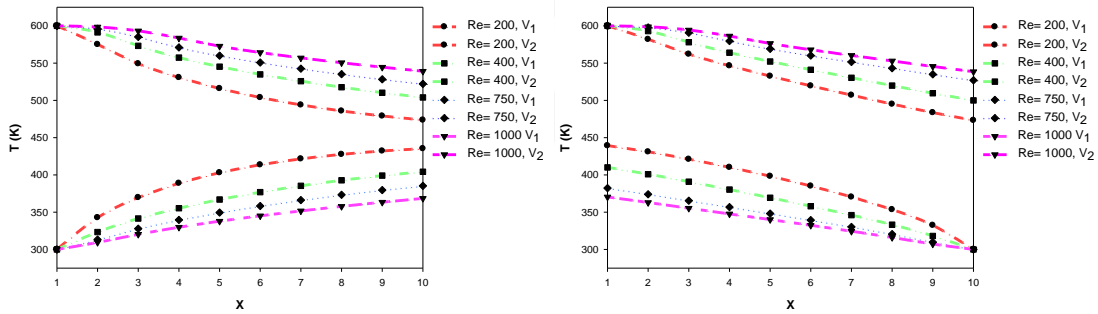
yüzeyinden üst yüzeyine iletimle ve üst yüzeyden soğuk akışkana taşınımıyla ısı aktarımı gerçekleşmektedir. Alt kanala hava 600 K sıcaklıkta girmektedir. Üst kanala ise hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. Alt kanala giren 600 K sıcaklığındaki hava paralel akışta 503,8983 K 'e ters akışta ise 499,9541 K 'e düşmektedir. 300 K sıcaklığında giren hava ise, paralel akışta 404,2975 K 'e ters akışta ise 410,139 K 'e çıkmaktadır.



a) Paralel Akış

b) Ters Akış

Şekil 7.5 Düz kanalda iki boyutlu sıcaklık dağılımı



a) Paralel Akış

b) Ters Akış

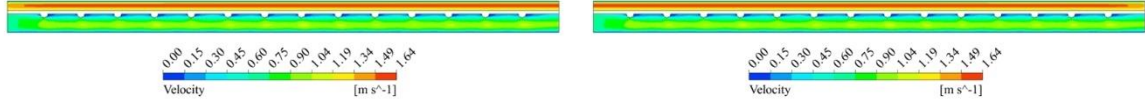
Şekil 7.6 Düz kanalda Reynolds sayılarının sıcaklık dağılımı

7.3.5 Dairesel ve Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımları

7.3.5.1 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=2 mm)

Şekil 7.7 'de düz kanalda b=20 mm ve e=2 mm olan dairesel kanatçık eklenmiş iki boyutlu paralel ve ters akışta düz kanal yüzeyine eklenen kanatçıklarla genişleyen ısı aktarım yüzeyleri ve yine kanatçıkların oluşturduğu karışık akış etkileri gösterilmektedir. Üst kanala hava 1,338 m/sn eksenel hızla girerken paralel akış 1,607517 m/sn, ters akış 1,607511 m/sn ile

çıkar alt kanala hava 0,69 m/sn eksenel hızla girerken paralel akış 0,947438, ters akış 0,947442 terk etmektedir. 0,3 m eksenel mesafeye eşit aralıklarla 14 tane kanatçık yerleştirilmiştir.



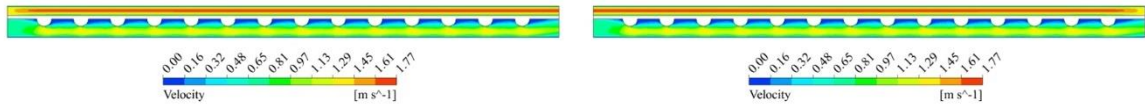
a) Paralel Akış

b) Ters Akış

Şekil 7.7 Daire, $b=20$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı

7.3.5.2 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi ($b=20$ mm, $e=4$ mm)

Şekil 7.8 'de Dairesel eklenmiş düz kanalda $b=20$ mm kanatçık aralığında ve $e=4$ mm kanatçık yüksekliğinde paralel ve ters akışta hız dağılımları gösterilmiştir. Kanatçık yüksekliğinin artması ile hız aldığımız çizgi boyunca jet hızı meydana gelir. Kanatçık yüksekliği 2 mm olduğundaki değerlerle karşılaştırıldığında, kanatçık yüksekliği arttıkça $e=4$ mm 'den $e=2$ mm 'e göre daha yüksek hız değerlerine ulaşılmaktadır.



a) Paralel Akış

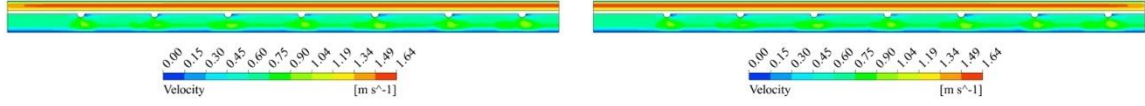
b) Ters Akış

Şekil 7.8 Daire, $b=20$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı

7.3.5.3 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi ($b=40$ mm, $e=2$ mm)

Şekil 7.9 'da düz kanalda $b=40$ mm ve $e=2$ mm olan dairesel kanatçık eklenmiş iki boyutlu paralel ve ters akışta düz kanal yüzeyine eklenen kanatçıklarla genişleyen ısı aktarım yüzeyleri ve yine kanatçıkların oluşturduğu karışık akış etkileri gösterilmektedir. Kanatçık aralığı

20 mm ile karşılaştırıldığında, kanatçık aralığı azaldıkça hız değerlerinde daha fazla olduğu görülmektedir. 0,3 m aksenal mesafeye eşit aralıklarla 7 tane kanatçık yerleştirilmiştir.



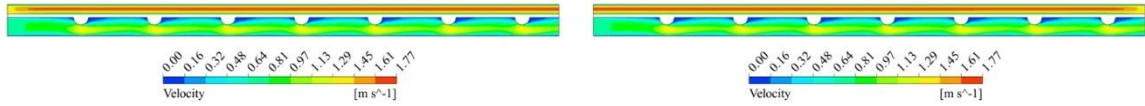
a) Paralel Akış

b) Ters Akış

Şekil 7.9 Daire, $b=40$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı

7.3.5.4 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi ($b=40$ mm, $e=4$ mm)

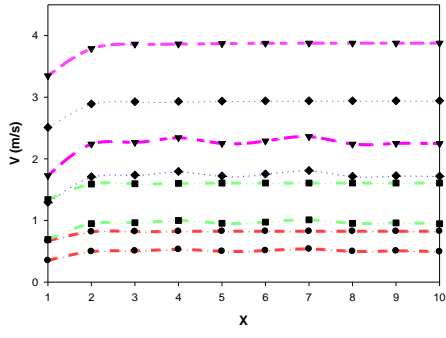
Şekil 7.10 'da dairesel eklenmiş düz kanalda $b = 40$ mm kanatçık aralığında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekliğinde paralel ve ters akışta hız dağılımları gösterilmektedir. Düz kanalda kanatçık aralığı 20 mm 'de olduğu gibi kanatçık yüksekliği arttıkça daha yüksek hız değerlerine ulaşmıştır. Kanatçık aralığı arttıkça $b=40$ mm 'den $b=20$ mm 'e göre daha yüksek hız değerine ulaşılmaktadır.



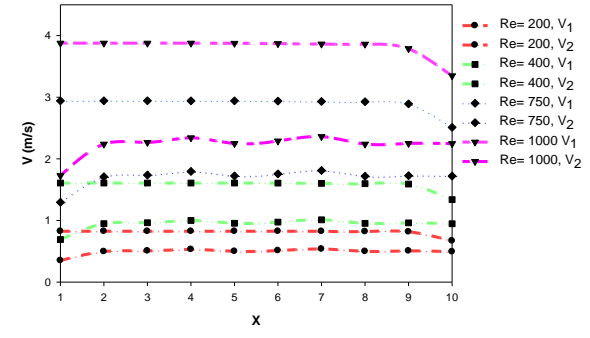
a) Paralel Akış

b) Ters Akış

Şekil 7.10 Daire, $b=40$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı

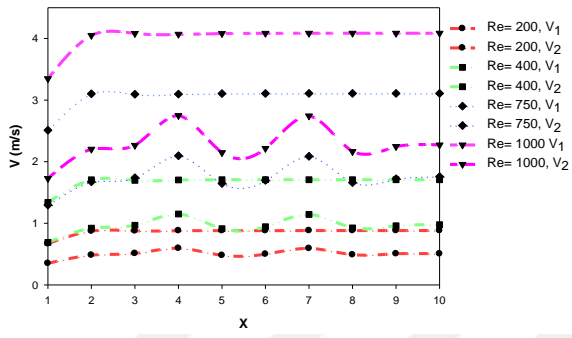


Paralel Akış

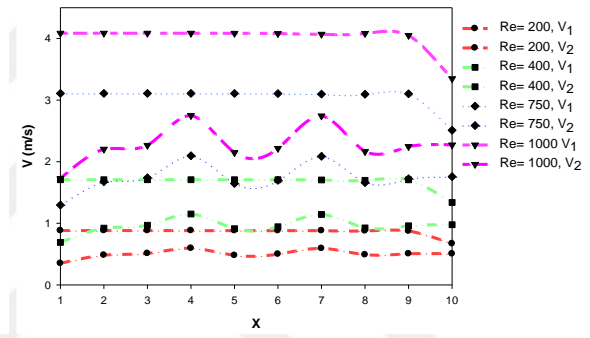


Ters Akış

a) Daire, $b=20$ mm, $e=2$ mm 'de hız dağılımı

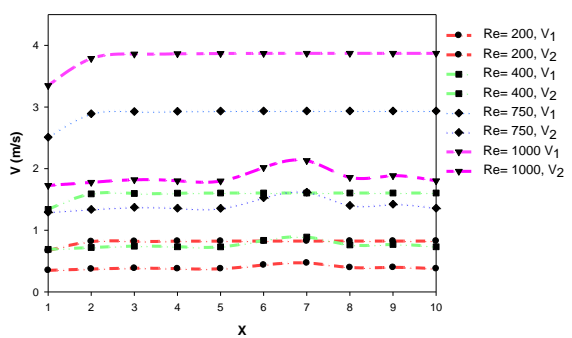


Paralel Akış

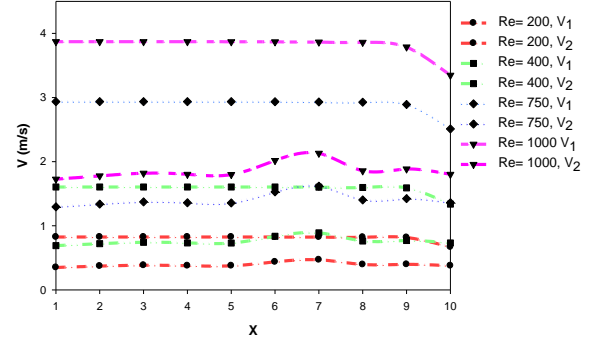


Ters Akış

b) Daire, $b=20$ mm, $e=4$ mm 'de hız dağılımı

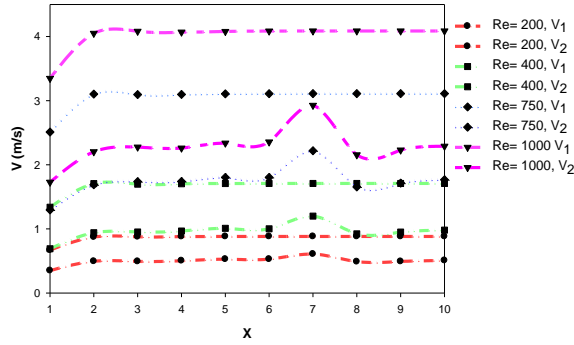


Paralel Akış

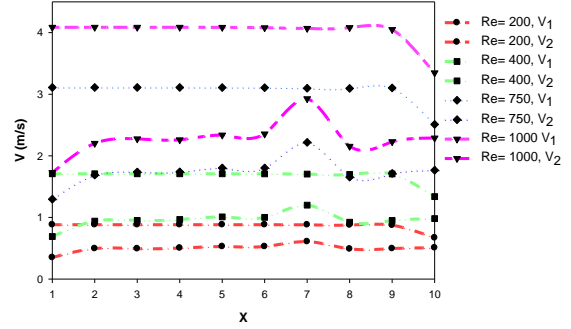


Ters Akış

c) Daire, $b=40$ mm, $e=2$ mm 'de hız dağılımı



Paralel Akış

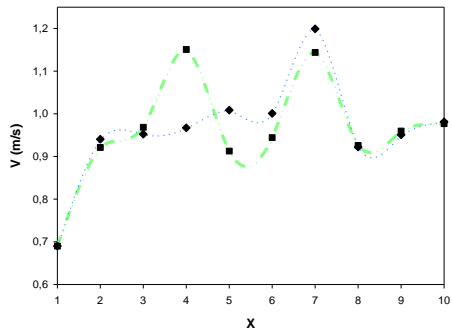


Ters Akış

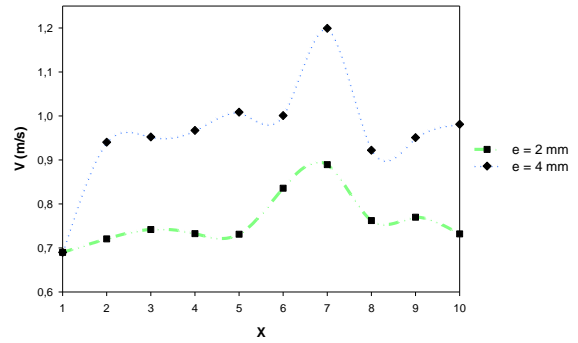
d) Daire, $b=40$ mm, $e=4$ mm 'de hız dağılımı

Şekil 7.11 Daire kanatçık için Reynolds sayılarına göre hız dağılımı

Şekil 7.11 'de kanatçık aralıklarına ve kanatçık yüksekliklerine göre sıcak akışkanın (V_1) ve soğuk akışkanın (V_2) hız dağılımları gösterilmektedir. Analiz sonuçlarına göre kanal boyunca en yüksek hız değerlerine $e = 4$ ve $b = 40$ mm yani (d) 'de hem paralel hem de ters akışta dairesel kanatçık eklenmiş kanallarda ulaşılmaktadır. Kanatçık yüksekliği ve kanatçık aralığı arttıkça hız aldığımız çizgi boyunca jet hızının meydana gelmesi ile daha yüksek hızlara ulaşılmaktadır. Bu durum ($Re = 400$)' e göre (c), (b) ve (d) 'den yararlanılmış ve sıcak akışkanda (d) 'nin daha yüksek hız değerlerine ulaştığı gösterilmektedir (Şekil 7.12).



a)

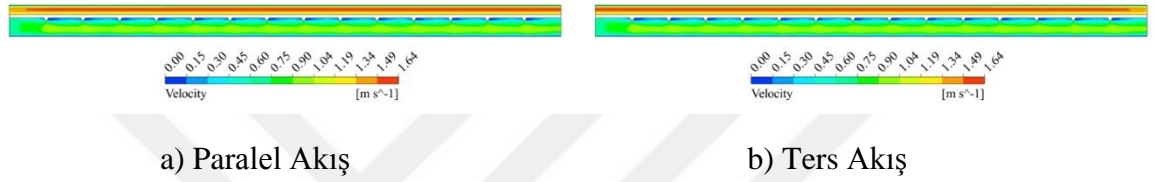


b)

Şekil 7.12 a) Daire, paralel akış, $e=4$ mm 'de hız dağılımı karşılaştırması b) Daire, paralel akış, $b=40$ mm 'de hız dağılımı karşılaştırması 'nın gösterimi

7.3.5.5 Üçgenel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=2 mm)

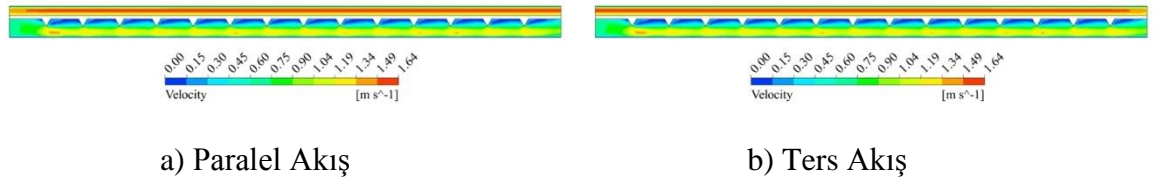
Şekil 7.13’ de üçgenel eklenmiş düz kanalda 20 mm kanatçık aralığında ve 2 mm kanatçık yüksekliğinde paralel ve ters akışta hız dağılımları gösterilmektedir. Üst kanala hava 1,338 m/sn aksel hızla girerken paralel akış 1,6074 m/sn, ters akış 1,6049 m/sn ile çıkar alt kanala hava 0,69 m/sn aksel hızla girerken paralel akış 0,91346, ters akış 0,91893 terk etmektedir. 0,3 m aksel mesafeye eşit aralıklarla 14 tane kanatçık yerleştirilmiştir.



Şekil 7.13 Üçgen, b=20 mm, e=2 mm ‘de iki boyutlu hız dağılımı

7.3.5.6 Üçgenel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=4 mm)

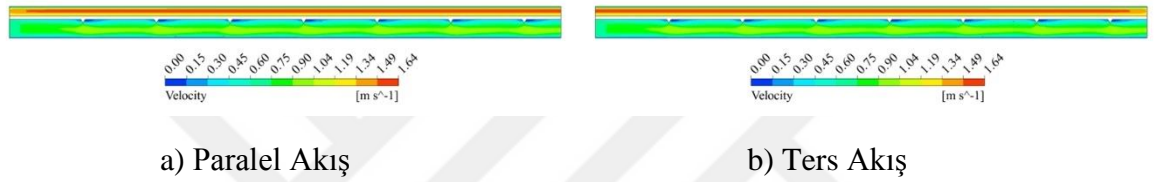
Şekil 7.14 ‘de üçgenel eklenmiş düz kanalda b = 20 mm kanatçık aralığında ve e = 4 mm kanatçık yüksekliğinde paralel ve ters akışta hız dağılımları gösterilmiştir. Kanatçık yüksekliğinin artması ile hız aldığımız çizgi boyunca jet hızı meydana gelir. Kanatçık yüksekliği 2 mm olduğundaki değerlerle karşılaştırıldığında, kanatçık yüksekliği arttıkça e = 4 mm ‘den e=2 mm ’e göre daha yüksek hız değerlerine ulaşılmaktadır.



Şekil 7.14 Üçgen, b=20 mm, e=4 mm ‘de iki boyutlu hız dağılımı

7.3.5.7 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=2 mm)

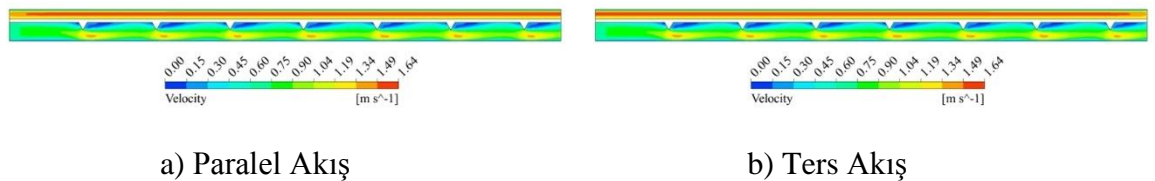
Şekil 7.15 'de düz kanalda $b = 40$ mm ve $e = 2$ mm olan üçgensel kanatçık eklenmiş iki boyutlu paralel ve ters akışta düz kanal yüzeyine eklenen kanatçıklarla genişleyen ısı aktarım yüzeyleri ve yine kanatçıkların oluşturduğu karışık akış etkileri gösterilmektedir. Kanatçık aralığı 20 mm ile karşılaştırıldığında, kanatçık aralığı azaldıkça hız değerlerinde daha fazla olduğu görülmektedir. 0,3 m eksenel mesafeye eşit aralıklarla 7 tane kanatçık yerleştirilmiştir.



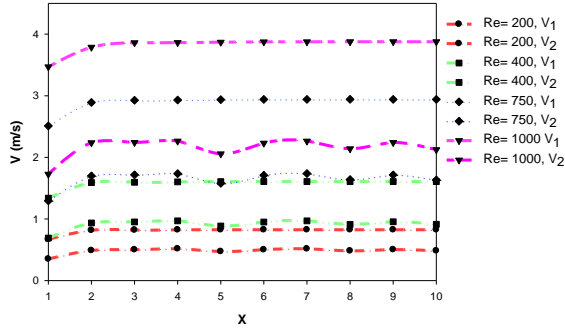
Şekil 7.15 Üçgen, $b=40$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı

7.3.5.8 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Hız Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=4 mm)

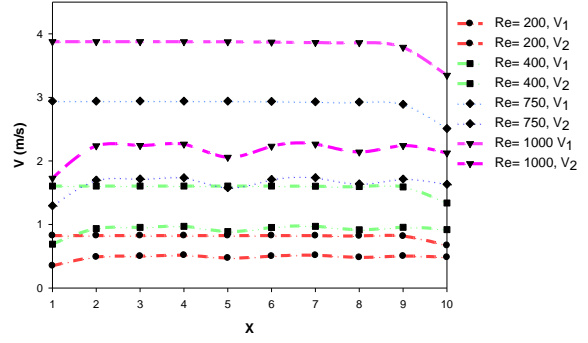
Şekil 7.16 'da üçgensel eklenmiş düz kanalda $b = 40$ mm kanatçık aralığında ve $e = 4$ mm kanatçık yüksekliğinde paralel ve ters akışta hız dağılımları gösterilmektedir. Düz kanalda kanatçık aralığı 20 mm 'de olduğu gibi kanatçık yüksekliği arttıkça daha yüksek hız değerlerine ulaşılmıştır. Kanatçık aralığı arttıkça $b=40$ mm 'den $b=20$ mm 'e göre daha yüksek hız değerine ulaşılmaktadır. Düz kanala eklenmiş dairesel kanatçık içinde aynıdır.



Şekil 7.16 Üçgen, $b=40$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu hız dağılımı

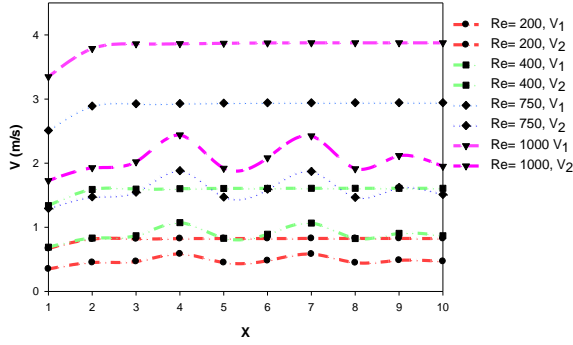


Paralel Akış

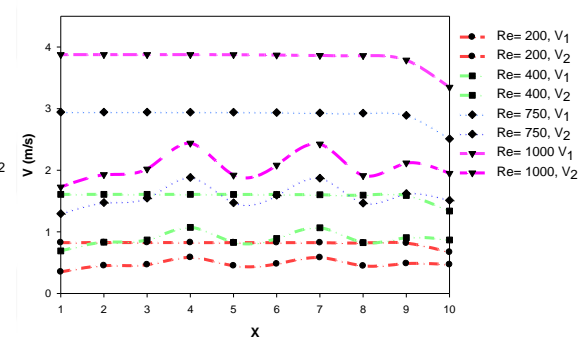


Ters Akış

a) Üçgen, b=20 mm, e= 2 mm 'de hız dağılımı

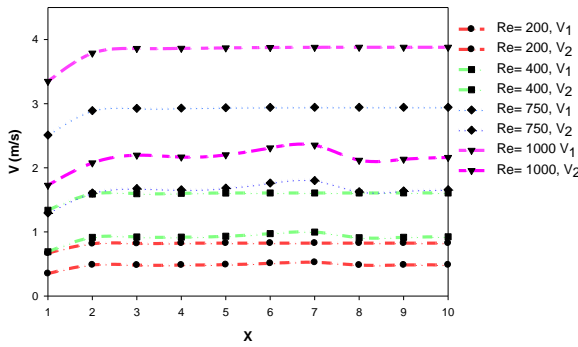


Paralel Akış

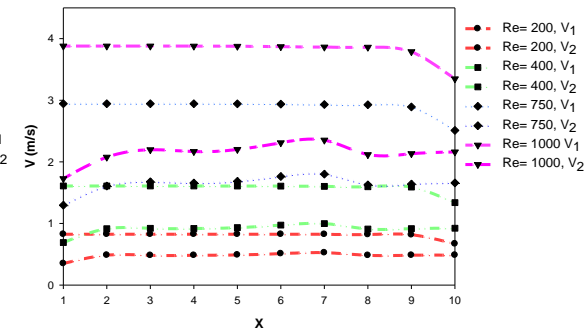


Ters Akış

b) Üçgen, b=20 mm, e= 4 mm 'de hız dağılımı

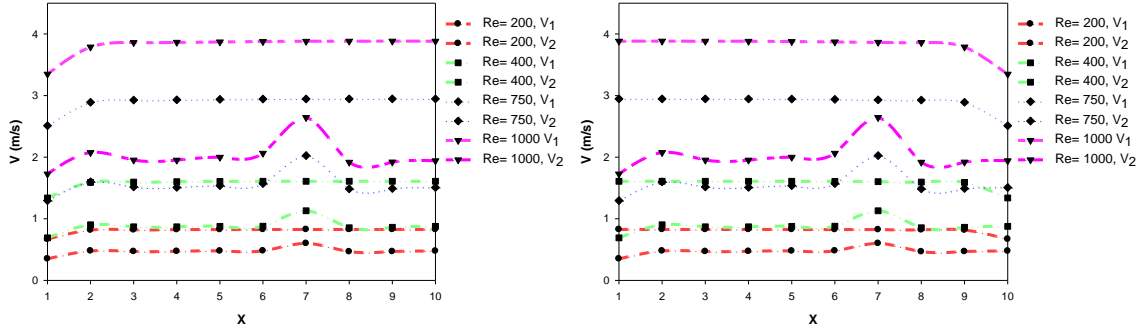


Paralel Akış



Ters Akış

c) Üçgen, b=40 mm, e= 2 mm 'de hız dağılımı



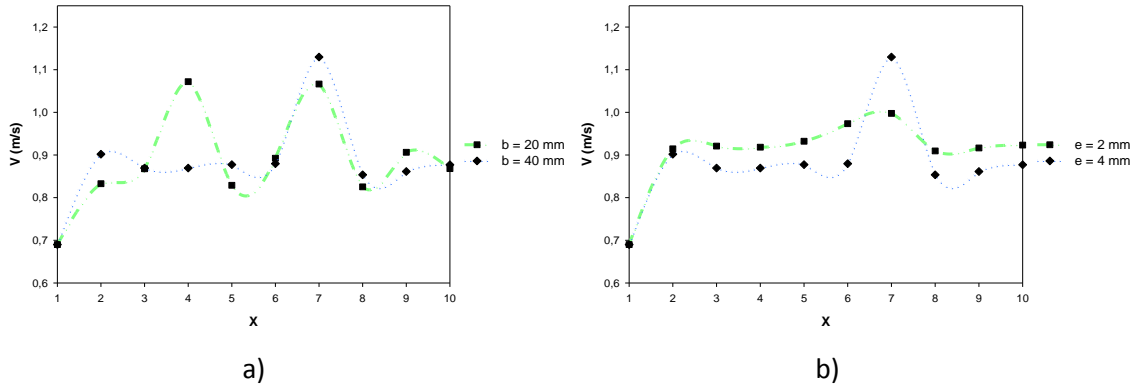
Paralel Akış

Ters Akış

d) Üçgen, $b=40$ mm, $e=4$ mm 'de hız dağılımı

Şekil 7.17 Üçgen kanatçık için Reynolds sayılarına göre hız dağılımı

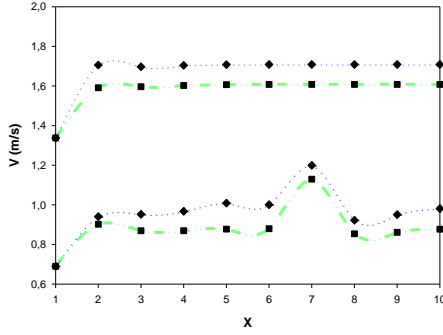
Şekil 7.17 'de düz kanala eklenmiş üçgensel kanatçık için Reynolds sayılarına göre hız dağılımları gösterilmektedir. Dairesel kanatçık ile karşılaştırıldığında benzer durumlardır. Şekil 7.18 'de düz kanala eklenmiş üçgen kanatçık için ($Re = 400$) 'e göre (c), (b) ve (d) 'den yararlanılmış ve sıcak akışkanda (d) 'nin daha yüksek hız değerlerine ulaştığı gösterilmektedir. Böylece hem dairesel hem de üçgensel kanatçıkta ($b = 40$ mm, $e = 4$ mm) 'de en yüksek hız değerlerine ulaşılmaktadır.



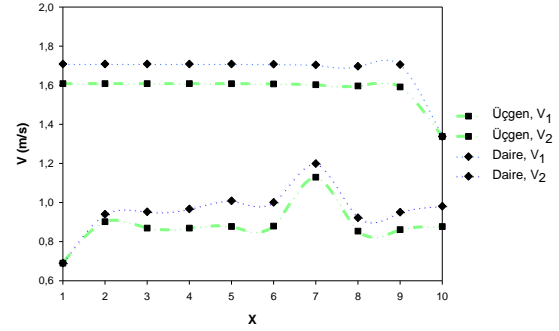
a)

b)

Şekil 7.18 a) Üçgen, paralel akış, $e=4$ 'de hız dağılımı karşılaştırması b) Üçgen, paralel akış, $b=40$ 'de hız dağılımı karşılaştırması



a) Paralel Akış



b) Ters Akış

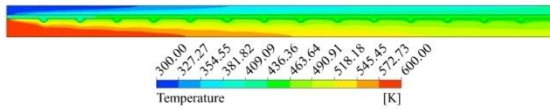
Şekil 7.19 Daire ve üçgen, $b = 40$ mm, $e = 4$ mm 'de hız dağılımı karşılaştırılması

Şekil 7.19 'da ($b = 40$ mm, $e = 4$ mm) düz kanala eklenmiş daire, üçgen kanatçığa göre daha yüksek hız değerlere ulaşılmaktadır. Böylece en uygun olarak dairesel kanatçık olduğu sonucuna varılmıştır.

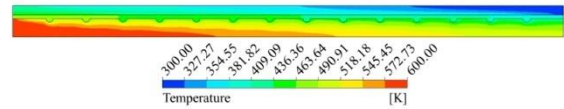
7.3.6 Dairesel ve Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımları

7.3.6.1 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi ($b=20$ mm, $e=2$ mm)

Şekil 7.20 'de dairesel kanatçık eklenmiş kanaldaki paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Dairesel kanatçıkların bulunduğu kanala hava 600 K sıcaklıkta girmektedir. Üst kanala ise hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. Alt kanala giren 600 K sıcaklığındaki hava paralel akışta $482,4999$ K 'e ters akışta ise $472,1621$ K 'e düşmektedir. 300 K sıcaklığında giren hava ise, paralel akışta $419,8807$ K 'e ters akışta ise $429,4903$ K 'e çıkmaktadır.



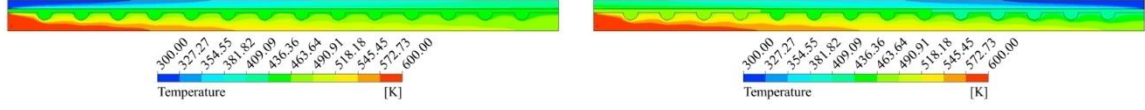
a) Paralel Akış



b) Ters Akış

Şekil 7.20 Daire, $b=20$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı

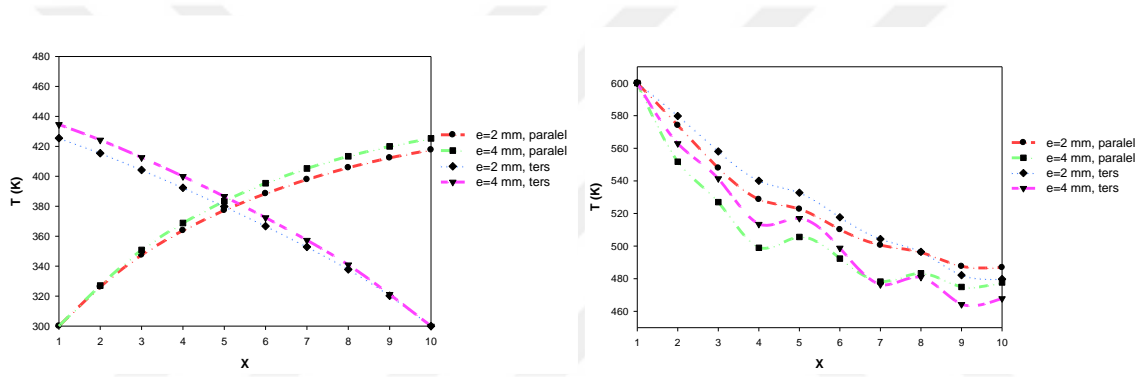
7.3.6.2 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi ($b=20$ mm, $e=4$ mm)



a) Paralel Akış

b) Ters Akış

Şekil 7.21 Daire, $b=20$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı



a) Soğuk akış

b) Sıcak Akış

Şekil 7.22 Daire, $b=20$ mm 'de $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı

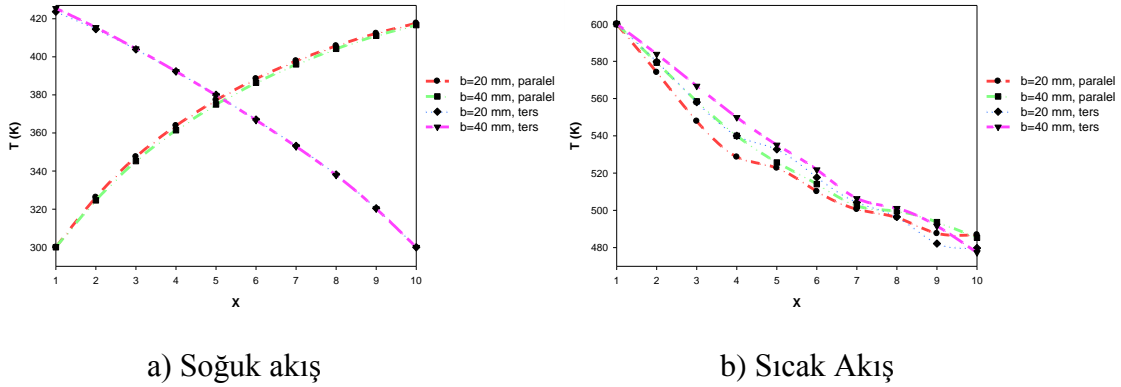
Şekil 7.22 'de dairesel kanatçık eklenmiş kanalda soğuk akışkan sıcaklığının iki farklı kanatçık yüksekliğinde ($e = 4$ ve 2 mm) paralel ve ters akışta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Burada analiz sonuçlarından kanatçık yüksekliği arttığında, iki farklı akış türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla soğuk akışkan sıcaklığının arttığı sonucuna varılmıştır. Kanatçık yüksekliği $e = 2$ mm ile karşılaştırıldığında $e = 4$ mm daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır. Sıcak akışta ise soğuk akışa göre tersi bir durum olup kanatçık yüksekliği düştükçe sıcaklığın arttığı sonucuna varılmıştır. Farklı iki akış için de ters akış paralel akışa göre daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır.

7.3.6.3 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=2 mm)

Şekil 7.23 'de dairesel kanatçık eklenmiş kanaldaki paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Dairesel kanatçıkların bulunduğu kanala hava 600 K sıcaklıkta girmektedir. Üst kanala ise hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. Alt kanala giren 600 K sıcaklığındaki hava paralel akışta 483,944 K 'e ters akışta ise 475,399 K 'e düşmektedir. 300 K sıcaklığında giren hava ise, paralel akışta 418,9416 K 'e ters akışta ise 427,2823 K 'e çıkmaktadır.



Şekil 7.23 Daire, b=40 mm, e=2 mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı

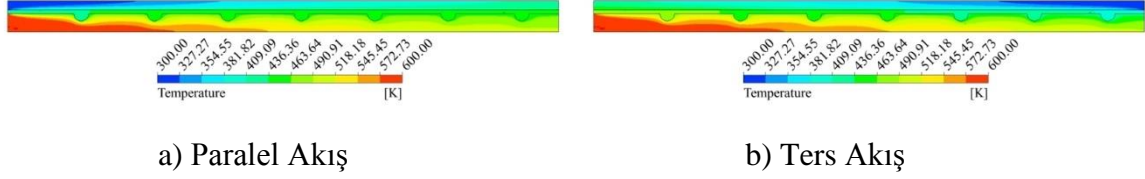


Şekil 7.24 Daire, e =2 mm 'de b = 20 ve 40 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı

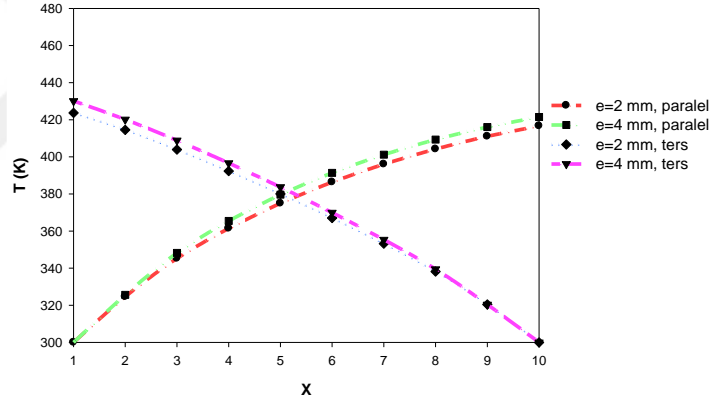
Şekil 7.24 'de dairesel eklenmiş kanalda soğuk ve sıcak akışkan sıcaklığının farklı kanatçık aralıklarında (b = 20 ve 40 mm) paralel ve ters akışta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Yapılan analizlerden aynı kanatçık yüksekliğinde (e = 2 mm) kanatçık aralığı arttıkça yüzey alanı azaldığı için ısı aktarımının azaldığı sonucuna varılmaktadır. Isı aktarımının en iyi şekilde iyileştirildiği kanatçık aralığının b = 20 mm olduğu anlaşılmaktadır. Türbülansın en iyi şekilde artırıldığı kanatçık aralığının 20 mm olduğu görülmektedir. Sıcak

akışkan aksine kanatçık aralığı 40 mm 'de daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır. İki farklı akış için de ters akış, paralel akışa göre daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır.

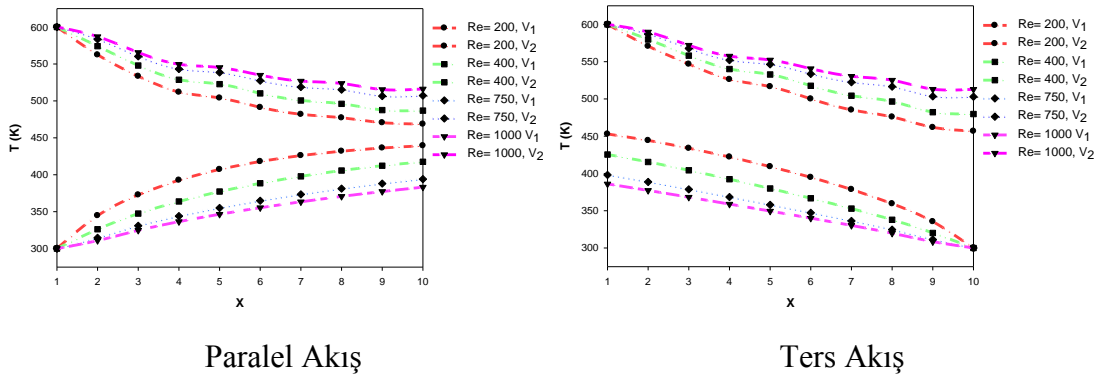
7.3.6.4 Dairesel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=4 mm)



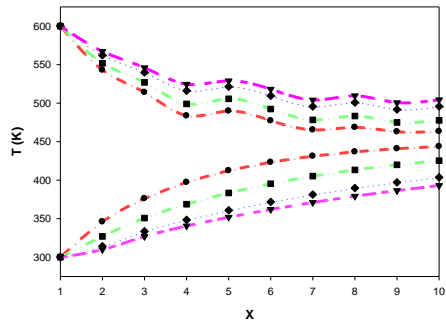
Şekil 7.25 Daire, b=40 mm, e=4 mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı



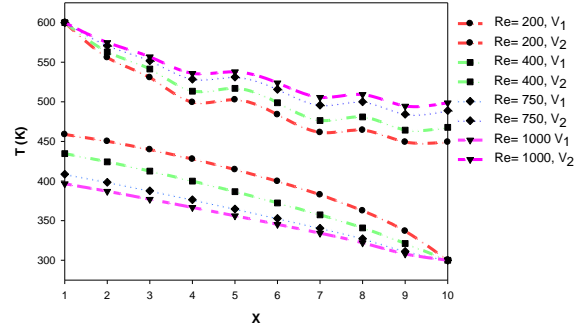
Şekil 7.26 Daire, b = 40 mm 'de e = 2 ve 4 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı



a) Daire, b=20 mm, e= 2 mm 'de sıcaklık dağılımı

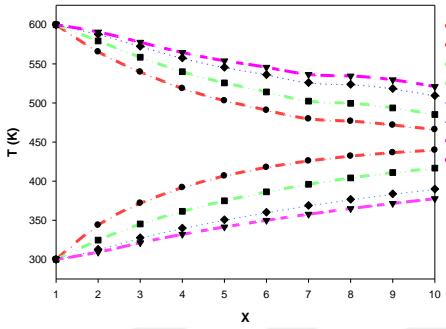


Paralel Akış

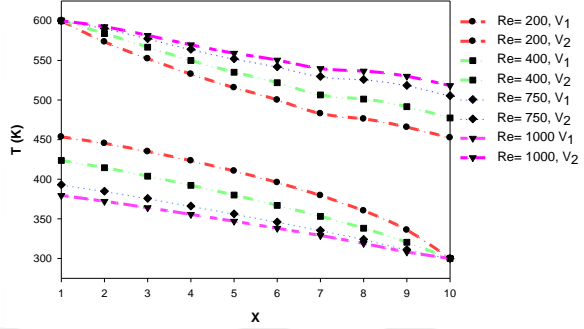


Ters Akış

b) Daire, $b=20$ mm, $e=4$ mm 'de sıcaklık dağılımı

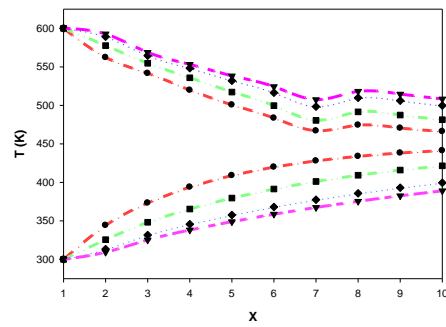


Paralel Akış

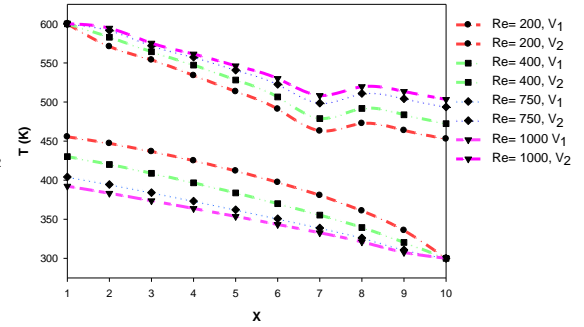


Ters Akış

c) Daire, $b=40$ mm, $e=2$ mm 'de sıcaklık dağılımı



Paralel Akış



Ters Akış

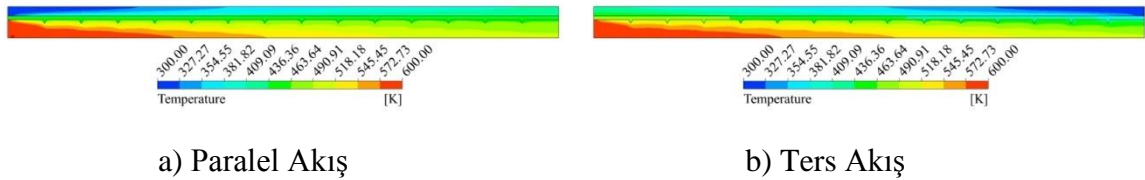
d) Daire, $b=40$ mm, $e=4$ mm 'de sıcaklık dağılımı

Şekil 7.27 Daire kanatçık için Reynolds sayılarına göre sıcaklık dağılımı

7.27 'de Reynolds sayısına göre sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Reynolds sayıları arttıkça daha yüksek sıcaklık değerlerine ulaşılmaktadır. Burada soğuk akışta kanatçık aralığı 20 mm, kanatçık yüksekliği 4 mm 'de yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır. Ters akış, paralel akışa göre daha yüksek sıcaklık değerleri sonucuna varılmıştır. Kanatçık yüksekliği, paralel ve ters akışta kanal boyunca soğuk akışkan sıcaklık değerlerinin arttığı görülmüştür. Kanatçık yüksekliği $e = 4$ mm 'de $e = 2$ mm 'e göre yüzey alanı daha fazla olduğundan $e = 4$ mm kanatçık yüksekliğinde ısı aktarımı daha fazla olmaktadır. Ayrıca soğuk akışta en uygun kanatçık aralığının tüm durumlarda $b = 20$ mm olduğu sonucuna varılmıştır.

7.3.6.5 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=2 mm)

Şekil 7.28 'de üçgensel kanatçık eklenmiş kanaldaki paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Dairesel kanatçıkların bulunduğu kanala hava 600 K sıcaklıkta girmektedir. Üst kanala ise hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. Alt kanala giren 600 K sıcaklığındaki hava paralel akışta 480,354 K 'e ters akışta ise 469,771 K 'e düşmektedir. 300 K sıcaklığında giren hava ise, paralel akışta 422,6578 K 'e ters akışta ise 432,483 K 'e çıkmaktadır.

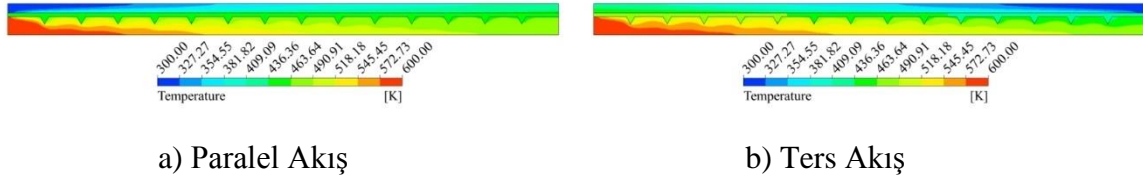


Şekil 7.28 Üçgen, $b=20$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı

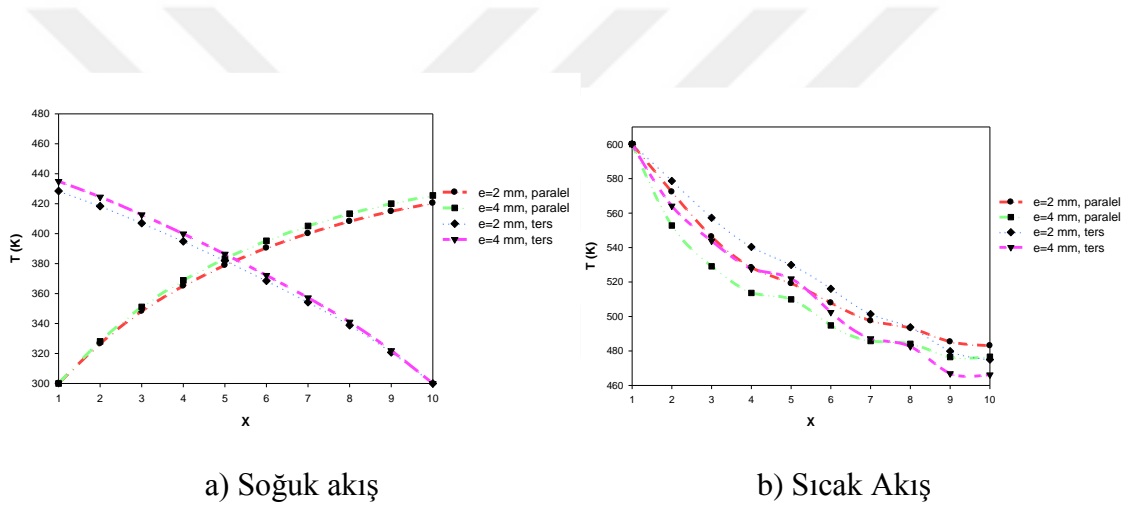
7.3.6.6 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=20 mm, e=4 mm)

Şekil 7.29 'da üçgensel kanatçık eklenmiş kanalda soğuk akışkan sıcaklığının iki farklı kanatçık yüksekliğinde ($e = 4$ ve 2 mm) paralel ve ters akışta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Burada analiz sonuçlarından kanatçık yüksekliği arttığında, iki farklı akış türünde de yüzeyin ve türbülansın artmasıyla soğuk akışkan sıcaklığının arttığı sonucuna varılmıştır. Kanatçık yüksekliği $e = 2$ mm ile karşılaştırıldığında $e = 4$ mm daha yüksek

sıcaklıklara ulaşılmaktadır. Sıcak akışta ise soğuk akışa göre tersi bir durum olup kanatçık yüksekliği düştükçe sıcaklığın arttığı sonucuna varılmıştır. Farklı iki akış için de ters akış paralel akışa göre daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır.



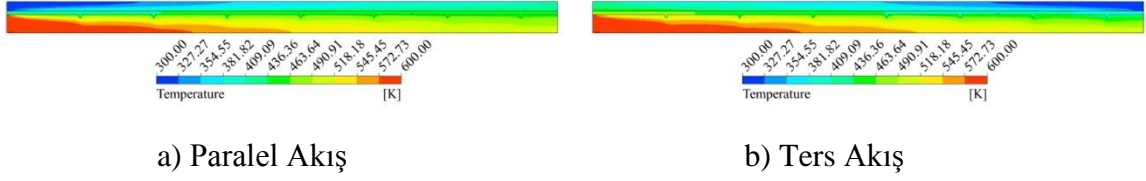
Şekil 7.29 Üçgen, $b=20$ mm, $e=4$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı



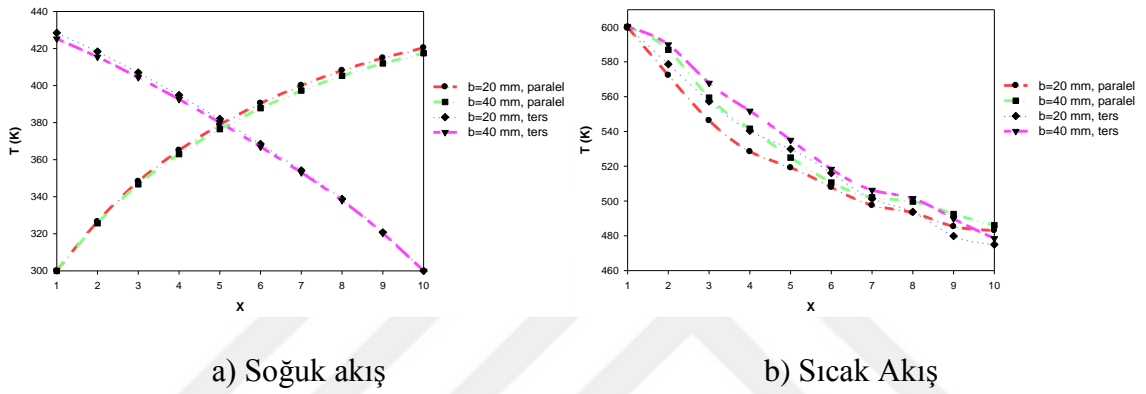
Şekil 7.30 Üçgen, $b=20$ mm 'de $e = 2$ ve 4 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı

7.3.6.7 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi ($b=40$ mm, $e=2$ mm)

Şekil 7.31 'de üçgensel kanatçık eklenmiş kanaldaki paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Dairesel kanatçıkların bulunduğu kanala hava 600 K sıcaklıkta girmektedir. Üst kanala ise hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. Alt kanala giren 600 K sıcaklığındaki hava paralel akışta $482,8605$ K 'e ters akışta ise $472,6894$ K 'e düşmektedir. 300 K sıcaklığında giren hava ise, paralel akışta $419,7296$ K 'e ters akışta ise $429,2358$ K 'e çıkmaktadır.



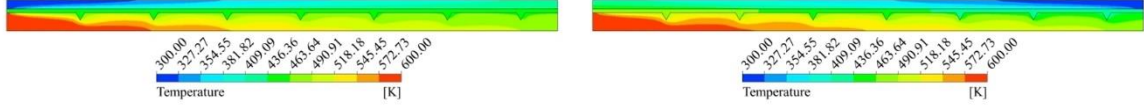
Şekil 7.31 Üçgen, $b=40$ mm, $e=2$ mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı



Şekil 7.32 Üçgen, $e=2$ mm 'de $b=20$ ve 40 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı

Şekil 7.32 'de üçgensel eklenmiş kanalda soğuk ve sıcak akışkan sıcaklığının farklı kanatçık aralıklarında ($b=20$ ve 40 mm) paralel ve ters akışta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Yapılan analizlerden aynı kanatçık yüksekliğinde ($e=2$ mm) kanatçık aralığı arttıkça yüzey alanı azaldığı için ısı aktarımının azaldığı sonucuna varılmaktadır. Isı aktarımının en iyi şekilde iyileştirildiği kanatçık aralığının $b=20$ mm olduğu anlaşılmaktadır. Türbülansın en iyi şekilde artırıldığı kanatçık aralığının 20 mm olduğu görülmektedir. Sıcak akışkan aksine kanatçık aralığı 40 mm 'de daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır. İki farklı akış için de ters akış, paralel akışa göre daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır.

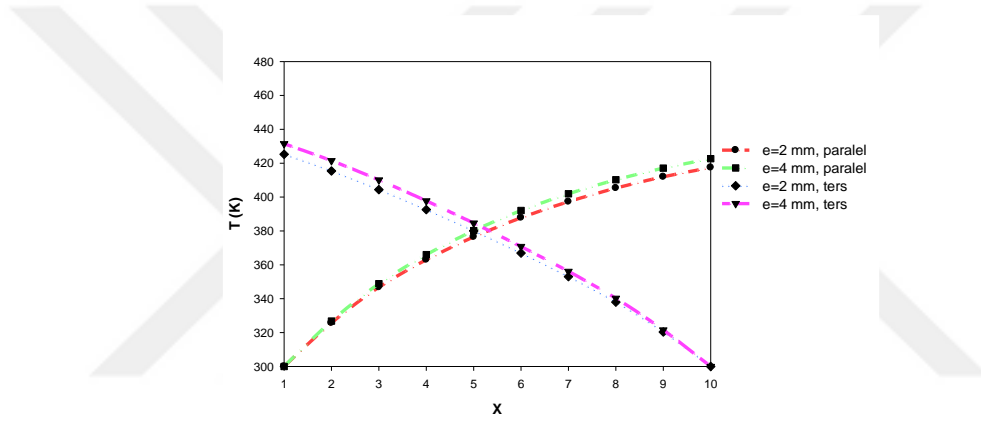
7.3.6.8 Üçgensel Kanatçık Eklenmiş Düz Kanalda Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi (b=40 mm, e=4 mm)



a) Paralel Akış

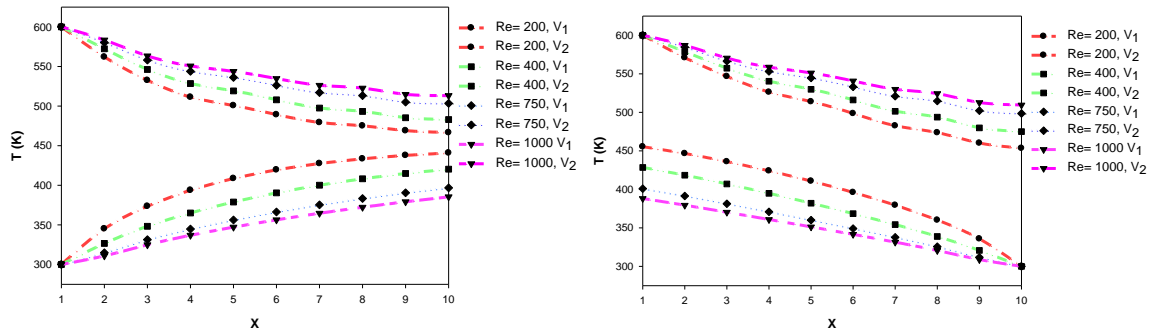
b) Ters Akış

Şekil 7.33 Üçgen, b=40 mm, e=4 mm 'de iki boyutlu sıcaklık dağılımı



Soğuk akış

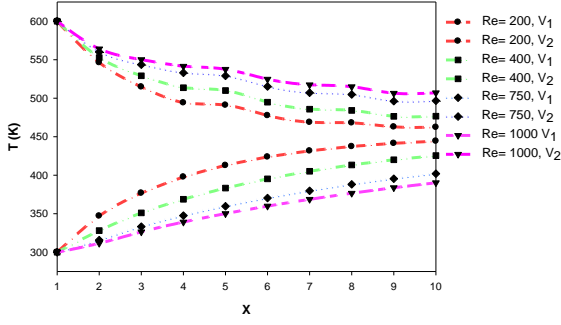
Şekil 7.34 Üçgen, b=20 mm 'de e = 2 ve 4 mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı



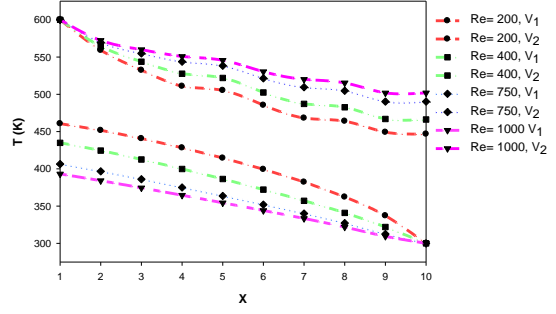
a) Paralel Akış

b) Ters Akış

a) Üçgen, b=20 mm, e= 2 mm 'de sıcaklık dağılımı

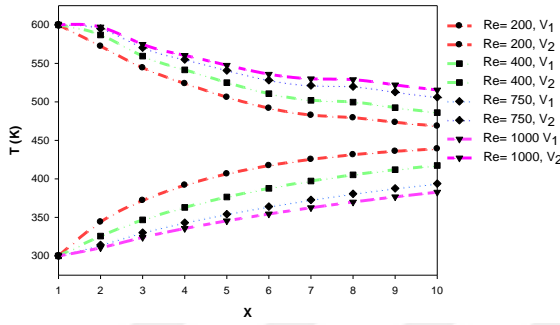


a) Paralel Akış

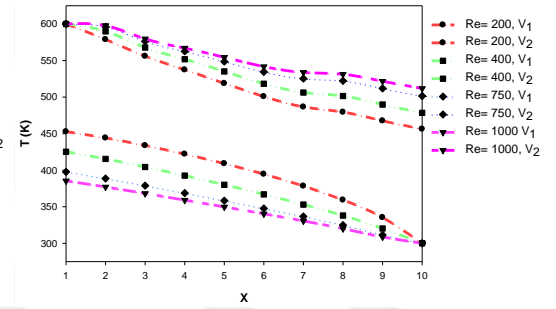


b) Ters Akış

b) Üçgen, $b=20$ mm, $e=4$ mm 'de sıcaklık dağılımı

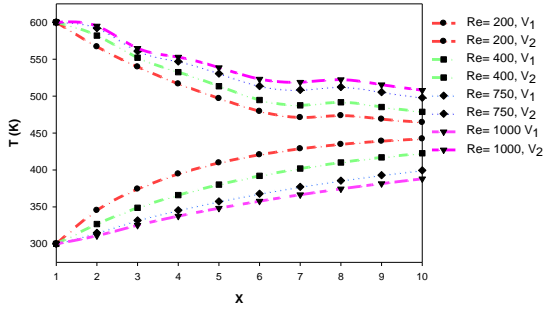


a) Paralel Akış

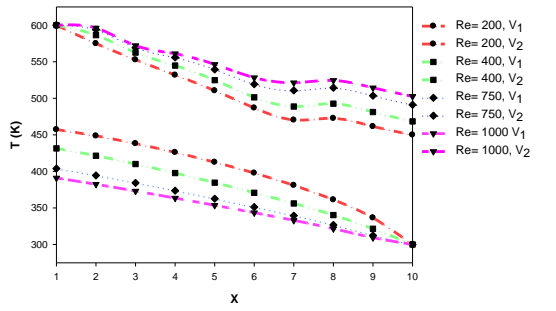


b) Ters Akış

c) Üçgen, $b=40$ mm, $e=2$ mm 'de sıcaklık dağılımı



a) Paralel Akış

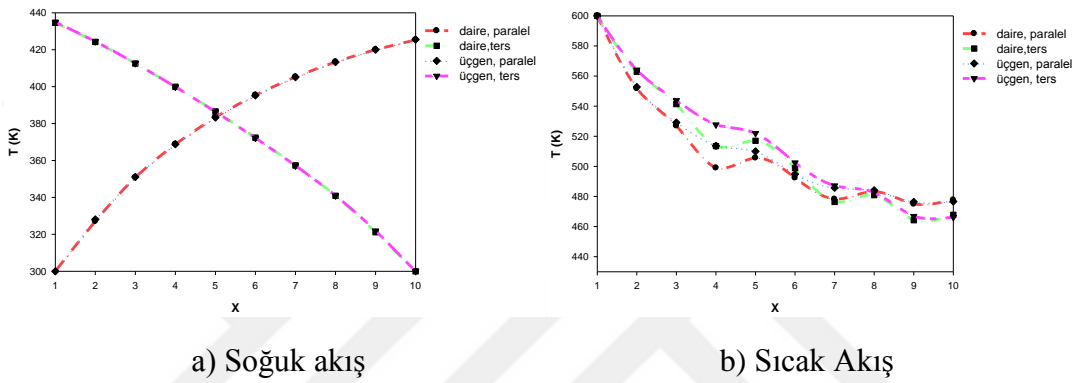


b) Ters Akış

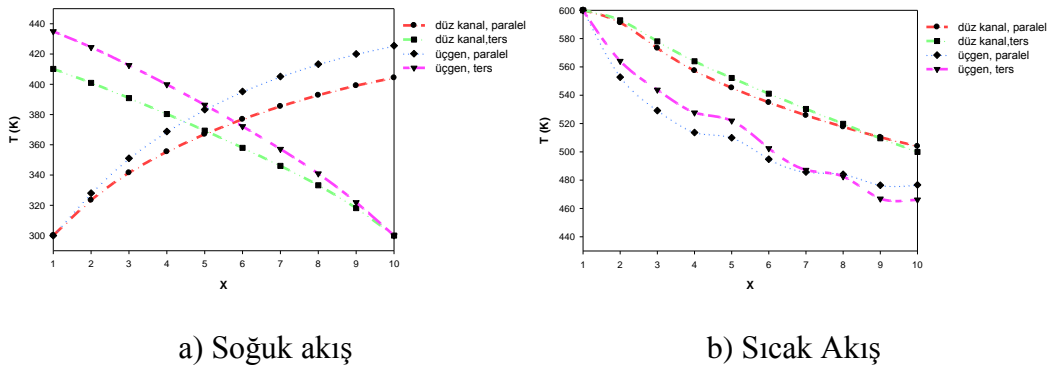
d) Üçgen, $b=40$ mm, $e=4$ mm 'de sıcaklık dağılımı

Şekil 7.35 Üçgen kanatçık için Reynolds sayılarına göre sıcaklık dağılımı

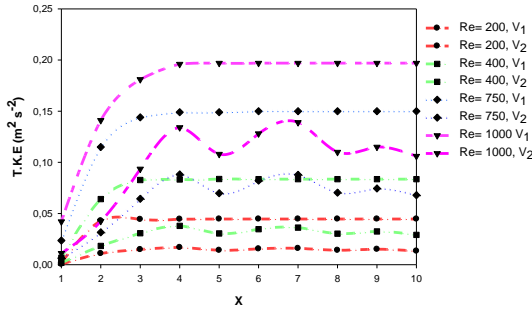
Şekil 7.35 'de düz kanala eklenmiş dairesel kanatçık gibi Reynolds sayısı arttıkça daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır. En uygun kanatçık aralığı 20 mm, kanatçık yüksekliği 4 mm ve ters akış, paralel akışa göre daha yüksek sıcaklıkta olduğu sonucuna varılmıştır Şekil 7.36 'da üçgen ve dairesel kanatçığın sıcaklık dağılımı karşılaştırılmıştır. Düz kanala eklenen üçgen kanatçık, dairesel kanatçığa göre sıcak ve soğuk akışta yüksek değerlere ulaşılmaktadır. Şekil 7.37 'de ise düz kanal ve düz kanala eklenmiş üçgen kanatçığın sıcaklık dağılımının karşılaştırılması gösterilmektedir.



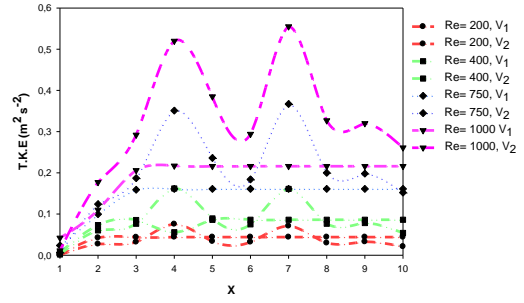
Şekil 7. 36 Daire, üçgen, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm sıcaklık dağılımı karşılaştırılması



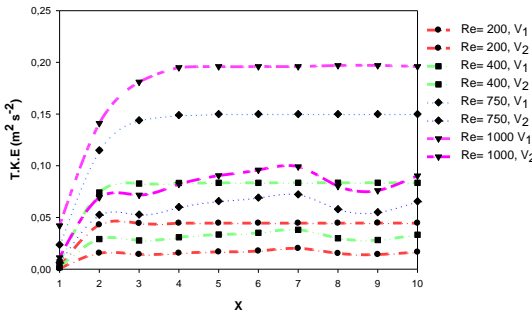
Şekil 7.37 Düz kanal ve üçgen, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm sıcaklık dağılımı karşılaştırılması



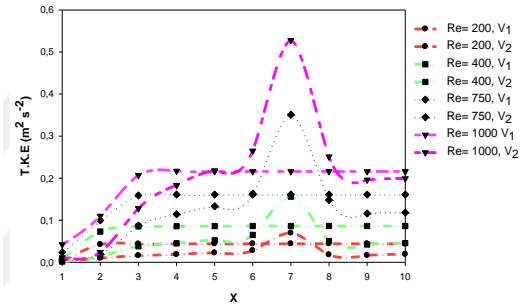
a) Daire, paralel, b = 20 mm, e=2 mm



b) Daire, paralel, b = 20 mm, e = 4 mm



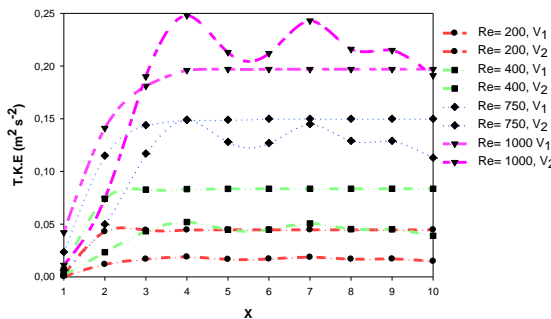
c) Daire, paralel, b = 40 mm, e = 2 mm



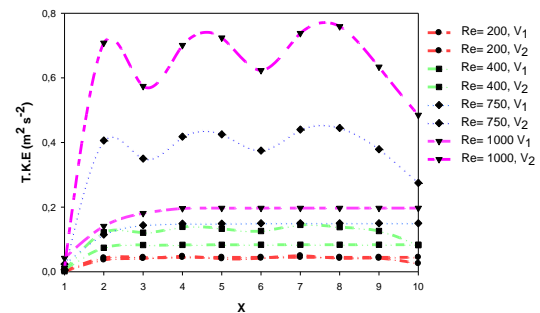
d) Daire, paralel, b = 40 mm, e = 4 mm

Şekil 7.38 Daire, paralel akış, Reynolds sayısına göre türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması

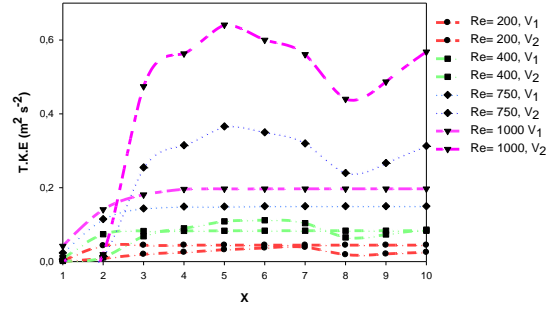
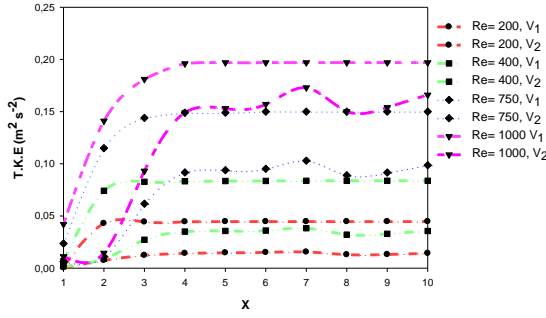
Şekil 7.38 ‘de Düz kanala eklenmiş dairesel kanatçık paralel akışta sıcak akış (V_1) ve soğuk akış (V_2) ‘de türbülans kinetik enerji dağılımlarını gösterilmektedir. Ayrıca Reynolds sayılarına göre de karşılaştırılmaktadır. Reynolds sayısı ve kanatçık yüksekliği arttıkça soğuk akışta artan türbülans kinetik enerji gözlemlenmektedir.



a) Üçgen, paralel, b = 20 mm, e = 2 mm



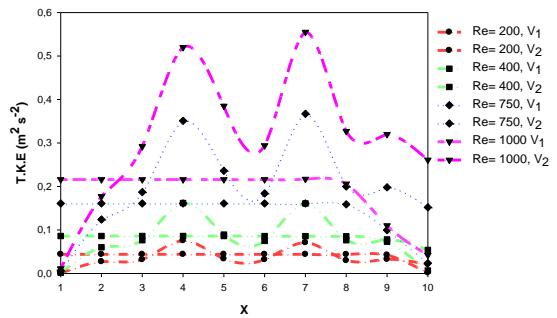
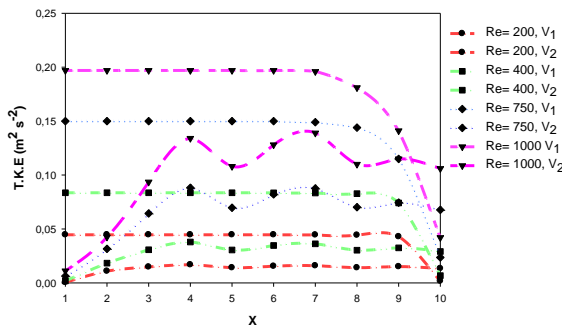
b) Üçgen, paralel, b = 20 mm, e = 4 mm



c) Üçgen, paralel, $b = 40$ mm, $e = 2$ mm d) Üçgen, paralel, $b = 40$ mm, $e = 4$ mm

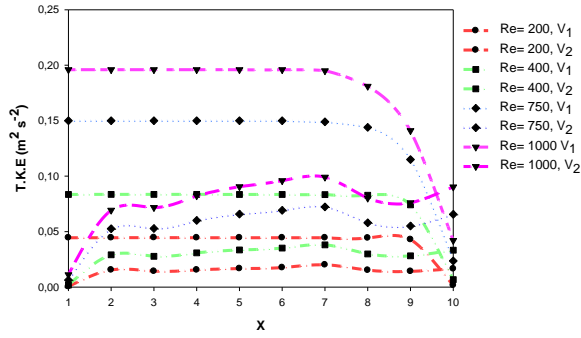
Şekil 7.39 Üçgen, paralel akış, Reynolds sayısına göre türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması

Şekil 7.39 'da Düz kanala eklenmiş üçgensel kanatçık paralel akışta sıcak akış (V_1) ve soğuk akış (V_2) 'de türbülans kinetik enerji dağılımlarını gösterilmektedir. Ayrıca Reynolds sayılarına göre de karşılaştırılmaktadır. Reynolds sayısı ve kanatçık yüksekliği arttıkça soğuk akışta artan türbülans kinetik enerji gözlemlenmektedir. Burada soğuk akışta kanatçık aralığı 20 mm ve kanatçık yüksekliği 4 mm 'de türbülans kinetik enerjinin daha yüksek sıcaklık değerlere ulaştığı sonucuna varılmıştır. Böylece soğuk akışta yüksek sıcaklıklara ulaştığını göstermektedir. Üçgen, dairesel kanatçık ile karşılaştırıldığında daha yüksek türbülans kinetik enerji değerlerine ulaşılmaktadır.

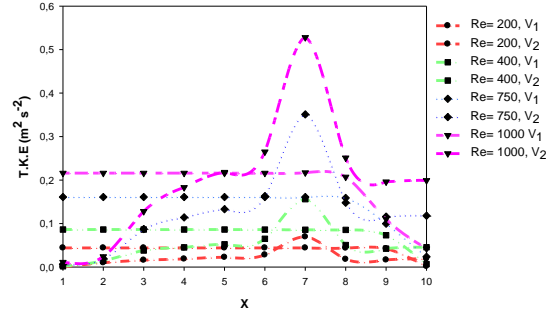


a) Daire, ters, $b = 20$ mm, $e = 2$ mm

b) Daire, ters, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm

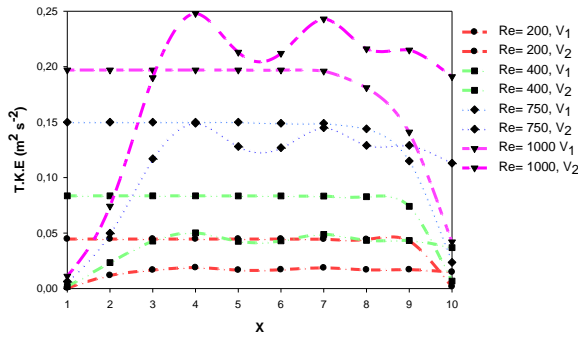


c) Daire, ters, b = 40 mm, e = 2 mm

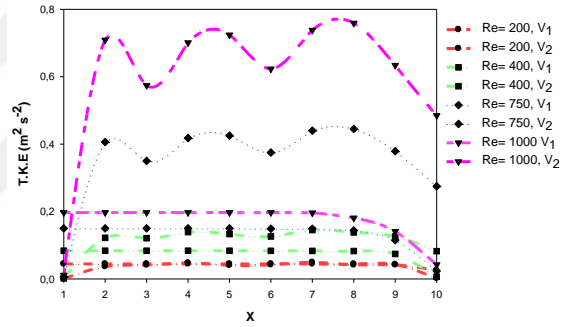


d) Daire, ters, b = 40 mm, e = 4 mm

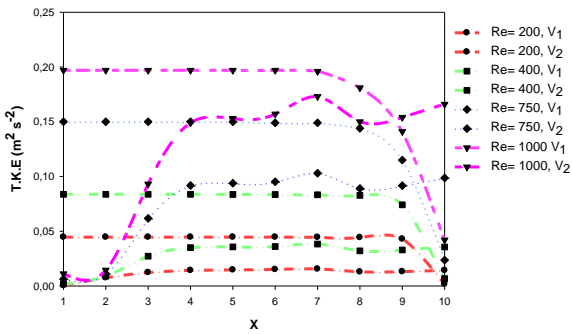
Şekil 7.40 Daire, ters akış, Reynolds sayısına göre türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması



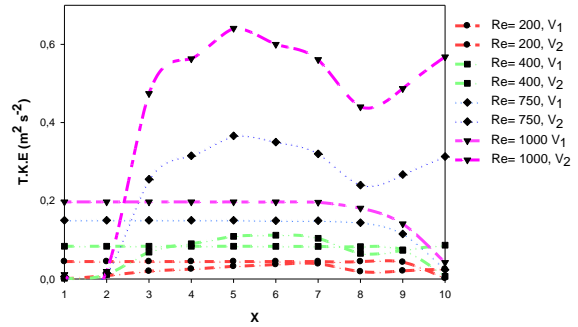
a) Üçgen, ters, b = 20 mm, e = 2 mm



b) Üçgen, ters, b = 20 mm, e = 4 mm



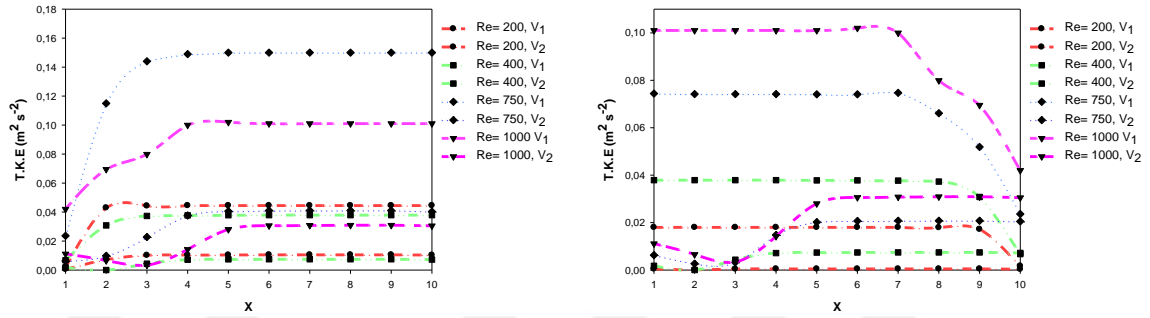
c) Üçgen, ters, b = 40 mm, e = 2 mm



d) Üçgen, ters, b = 40 mm, e = 4 mm

Şekil 7.41 Üçgen, ters akış, Reynolds sayısına göre türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması

Şekil 7.40 ve Şekil 7.41 'de paralel ve ters akışa göre türbülans kinetik enerji dağılımı gösterilmektedir. Ters akışta paralel akışa göre daha yüksek sıcaklık değerlerine ulaşılmaktadır. Analiz sonucuna göre paralel akıştan daha yüksek türbülans kinetik enerji değerlere ulaştığı sonucuna varılmıştır.

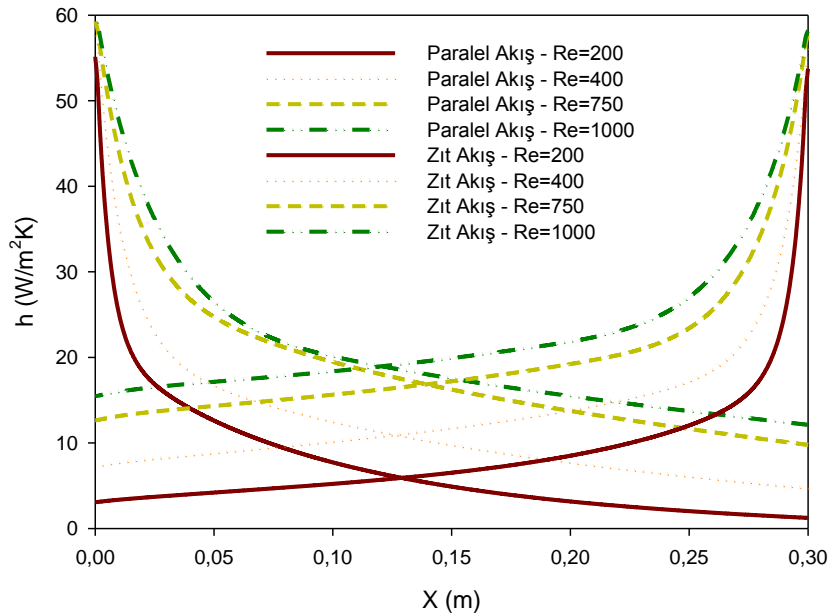


a) Düz, paralel

b) Düz, ters

Şekil 7.42 Düz kanal, paralel ve ters akış, Reynolds sayısına göre türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması

Şekil 7.42 'de düz kanalda paralel ve ters akışta soğuk ve sıcak akış için türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 7.43 Engelsiz durumdaki paralel ve zıt akış için ısı taşınım katsayısı değişimi

Şekil 7.43 ‘de Engelsiz durumdaki paralel ve zıt akış için ısı taşınım katsayısı değişimi gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi hem paralel hem de ters akışta kanal girişindeki noktasal ısı taşınım katsayısı değerleri tüm Reynolds sayıları için yüksek değerler almıştır. Kanal boyunca noktasal ısı taşınım katsayısı değerleri yüksek Reynolds sayıları için daha yüksek değerler almıştır. Ayrıca noktasal ısı taşınım katsayısı değerleri tüm Reynolds sayıları için sıcaklık farkının azalmasıyla kanal boyunca düşüş gösterdiği görülmektedir [O. Karabulut].

Tablo 7.2 Re=400 için Modeller ait ısı taşınım katsayıları değişimi

Daire Modeller	Ortalama taşınım katsayısı (W/m ² K)	Üçgen Modeller	Ortalama taşınım katsayısı (W/m ² K)
Paralel-e=20-b=2	12,7983	Paralel-e=20-b=2	12,8458
Paralel-e=20-b=4	12,4680	Paralel-e=20-b=4	12,7868
Paralel-e=40-b=2	13,0292	Paralel-e=40-b=2	12,8794
Paralel-e=40-b=4	12,5855	Paralel-e=40-b=4	12,9073
Zıt-e=20-b=2	14,6513	Zıt-e=20-b=2	14,6523
Zıt-e=20-b=4	14,3666	Zıt-e=20-b=4	14,6956
Zıt-e=40-b=2	14,4747	Zıt-e=40-b=2	14,6157
Zıt-e=40-b=4	14,3300	Zıt-e=40-b=4	14,6164

Tablo 7.2 ‘de Re = 400 için daire ve üçgen kanatçıklı modellerin ısı taşınım katsayıları değişim değerleri gösterilmiştir. Üçgen modeller, daire modellere göre daha yüksek değerlere ulaşılmaktadır. Ayrıca ters akışta daha yüksek ısı taşınım katsayısı değerlerine ulaştığı sonucuna varılmıştır.

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Sunulan çalışmada konu olarak genişletilmiş yüzeyler seçilmiştir. Bunun sebebi ise ısı aktarımının artırılabilmesinin en uygun yöntemi olmasıdır.

Sunum içerisinde farklı kanatçık kurulumlarına, farklı geometrilere, farklı Reynolds sayılarında (200, 400, 750 ve 1000), farklı akış türlerinde analizler yapılmıştır. Analizler sonucunda bu parametrelerin sıcaklık dağılımına etkileri zamandan bağımsız olarak incelenmiş ve ısı aktarımı etkileri belirlenmiştir. Analiz sonuçları sonlu hacimler esasına dayanan ANSYS-Fluent paket programı kullanılmıştır.

Daha önce yapılmış ve bu çalışmanın şekillendirilmesinde referans (O. Karabulut, N. Kaya-taş) yayındaki veriler tekrar çözümlenerek karşılaştırılmalar yapılmıştır. Böylece verilerle doğrulanarak çalışma yönlendirilmiştir. Burada düz kanal, düz kanala eklenmiş daire ve üçgensel kanatçıklar, paralel ve ters akış için incelemeler yapılmıştır. Ayrıca kanatçık aralıkları ve kanatçık yüksekliklere göre türbülans oluşumuna etkisi grafiklerle sunulmuştur. Üst kanal soğuk akışkan, alt kanalda ise sıcak akışkan hava dolaşmaktadır. Her iki farklı akışa göre dairesel kanatçık en uygun olduğu belirlenmiştir. Kanatçık aralığı ve yüksekliği arttığı zaman hız aldığımız çizgi boyunca jet hızı meydana geleceğinden hız da artmalar görülmüştür. Ayrıca paralel akışa göre karşılaştırılarak ters akış daha uygun olduğu belirlenmiştir.

Çalışmanın devamında sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Kanatçık aralığı düştükçe ısı aktarımının iyileştiği, soğuk akış sıcaklığının arttığı görülmüştür. Hem paralel hem de ters akışta soğuk akışkan yüksek sıcaklıklara düz kanala eklenmiş üçgensel kanatçıkta ulaşılmıştır.

Kanatçık yüksekliği ve Reynolds sayısının ısı aktarımına etkileri incelenmiştir. Kanatçık aralığı 20 mm ve kanatçık yüksekliği 4 mm modellerde en yüksek ısı aktarımı olduğu sonucuna varılmıştır. Reynolds sayısı arttıkça hız artmakta ve bu nedenle ısı aktarımı artmaktadır. Bu çalışmada $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmış ve $Re = 400$ değerindeki sonuçlar sunulmuştur. Ayrıca düz kanalda noktasal ısı taşınım katsayısı değerleri Reynolds sayısı arttıkça artmaktadır. Ters akış, paralel akışa göre daha yüksek değerlere ulaşıldığı sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR

- Aydın Durmuş ve Apdullah Akbulut** (2003). Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları 4.
- Balbay, A.**, (2001). Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi), 55s, Elazığ.
- Çağdaş Yeşil**, (2007). *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi),
- Çengel, Y.A.** (2011). Isı ve Kütle Transferi: Pratik bir yaklaşım. Güven Bilimsel, *Güven Kitabevi*, İzmir.
- Derya KAYA**, (2004). Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Aktarımının Sayısal Olarak İncelenmesi *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi).
- Doğan, M., Sivrioğlu, M., Başkaya, Ş.**, (2003). ‘Akıma Paralel Kanatçıklar Yerleştirilmiş Yatay Kanallarda Laminer Karışık Konveksiyon Şartlarında Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi.
- Flavio, Ciofolo .C.G., Raquel, Y.M., Jorge, A.W.G., Carmen, C.T.**, (2006). Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger. *Chemical Engineering Science*, 61, 7133-7138.
- Fluent Inc**, (1998), "Fluent user's guide, Version 5.0," , Fluent Inc., Lebanon, NH, USA.
- Hasan Gül, Duygu Evin, Vedat Tanyıldızı** (2006). Journal of Engineering and Natural Sciences Mühendislik ve *Fen Bilimleri Dergisi* Araştırma Makalesi
- Hikmet Doğan Mustafa Aktaş Tayfun Menlik** (2004). Teknoloji, Cilt 7, Sayı 3, 407-414.
- Hüseyin Benli, Hasan Gül ve Aydın Durmuş** (2006). *Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilim Dergisi* 18 (4), 569-575.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P.** (2000). Isı Ve Kütle Geçişinin Temelleri. Dördüncü Basımdan Çeviri, *Literatür Yayıncılık*, İstanbul.
- İsak Kotçioğlu ve Abdurrahim Bolukbaşı** (2003). Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi *Fen ve Mühendislik Dergisi* Cilt 5, Sayı 2, Sayfa 89-102.
- Kaçar, E. N., Erbay, L. B.** (2013). Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış. Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı 644, s.14-43.

- Karali, R.**, (2002). Isı değiştiricilerinin bilgisayar destekli optimizasyonu, *Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans tezi), 78s. Hatay.
- Kim, Y., and Kim, Y.**, (2005). Heat Transfer Characteristics of Flat Plate Finned – Tube Heat Exchangers with Large Fin Pitch. *International Journal of Refrigeration*, 28: 851 – 858.
- Kurtbaş, İ.,Gulcimen, F., Durmuş, A.**, (2004). “Değişik Tip Kanatçıklar Kullanarak Sabit Isı Akısına Sahip Bir Isı Değiştiricisinin Etkenliğini Artırma”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 24 117-125.
- Lee, K., Kim, W., Si, J.**, (2001) Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 1373–1378.
- Leu, J. S., Liu, M. S., Liaw, J. S., and Wang, C. C.**, (2001). A Numerical Investigation of Louvered Fin and Tube Heat Exchangers Having Circular and Oval Tube Configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44:4235 – 4243.
- Michele, Chen.**, (2006). Local effects of longitudinal heat conduction in plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 26, 3605-3612.
- Muhittin Kirazlı** (2006). *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi).
- Mustafa Atmaca** (2006). *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi* (4) 1-14.
- Nafiz Kahraman, Ufuk Sekmen, Bilge Ceper, S. Orhan Akansu** (2008). Boru İçi Akışlarda Turbulatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi, *Erciyes Üniversitesi Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 28, 2, 51-59.
- Nesrin KAYATAş, Mustafa İLBAş** (2005). İç İçe Borulu Model Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Sayısal Olarak İncelenmesi *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi* 21 (1-2), 128-139.
- Nihal Uğurlubilek** (2009). *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi* Cilt: 22, Sayı: 3, 129.
- Oğuz Turgut, Nevzat Onur, Kamil Arslan, Feyza Günbay** (2009). Yamuk Kesitli Kanal İçerisinde Laminer Akışta Hidrodinamik ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Isı Transferi Probleminin Sayısal Olarak İncelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 29, 2, 59-66.
- Osman F. Genceli**, (1999). Isı Değiştiricileri, *Birsen Yayınevi Ltd. Sti.*, 421 s.

- Ömer Onur KARABULUT**, (2011). Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Aktarımın Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi. *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi), 139s, Sivas
- Önder Kızılkın** (2007). Süleyman Demirel Üniversitesi, *Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 11-3,246-25.
- Pençe, E.**, (2007). Eğitim Amaçlı Ansys Paket Programının Tanıtılması, Ansys Öğretimi Ve Uygulama Örnekleri. *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi), 54s, Zonguldak.
- Rasim Behçet ve Cumali İlkılıç** (2006). *Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilim Dergisi* 18 (4), 559-564.
- Shah, R.K.** (1981). Classification of Heat Exchangers in Heat Exchangers, Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design, S. Kakaç, A.E Berges and F. Mayinger (Eds.), Wiley, New York.
- Tekin, S.**, (2006) Gövde Boru Tipi Isı Değistircilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı, (Yüksek Lisans Tezi), *Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, 177s, İzmir.
- Tayfun Menlik** (2006). *Teknoloji*, Cilt 9, Sayı 3, 197-205.
- Wang, C.C., Hwang, Y.M., and Lin, Y.T.**, (2002) Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Herringbone Wavy Fin and Tube Heat Exchangers. *Refrigeration*, 25: 673 – 680.
- Yakut, G.**, (2007).Gövde Borulu Isı Değistircisinin Teorik ve Deneysel incelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, 77s, Isparta.

EKLER

EK-1 Ansys Paket Programı

Mühendislerin kullanmakta olduğu Ansys yazılımında mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanlarında fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan interaksiyonunu simule etmekte kullanılabilen genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır. Böylece oluşturulan testlerin veya çalışma şartlarının simule edilmesine olanak sağlayan Ansys, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmelerine olanak sağlar. Bir diğerk durum ise sanal ortamdaki 3 boyutlu simulasyonlar neticesinde yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi ve muhtemel problemlerin öngörülmesi mümkün olmaktadır. Ayrıca, Ansys yazılımı hem dışarıdan CAD datalarını alabilmekte hem de içindeki “preprocessing” imkanları ile geometri meydana getirilmesine izin vermektedir. Aynı preprocessing içinde hesaplama için gerekli olan sonlu elemanlar modeli yani mesh de gerçekleştirilmektedir. Son olarak, yüklerin tanımlanmasından sonra ve gerçekleştirilen analiz neticesinde sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak elde edilebilir (Pençe, 2007).

EK-2 Diğer verilerin analizleri

- Sınır şartı ve Nusselt sayısı

$$-k \left(\frac{dT}{dn} \right)_{\text{yüzey}} = h(T_{\infty} - T_s)$$

ve

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k}$$

- Akış yönünde kanaldaki basınç düşüşü, ΔP_L

$$\Delta P_L = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot V_m^2}{2}$$

f sürtünme faktörüdür.



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel bilgiler

Adı Soyadı Gülçin KÖSE
Doğum Yeri ve Tarihi Çorum, 22.04.1994
Medeni Hali Bekar
Yabancı Dil İngilizce
İletişim Adresi Yavruturna Mah. Bahabey Cad. Köten Apt. No: 82/5
Çorum/Merkez
E-posta Adresi gulcinks183@gmail.com

Eğitim ve Akademik Durumu

Lise Eti Lisesi, 2012
Lisans Cumhuriyet Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği, 2017
Yüksek Lisans Cumhuriyet Üniversitesi, Enerji Bilimleri ve Teknoloji Mühendisliği, 2017-2019