

**BİR ELEKTRONİK SİSTEMDE KULLANILAN SOĞUTUCU  
ELEMENLARIN (KANATÇIK) HİDRODİNAMİK VE ISIL  
PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Meryem ALTINSOY AYHAN**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**NİSAN 2013  
ANKARA**

Meryem ALTINSOY AYHAN tarafından hazırlanan BİR ELEKTRONİK SİSTEMDE KULLANILAN SOĞUTUCU ELEMANLARIN (KANATÇIK) HİDRODİNAMİK VE ISIL PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

Tez Danışmanı, Enerji Sis. Müh. ABD, Gazi Üni. ....

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

Makine Müh. ABD, Gazi Üni. ....

Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

Enerji Sis. Müh. ABD, Gazi Üni. ....

Prof. Dr. Mustafa İLBAŞ

Enerji Sis. Müh. ABD, Gazi Üni. ....

Tez Savunma Tarihi: 29/04/2013

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Şeref SAĞIROĞLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü .....

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Meryem ALTINSOY AYHAN

**BİR ELEKTRONİK SİSTEMDE KULLANILAN SOĞUTUCU ELEMANLARIN  
(KANATÇIK) HİDRODİNAMİK VE ISIL PERFORMANSININ DENEYSEL  
OLARAK İNCELENMESİ  
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Meryem ALTINSOY AYHAN**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
Nisan 2013**

**ÖZET**

**Bu çalışmada, kanal içerisine yerleştirilmiş alüminyumdan yapılmış farklı tipteki kanatçıkların -plakalı düz kanatçık, plakalı dalgalı kanatçık, katı profil kanatçık ve kanatçısız boş kanal- Reynolds sayısının 4500 – 7000 aralığı için ısı transfer performansları ve sürtünme faktörü değerleri deneysel olarak incelenmiştir. Kanatçıklar özgül olarak askeri elektronik sistemlerin soğutulmasına dair uygulamalara yönelik tasarlanmıştır. Bu amaçla bir deney düzeneği kurulmuştur. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Fan yardımıyla kanal içerisine hava akışı zorlanmıştır.**

**Literatürdeki bir çok ampirik ifade araştırılmış ve deney düzeneğinin karakteristik yapısına en uygun bağıntılar seçilmiştir. Elde edilen deneysel verilerle, elde edilen Nusselt sayısı, sürtünme faktörleri ve literatürde bulunan ampirik ifadeler karşılaştırılmıştır. Deneysel verilerle ampirik ifadeler karşılaştırıldığında sonuçların birbiri ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür.**

**Bilim Kodu** : 708.3.015  
**Anahtar Kelimeler** : Isı transfer iyileştirmesi, sürtünme faktörü, plakalı kanatçık, deneysel çalışma, elektronik soğutma  
**Sayfa Adedi** : 113  
**Tez Yneticisi** : Prof. Dr. H. Mehmet şAHİN

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HYDRODYNAMIC AND THERMAL  
PERFORMANCE OF COOLING ELEMENTS (FIN) IN AN ELECTRONICAL  
SYSTEM**

**(M. Sc. Thesis)**

**Meryem ALTINSOY AYHAN**

**GAZI UNIVERSITY  
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

**April 2013**

**ABSTRACT**

**In this study, heat transfer performances and friction factors of four different fin configurations, namely plate fin, wavy plate fin, solid profile fin which are made of aluminum and located in a channel, and the channel without fin, for the Reynolds number in the range of 4500-7000 are investigated experimentally. The fins are designed based on the cooling applications of military electronics systems. For this purpose, an experimental setup is installed. Air is used as the fluid. Air flow is forced into the channel by the help a fan.**

**Lots of empirical correlations are investigated in the literature and the most appropriate correlations are selected to the characteristics of the experimental setup. The obtained experimental data are compared with Nusselt number, friction factor correlations and empirical correlations in the literature. It is observed that the experimental data are in compliance with the empirical correlations.**

**Science Code** : 708.3.015  
**Key Words** : Heat transfer enhancement, friction factor, plate  
fin, experimental study, electronics  
**Page Number** : 133  
**Adviser** : Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

## TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren değerli Hocam Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN'e, yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım Uğur ETİZ'e, yüksek lisans öğrenimim boyunca benden hoşgörü ve yardımlarını esirgemeyen müdürüm Ali LAFÇI'ya, tez çalışmam boyunca yardımlarından ötürü arkadaşlarım Ayşe DİNÇER'e ve Korgün KARAKUZU'ya teşekkür ederim.

Dünyaya geldiğim günden bu günümü kadar, her türlü desteklerini esirgemeyen çok sevdiğim, saygı değer babama, anneme ve kız kardeşime teşekkür ederim.

Her konuda olduğu gibi tez öğrenimim boyunca bana gerek bilgisiyle, gerekse de manevi desteği ile yanımda olan değerli eşim Mustafa Tufan AYHAN'a teşekkür ederim.

**İÇİNDEKİLER**

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT .....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	xii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xv
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....	5
2.1. Askeri Sistemlerde Kullanılan Soğutma Yöntemleri .....	5
2.1.1. Doğal konveksiyonla soğuyan pasif yapılar.....	6
2.1.2. Taban/Soğuk plaka soğutmalı (ısı iletimli) yapılar .....	7
2.1.3. Zorlanmış hava soğutmalı (ısı iletimli) yapılar .....	8
2.1.4. İndirekt hava soğutmalı yapılar.....	8
2.1.5. Sıvı soğutmalı yapılar .....	9
2.1.6. Direkt hava soğutmalı yapılar .....	10
2.2. Kanatçık Tiplerinin Üretim Yöntemine Göre Sınıflandırılması.....	11
2.2.1. Büküm .....	11
2.2.2. Talaşlı imalat .....	12
2.2.3. Birleştirilmiş/fabrikasyon kanatçıklar.....	13
2.2.4. Döküm.....	13

**Sayfa**

2.2.5. Kıvrılmış kanatçıklar .....	13
2.3. Katı Profil Kanatçık Özellikleri .....	14
2.4. Plakalı Kanatçık Özellikleri .....	15
2.5. Mikro ve Mini Kanallarda Akış ve Isı Transferi Karakteristikleri .....	16
3. DENEYSEL SİSTEM TASARIMI .....	31
3.1. Deney Sisteminin Genel Tanıtımı .....	31
3.2. Deneyde Kullanılan Kanatçıklar .....	33
3.3. Sert Lehimleme .....	39
3.4. Deney Sistemi Tasarımında Kullanılan Cihazlar .....	43
4. ÖLÇÜMLER VE DENEYLERİN YAPILIŞI .....	54
4.1. Sıcaklık Ölçümü .....	54
4.2. Debi Ölçümü .....	55
4.3. Basınç Düşümü Ölçümü .....	56
4.4. Deneylerin Yapılışı .....	56
5. DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANALLARDAKİ AKIŞ VE ISI TRANSFERİ İÇİN GEÇERLİ OLAN TEORİK ALTYAPIYA BAKIŞ .....	58
5.1. Kanal Akışı ve Isı Transferinde Temel Teorik Altyapı .....	58
5.2. Geometrik Değerlendirmeler .....	58
5.3. Giriş Etkileri .....	59
5.4. Gelişen Akış .....	60
5.5. Isıl Direnç .....	60
5.6. Sürtünme Faktörü .....	61
5.7. Isı Değiştiricilerde Toplam Basınç Düşümü .....	62

	<b>Sayfa</b>
5.8. Kapalı Oluklardaki Isı Transferi .....	63
5.9. Türbülans Etkisi.....	64
5.10. Genişletilmiş Yüzeylerden Isı Transferi .....	67
5.11. Newton Uyumlu Kapsam.....	69
5.12. Süreklilik Yaklaşımı .....	69
5.13. Termodinamik Denge .....	70
5.14. Hata Analizi .....	71
6. DENEYSEL SONUÇLARIN DOĞRULANMASI .....	74
7. DENEYSEL SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ .....	78
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	92
KAYNAKLAR .....	95
EKLER .....	102
ÖZGEÇMİŞ .....	112

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

<b>Simge</b>	<b>Açıklama</b>
$A$	Alan, $m^2$
$A_k$	Kesit alanı, $m^2$
$A_y$	Toplam ısı transfer alanı, $m^2$
$A_t$	Kanatçığın ısı alan taban alanı, $m^2$
$c_p$	Özgül ısı, $J/kg.K$
$D$	Çap, m
$D_h$	Hidrolik çap, m
$f$	Sürtünme faktörü
$h$	Isı taşınım katsayısı, $W/m^2K$
$k$	Havanın ısı iletim katsayısı, $W/mK$
$k_{Al}$	Alüminyumun ısı iletim katsayısı, $W/mK$
$\dot{m}$	Kütleli debi, $kg/s$
$Nu$	Nusselt sayısı
$\dot{Q}$	Isı miktarı, $W$
$q$	Kanatçık verimi ısı miktarı, $W$
$\theta_b$	Sıcaklık artışı, $^{\circ}C$
$P$	Kanalın çevresi, m
$P_w$	Kanatçığın çevresi, m
$Pr$	Prandtl sayısı
$Re$	Reynolds sayısı
$R_{HS}$	Isıl direnç, $^{\circ}C m^2/W$
$w$	Kanatçığın genişliği, m
$t_f$	Kanatçığın et kalınlığı, m
$L_c$	Kanatçığın karakteristik uzunluğu, m
$L_{ch}$	Deney setinin uzunluğu, m

<b>Simge</b>	<b>Açıklama</b>
$L_h$	Hidrodinamik giriş uzunluğu, m
$L_t$	Termal giriş uzunluğu, m
$T$	Sıcaklık,
$T_y$	Yüzey sıcaklığı, K
$T_m$	Akışkanın ortalama sıcaklığı, K
$T_{hg}$	Hava giriş sıcaklığı, K
$T_{hç}$	Hava çıkış sıcaklığı, K
$T_m$	Akışkan ortalama sıcaklığı, K
$u_m$	Ortalama hız, m/s
$\dot{V}$	Hacimsel debi, m <sup>3</sup> /s
$W_R$	Hata oranı
$\eta_o$	Toplam yüzey verimi
$\eta_f$	Kanatçık verimi
$\mu$	Dinamik viskozite, N.s/m <sup>2</sup>
$\rho$	Yoğunluk, kg /m <sup>3</sup>
$\Delta P$	Basınç düşüşü, Pa
$\Delta T$	Sıcaklık farkı, °C
$\nu$	Kinematik viskozite, m <sup>2</sup> /s

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 5.1. Çeşitli parametreler için belirsizlik oranları.....	73
Çizelge 6.1. Deneysel ve ampirik Nusselt Sayısı korelasyonları.....	76
Çizelge 7.1. Pompa veya fan gücü için ilave güç miktarı örneklendirilmesi ve yüzey sıcaklık değerleri.....	84
Çizelge 7.2. Nusselt Sayısı korelasyonları ( $Nu = aRe^m Pr^n$ ) ve $R^2$ değerleri	88
Çizelge 7.3. Sürtünme faktörü korelasyonları ( $f = aRe^m$ ) ve $R^2$ değerleri .....	88
Çizelge 7.4. Sürtünme faktörü korelasyonları ( $f = aRe^m + bRe + c$ ) ve $R^2$ değerleri.....	88

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Hata oranının sıcaklığa bağlı artışı [1].....	2
Şekil 1.2. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden temel faktörler [2] .....	3
Şekil 1.3. Artan güç yoğunlukları eğilimleri ve INTEL tarafından kullanılan soğutma yöntemleri sınıflandırılması [3]. .....	4
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.....	32
Şekil 3.2. Deneysel çalışmalarda kullanılan kanatçıklar a) Plakalı Düz Kanatçık, b) Plakalı Dalgalı Kanatçık, c) Katı Profil Kanatçık.....	36
Şekil 3.3. Fanın çalışma eğrisi .....	50
Şekil 5.1. En boy oranı ve hidrolik çap tanımı için verilen bir dikdörtgen kanal kesiti.....	58
Şekil 5.2. Mikrokanal girişi ve çıkışı arasındaki basınç düşümüne neden olan etkilerin şematik gösterimi. [58].....	62
Şekil 5.3. Kanatçığın geometrik parametreleri.....	69
Şekil 6.1. Test düzeneğinin önden ve üstten şematik gösterimi.....	74
Şekil 6.2. 80W ısı yükünde kanatçiksız kanalda deneysel ve ampirik Nusselt sayılarının karşılaştırılması. ....	75
Şekil 6.3. 80W ısı yükünde kanatçiksız kanalda deneysel ve ampirik sürtünme faktörlerinin karşılaştırılması. ....	77
Şekil 7.1. 60 Watt ısı yükünde Deneysel Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre değişimleri.....	82
Şekil 7.2. 60 Watt ısı yükünde kanatçıklardaki deneysel basınç düşüş değerlerinin Reynolds Sayısına göre değişimleri .....	83
Şekil 7.3. 60 Watt ısı yükünde deneysel sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi.....	86

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 7.4. 60 Watt ısı yükünde plakalı düz kanatçık için deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişiminin fonksiyonel ifadesi.....	87
Şekil 7.5. Farklı ısı yüklerinde, boş kanalda Reynolds'a bağlı ısı direnç.....	89
Şekil 7.6. Farklı ısı yüklerinde, plakalı düz kanatçıkta Reynolds'a bağlı ısı direnç.....	90
Şekil 7.7. 60 Watt ısı yükünde, gerekli elektriksel fan gücünün Reynolds sayısına göre değişimi .....	91

## RESİMLERİN LİSTESİ

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 2.1. Doğal konveksiyonla soğuyan elektronik sistemler .....	7
Resim 2.2. Soğuk plaka yardımıyla soğuyan elektronik sistemler.....	7
Resim 2.3. Zorlanmış hava soğutmalı bir sistemin içten ve dıştan görünümü	8
Resim 2.4. Direk olarak hava soğutmanın uygulanmadığı sistemlerin.....	9
Resim 2.5. Sıvı soğutmalı elektronik bir sistemin çalışma biçimi .....	10
Resim 2.6. Hava soğutmanın direk uygulandığı sistemler .....	10
Resim 2.7. Bükümden imal edilmiş kanatçıklar .....	12
Resim 2.8. Çıkarma işlemiyle imal edilmiş kanatçıklar.....	13
Resim 2.9. Plakalı dalgalı kanatçık çeşitleri .....	14
Resim 2.10. Plakalı kanatçık çeşitleri.....	16
Resim 3.1. a), b) Contaların montajı .....	35
Resim 3.2. Sert lehimleme işleminden önce plakalı düz kanatçık, alt ve üst parçaları .....	37
Resim 3.3. Sert lehimleme işleminden önce plakalı dalgalı kanatçık, alt ve üst parçaları.....	37
Resim 3.4. Sert lehimleme işleminden önce katı profil kanatçık, alt ve üst parçaları .....	38
Resim 3.5. Sert lehimleme işleminden önce boş kanal geometrisinin alt ve üst parçaları .....	38
Resim 3.6. Sert lehimleme işleminden sonra kanatçıkların alt ve üst .....	39
Resim 3.7. Deney düzeneğinin a) yalıtımsız hali ve b) yalıtımlı hali.....	44
Resim 3.8. Veri kaydedici – GRAPHTEC GL450 .....	45
Resim 3.9. Kompakt anemometre – TESTO 400.....	46
Resim 3.10. Fark basınç sensörü – SENSIRION SDP1000-L .....	47

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 3.11. Elektrikli ısıtıcı .....	48
Resim 3.12. Fan – AMETEK ROTRON Propimax 2 PX2L3055SF .....	49
Resim 3.13. Doğru akım güç kaynağı – AGILENT E3634A .....	51
Resim 3.14. Multimetre – FLUKE 189.....	52
Resim 3.15. Kızılötesi kamera – FLIR T200 .....	53
Resim 4.1 Kanatçiksız kanal, $Q=60W$ , $Re=4500$ , termal kamera ile yüzey sıcaklığının izometrik görünüşü.....	55
Resim 7.1. Kanatçiksız kanal, $Q=60W$ , $Re=4500$ yüzey sıcaklık dağılımı ...	78
Resim 7.2. Kanatçiksız kanal, $Q=60W$ , $Re=7000$ yüzey sıcaklık dağılımı ...	79
Resim 7.3. Katı profil kanatçık, $Q=60W$ , $Re=4500$ yüzey sıcaklık dağılımı..	79
Resim 7.4. Katı profil kanatçık, $Q=60W$ , $Re=7000$ yüzey sıcaklık dağılımı..	79
Resim 7.5. Plakalı dalgalı kanatçık, $Q=60W$ , $Re=4500$ yüzey sıcaklık dağılımı .....	80
Resim 7.6. Plakalı dalgalı kanatçık, $Q=60W$ , $Re=7000$ yüzey sıcaklık dağılımı .....	80
Resim 7.7. Plakalı düz kanatçık, $Q=60W$ , $Re=4500$ yüzey sıcaklık dağılımı	80
Resim 7.8. Plakalı düz kanatçık, $Q=60W$ , $Re=7000$ yüzey sıcaklık dağılımı	81

## 1. GİRİŞ

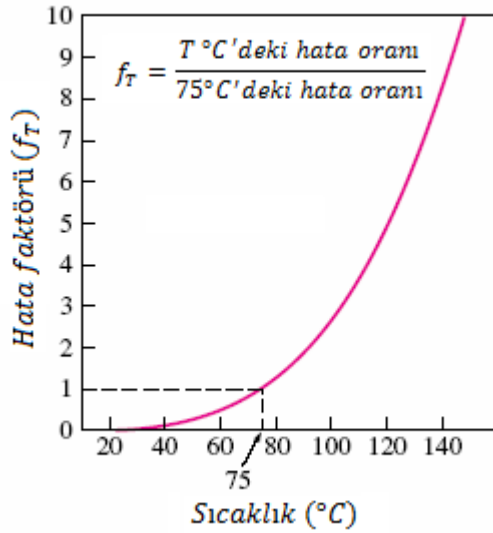
Günümüzde teknolojinin gelişmesiyle askeri platformlarda kullanılan elektronik sistemler ve bunlar üzerinde yapılan çalışmalar sektördeki ürünlerin gelişip, çeşitlenmesine sebep olmuştur. Yıllar öncesine kadar askeri elektronik sistemler bu kadar çeşitli değilken, artık askeri platformlarda kullanılan sistemler; askeri araçlarının prestijini, performansını ve güç özelliklerini belirleyici kriterlere dönüşmüştür.

Askeri platformlarda kullanılan elektronik sistemlerden askeri bilgisayarlar, kullanılan birçok sistemde kilit noktası durumundadır. Bu sebeple bu askeri bilgisayarların işlevselliği, ömrü, çalışma koşulları ve performansı önemli hususları oluşturmaktadır. Askeri bilgisayarların performansının artmasıyla, bilgisayarların boyutlarının da artması söz konusu olmuştur fakat çalışma koşullarının kısıtlı olması sebebiyle cihazların ergonomik olması temel hususlardan olmuştur. Cihazların küçülmesi ve güçlerinin artmasıyla sistemden daha fazla ısı atımı ihtiyacı doğmuştur. Sistemde bulunan ısı, bilgisayarların çalışma performansını, ömrünü etkileyen bir sebeptir. Bu sebeple askeri bilgisayarlara ve askeri koşullara uyumlu soğutma yöntemleri geliştirilmiştir. Bunlardan en yaygın olarak kullanılan soğutma yöntemlerinden biri de hava soğutmalı, ısı değiştiricili yöntemlerdir. Bu sistemlerde kullanılan yardımcı soğutucu eleman olarak kullanılan ısı değiştiricileri yani kanatçık diye de bildiğimiz finlerdir.

Yapılan bu çalışmada da askeri bir bilgisayarda kullanılan kanatçıklı, hava soğutmalı sistemlere benzer çalışma şartlarına sahip bir yapı oluşturulup, farklı tip kanatçıklar kullanılarak bir takip testler yapılmıştır. Kanatçıkların karakteristiğini tanımlayan parametrelerin ölçülmesi için basınç, debi ve sıcaklık sensörleri kullanılıp, ölçümler alınmıştır.

Teknolojinin hızla gelişmesiyle elektronik cihazlara ihtiyaçlar her geçen gün daha da artmaktadır. Artan talepleri karşılamak için üreticiler hem donanımlı

hem de fizibilitesi iyi tasarlanmış ürünleri üretmeye yönelmişlerdir. Elektronik cihazların gelişiminde entegre devre teknolojisinin büyük etkisi vardır. Bu gelişme elektronik cihazların performansını arttırmakta ve paralel olarak cihazların boyutlarını da küçülmüştür. Performansın artması, cihazların boyutlarındaki küçülmeler sistemden daha fazla ısı atımını gerektirmektedir. Elektronik cihazlardaki hata oranı sıcaklığın artmasıyla birlikte artmaktadır. Bu sebeple cihazlardaki iyi bir soğutma hata oranını minimize etmekte ve istenen sonuçlara daha doğru verilerle ulaşılabilmektedir.



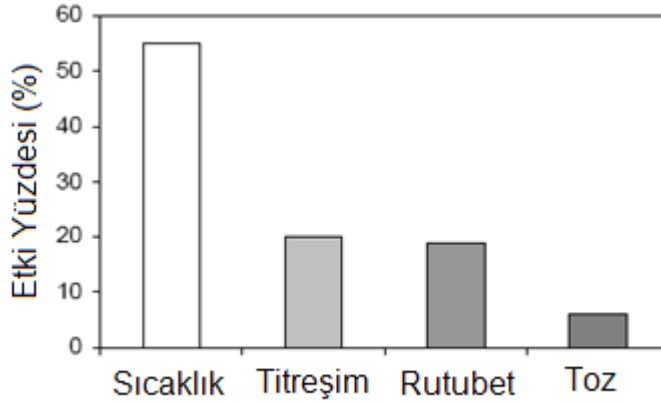
Şekil 1.1. Hata oranının sıcaklığa bağlı artışı [1]

Piyasada ve günlük hayatımızda kullandığımız cihazlarda uzantılı yüzeylerin uygulama alanları çeşitlilik göstermektedir. Isıtma, soğutma, iklimlendirme, elektronik, nükleer enerji, güneş enerjisi, güç elektroniği endüstrisinde ve hava ve uzay araçları gibi birçok kullanım alanına sahiptir.

Faaliyet alanlarına bağlı olarak bu cihazların kullanım ömürleri ve çalışma performanslarını etkileyici unsurlar da değişmektedir. Bu cihazların çalışma performanslarını etkileyen başlıca unsurlar arasında; çevresel koşullar ve sistemin atabildiği ısı miktarları gelmektedir. Isıl açıdan uygun bir tasarımın yapılmadığı sistemler; performansın istenilen düzeyde olmamasına, kullanım

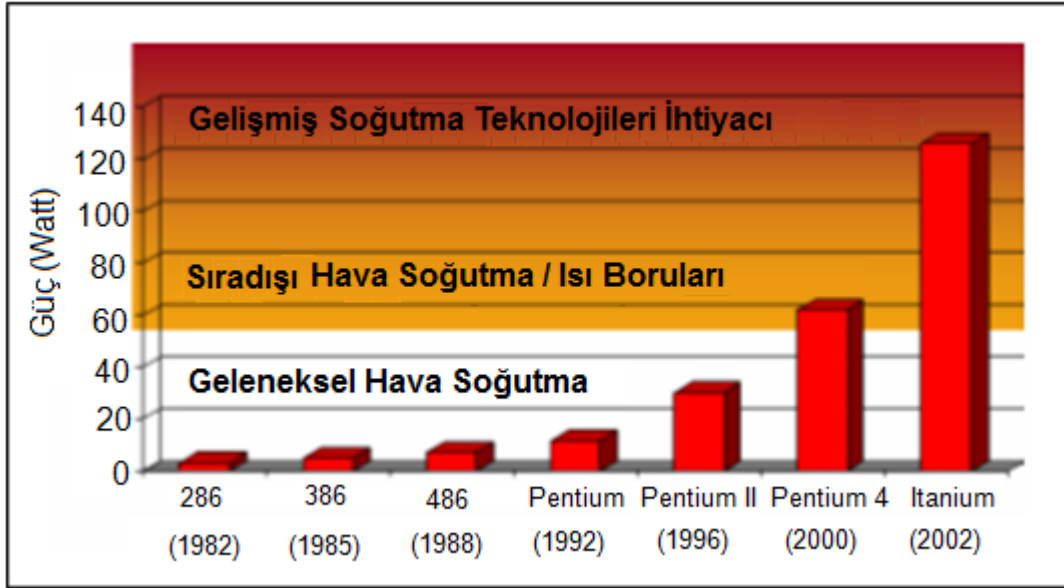
ömrünün azalmasına, ömrünün planlanan sürelerden daha kısa olmasına ve zamanla beklenen işlevselliklerinin kaybolmasına sebep olmaktadır.

Önemli önceliklere haiz askeri platformlarda kullanılan cihazların güvenliği bilhassa önem taşımaktadır. Hava, kara, deniz platformları gibi çeşitli fiziki, çevresel koşullara maruz kalan sistemlerde kullanılan elektronik cihazlar mekanik, yapısal ve ısıl açıdan iyi tasarlanmalıdır. Isıl açıdan iyi tasarlanmayan cihazlarda; sistemin üzerinden geçen akımların dirençleri arttıkça sisteme ısı yayılmaya başlar ve bulunan elektronik devre elemanları fiziki çalışma koşullarını kaybetmektedir.



Şekil 1.2. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden temel faktörler [2]

INTEL, soğutma tekniklerinin gelişimini sınıflandırmıştır. Şekilde görüldüğü gibi 2000 yılından beri geleneksel soğutma teknikleri zaman geçtikçe yetersiz kalmaya başlamıştır. Geleneksel soğutma teknikleri olarak doğal soğutma veya ısı alıcılarıyla birlikte kullanılan zorlanmış taşınım ile soğutma yöntemleri sayılabilir.



Şekil 1.3. Artan güç yoğunlukları eğilimleri ve INTEL tarafından kullanılan soğutma yöntemleri sınıflandırılması [3].

Elektronik devrelerin soğutulmasında kolay metotlardan ısı alıcıları yardımıyla doğal soğutma yöntemi kullanılır. Doğal taşınım ile soğutmanın yetmediği, ısı akısının yüksek olduğu durumlarda ise ısı alıcısı ile birlikte fan kullanımı tercih edilir ya da farklı yardımcı soğutucular kullanılır. Bu soğutma yöntemleri; sistemin ihtiyacına, kullanım alanına göre değişmektedir. Yüksek güçlü elektronik bir askeri bilgisayarda yardımcı soğutucuları ısı akısının olduğu bölgeye entegre edip direk soğutulabilir. Sistemdeki ısıyı da kanatçıklı bir ısı değiştiricisi yardımıyla çekip, fan ile sistemden dışarı atılabilir. Bu ve bunun gibi ihtiyaca göre farklı soğutma teknikleri uygulanabilir. En yaygın kullanılan soğutma yöntemlerinden bazıları sprey soğutma, genişletilmiş yüzeyler yardımıyla soğutma, sentetik jet vuruş soğutma, piezo elektrik soğutma, termo elektrik soğutma, piezo soğutma, ısı borusu ve fan-ısı alıcıları (fan-heatsink)'dir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

### 2.1. Askeri Sistemlerde Kullanılan Soğutma Yöntemleri

Askeri platformlarında kullanılan elektronik bir birimin ısı ve mekanik açıdan tasarlanmasında çeşitli kriterler ön plana çıkmaktadır.

- Güvenilirlik, her elektronik birimin en önemli kriterleridir. Buna bağlı olarak kullanım ömürlerinin artırılması da kaçınılmaz bir tasarım gereksinimidir. Cihazların kullanım ömürlerini arttırırken güvenilirliklerini de eş değer de artırılması gerekmektedir. Kullanım ömrü artan bir cihaz da zamanla güvenilirlik problemleri yaşanabilmektedir. Zamanla kullanımdan kaynaklanan bu sorunları gidermek için her cihaza uygun servis ömrü biçilmiştir. Cihazların içindeki her entegre devreye ve cihazın çalışması için gerekli her yardımcı elemanlara bakım servisinin düzenli yapılması gereklidir.
- Ağırlık, mekanik ve elektronik tasarım kriterlerini etkileyen unsurlar arasında ağırlık ve hacim bulunmaktadır. Kullanıldığı yere göre, ihtiyaca göre mekanik tasarımlarda ağırlığın minimum düzeyde tutmak bakım ve kullanım açısından tercih edilir kriterler arasında bulunur. Hava platformları gibi alanının sınırlı olduğu ortamlarda da hacmin minimum düzeyde tutulması istenmektedir.
- Titreşim, yapılan her elektronik ve mekanik elemanlar çeşitli çevre koşullarına maruz kalmaktadır. Özellikle hava platformu gibi yüksek hızda hava akımına maruz kalınan yerlerde titreşim, şok cihazların kullanım ömrünü etkilemektedir. Onarımın da güç olduğu bu gibi ortamlarda sistemler şok ve titreşime karşı dayanıklı yapılarda olmalıdır.

Yukarıda sayılan unsurları özetlersek; hava platformlarında kullanılan cihazların çalışmasını etkileyen, özel çalışma koşulları mevcuttur bunlar; toza, kuma, yüksek sıcaklık ve basınç gibi çevresel koşullara bağlıdır. Özellikle ortamda ki hava yardımıyla soğuyan sistemlerde bu unsurlar önem teşkil etmektedir.

Elektronik bir cihazın ısı tasarımında; her türlü çevresel ortamda rahatlıkla çalışabilen ve bakım, onarımı kolay olan soğutma yöntemleri seçilmelidir. Bu amaçla yüksek ısı iletimi sağlayan, maliyeti düşük ve bakım, onarımı kolay, düşük ağırlıklı geometrik yapıları olan yüzeyler gerekir. Bunlar için ihtiyaca göre ve kullanım alanına göre çeşitli yöntemler mevcuttur.

Askeri platformlarında kullanılan elektronik kasaların farklı şekillerde soğutma yöntemleri vardır. Bu yöntemler, genel olarak kullanılan kasanın çevre koşullarına, ısı atım kapasitesine göre değişir. Kasaların spesifik özelliklerine göre özel soğutma yöntemlerinin de kullanıldığı bu kasalarda temel olarak aşağıdaki soğutma yöntemleri kullanılmaktadır.

### **2.1.1. Doğal konveksiyonla soğuyan pasif yapılar**

Bu yapılarda kullanılan elektronik kartlar imal edilirken, ısı iletkenliğe sahip malzemelerden üretilmektedir. Bu sayede ısınan kartların ısı iletkenliğe sahip katmanları, ısınan bölgenin merkezinden ısıyı kartın kenarlarına doğru atar. Kartların ısınan kenarları ısıyı kasanın yan duvarlarına doğru atar. Kartlardan kasa yan duvarlarına aktarılan ısı sistemden kanatçıklar yardımıyla dış ortama atıldığı doğal ve pasif bir yolla uzaklaştırıldığı yapılardır. 6.5 W/litre ısı atımı tipik değerdir.



Resim 2.1. Doğal konveksiyonla soğuyan elektronik sistemler

### 2.1.2. Taban/soğuk plaka soğutmalı (ısı iletimli) yapılar

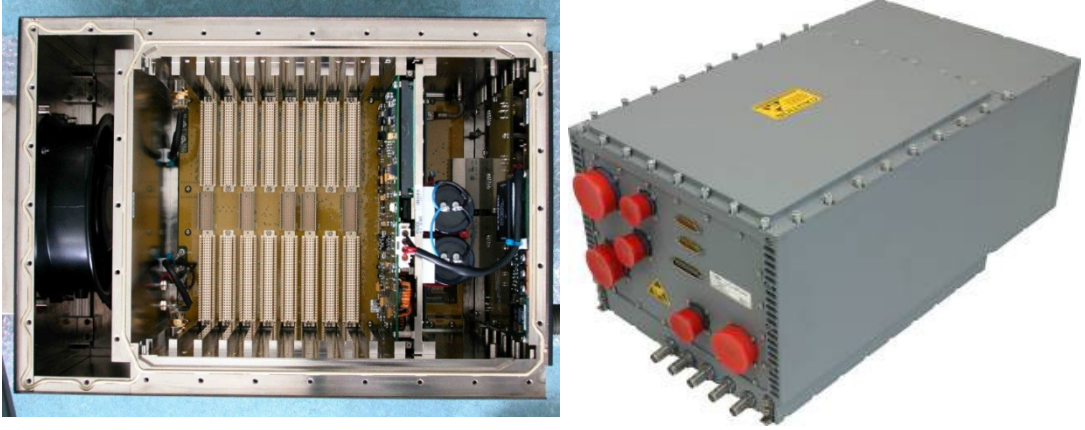
Sistemde kullanılan ısı iletim özelliğine sahip elektronik kartlar, ısıyı kasanın yan duvarlarına aktarır. Kasanın iç tarafında, yan duvarlarında bulunan soğuk plakalar iletilen ısının sistemden dışarı atılmasına yardımcı olur. 10-16 Watt/litre ısı atımı tipik değerdir.



Resim 2.2. Soğuk plaka yardımıyla soğuyan elektronik sistemler

### 2.1.3. Zorlanmış hava soğutmalı (ısı iletimli) yapılar

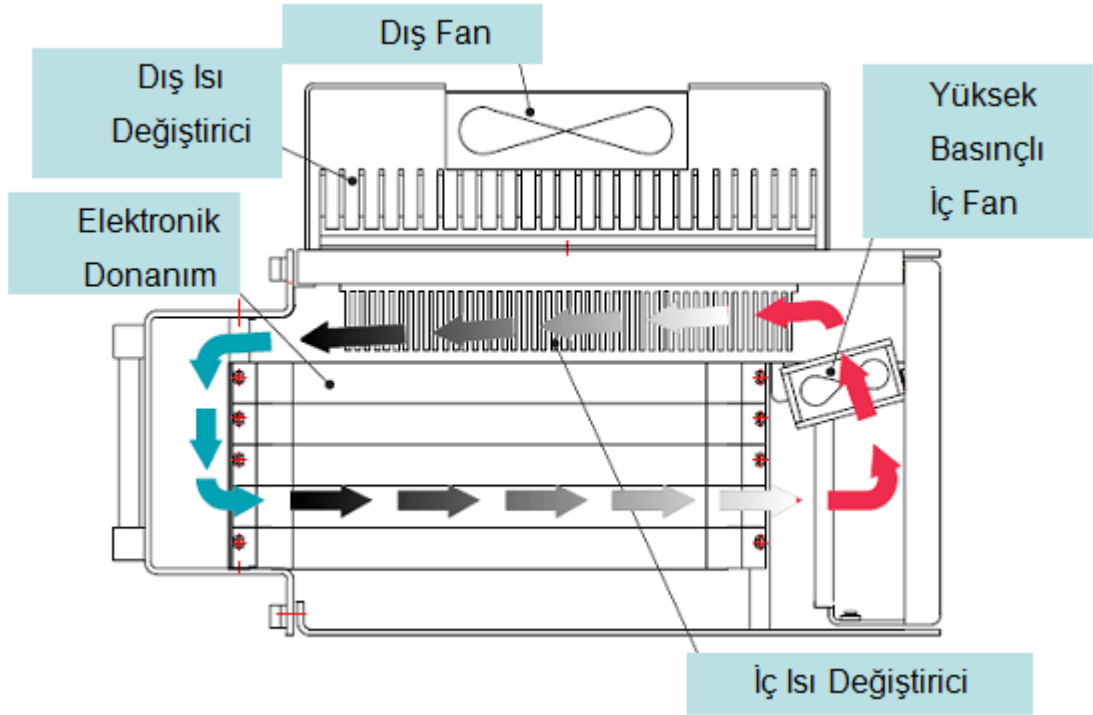
Kasa yan duvarlarında kanatçıklı yapıların olduğu elektronik kasalardır. Bu kasalarda bulunan ısı iletim özelliğine sahip elektronik kartlar ısıyı kasanın yan duvarlarında bulunan kanatçıklara aktarır, kasanın içinde bulunan fan havayı kasanın içerisine üfleyerek, sistemde bulunan ısıyı kanatçıklar yardımıyla atmış olur. Kanatçıklara havanın üflenmesiyle, kanatçıklar üzerinde bulunan ısı sistemden uzaklaştırılmış olunur. Bütün kasalarda olduğu gibi sızdırmaz özelliğe sahip bu kasaların 10-15 Watt/litre ısı atımı tipik değerdir.



Resim 2.3. Zorlanmış hava soğutmalı bir sistemin içten ve dıştan görünümü

### 2.1.4. İndirekt hava soğutmalı yapılar

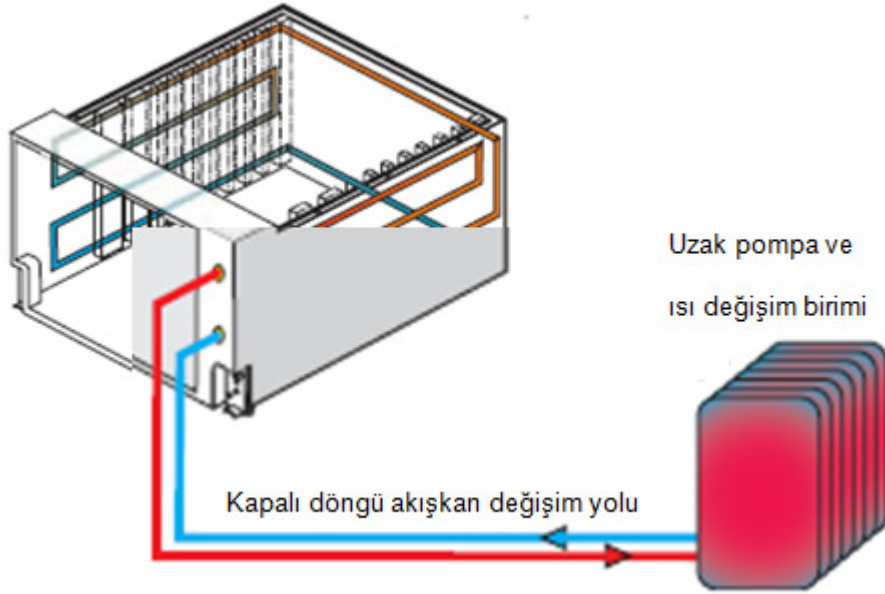
Bu tip kasaların elektronik donanımları dış ortamdan izoledir. Fan yardımıyla elektronik donanımdan çekilen hava kasanın içersinde bulunan kanatçıklara aktarılır. İç ortamda bulunan kanatçıklar bünyelerinde bulunan ısıyı kasanın dış duvarında bulunan kanatçıklara ileterek ısının sistemden atılması sağlanmış olur. Bu tip kasalarda kasa içi hava sirkülasyonu olduğundan, kasanın çalışma koşulları ve ısı yüküne bağlı olarak kasanın ısıl tasarımı yapılmalıdır. 20 Watt/litre ısı atımı tipik değerdir.



Resim 2.4. Direk olarak hava soğutmanın uygulanmadığı sistemlerin çalışma biçimi

### 2.1.5. Sıvı soğutmalı yapılar

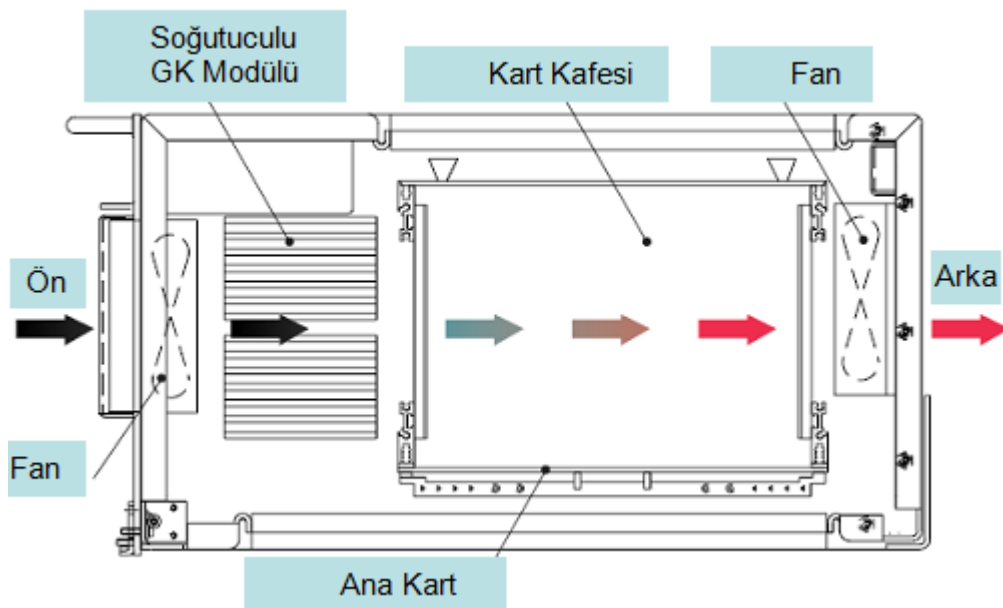
Kasa duvarlarında sıvı soğutmalı yapıların bulunduğu kasalardır. Soğutma kasanın duvarlarında bulunan sıvı dolaşimli ısı değiştiricilerin bulunduğu kasalar sızdırmaz özelliğe sahiptirler. 41 Watt/litre ısı atımı tipik değerdir.



Resim 2.5. Sıvı soğutmalı elektronik bir sistemin çalışma biçimi

### 2.1.6. Direkt hava soğutmalı yapılar

Kasanın yapısında iki tip fan vardır; biri ısınan kartlara havayı direk üfleyerek havanın dış ortama atılmasını sağlar. Diğeri ise dış ortama atılmaya çalışılan ısıyı çekerek direkt olarak ısıyı dış ortama atmış olur. 18-26 Watt/litre ısı atımı tipik değerdir.



Resim 2.6. Hava soğutmanın direkt uygulandığı sistemler

Bu sistemler bünyelerinde oluşturacakları ısıları farklı yöntemlerle ve farklı ısı değiştiricileri yardımıyla atabilmektedirler. Kullanım koşullarına ve ihtiyaçlara göre bu yöntemler değişmektedir. Askeri elektronik sistemlerin soğutma ilkelerinin genel özelliklerinden biri de yardımcı soğutucular kullanılmasıdır. Birimlerde bulunan elektronik devre elemanlarının oluşturduğu ısıların bir kısmını soğuk plaka, ısı borusu, gibi yardımcı soğutucular kullanarak atılabilmektedir. Bu yöntemler yüksek ısı atan sistemlerde her bir devre kartlarının ısı yüklerine göre ayrı ayrı uygulanmaktadır, sistemdeki mevcut diğer ısıları da kompakt ısı değiştiricilerle atılabilmektedir. En yaygın olarak kullanılanlar ise plakalı kanatçıklar ve katı profil kanatçıklardır. Yapılan bu çalışmada bu kanatçıkların ısı performansları incelenmiştir.

## **2.2. Kanatçık Tiplerinin Üretim Yöntemine Göre Sınıflandırılması**

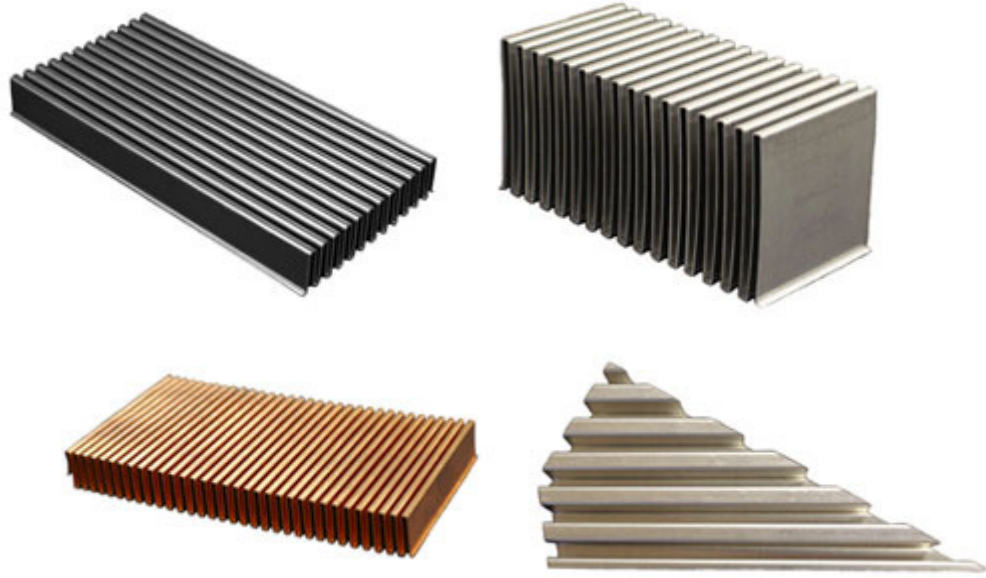
Finler genellikle iletimle gerçekleştirilen ısı transferi iyileştirmelerinde kullanılır. Finler özellikle hava soğutmalı yapılarda, elektronik birimlerin soğutulmalarında kullanılır. Finler kullanıldığı yüzeylerdeki iletkenlik dirençlerini arttırmaktadır [6].

Kanatçık tiplerini sınıflandırırken bir çok kriter ön plana çıkmıştır. Konumuzla alakalı olan kısmı ise kanatçıklar üretim yöntemlerine ve son aldıkları şekle göre de sınıflandırılmasıdır. En yaygın hava soğutmalı yapılarda kullanılan kanatçık tipleri aşağıda verilmiştir [5]:

### **2.2.1. Büküm**

Bakır veya alüminyum sac levha istenen şekle sokulurlar. Elektronik elemanların havalı soğutmalarında çok sıkça kullanılırlar ve düşük ısı yüklerde düşük maliyete olanak tanırırlar. Seri üretime oldukça uygundur; yüksek hızda büküm yapan makineler bu maliyeti daha da düşürür. Sabitleme parçaları ve ara yüz malzemeleri gibi ekstra işçilik isteyen

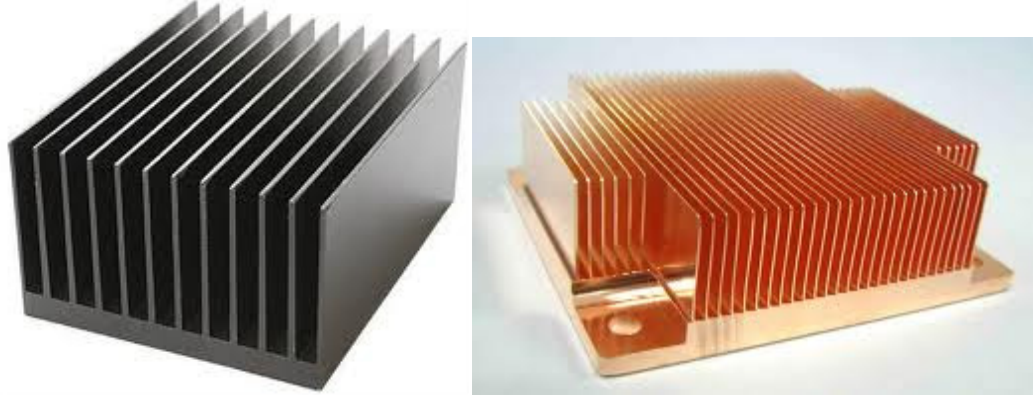
opsiyonlar kolaylıkla makineleştirilebilir ve bu da montaj maliyetini düşürmeye yardım eder.



Resim 2.7. Bükümden imal edilmiş kanatçıklar

### 2.2.2. Talaşlı imalat

Yüksek ısı yük atma kapasitesine sahip iki boyutlu ve detaylı şekillerin oluşmasına imkan tanır. Kesilebilirler, CNC’de işlenebilirler ve opsiyon eklemeye müsaittirler. Çıkarma eksenine dik kesimler eş yönlü, dikdörtgen, iğne kanatçıklı ısı alıcısı üretmeye yarar. Oluklu kanatçıklar ise soğutma performansını çıkarma derecesine göre %10 ile %20 arası artırır. Kanatçığın yüksekliği-hava aralığı oranı, en düşük kanatçık kalınlığı-kanatçık yüksekliği oranı ve azami taban-kanatçık arası kalınlığı gibi çıkarma limitleri genellikle tasarım seçeneklerindeki esnekliği belirler. Standart çıkarmada tipik kanatçık yüksekliği-hava aralığı oranı olarak 6, asgari kanatçık kalınlığı olarak 1.3mm erişilebilir değerlerdir. Aynı parametreler için sırasıyla 10 oranı ve 0.8mm özel kalıp tasarımlarıyla elde edilebilir. Ancak, oran arttıkça çıkarma toleransından taviz verilmek zorunda kalınmaktadır.



Resim 2.8. Çıkarma işlemiyle imal edilmiş kanatçıklar

### 2.2.3. Birleştirilmiş/fabrikasyon kanatçıklar

Çoğu hava soğutmalı ısı alıcısı konveksiyon limitlidir ve ısı performansını iletim yollarının azalması pahasına da olsa- hava akımına maruz kalan yüzey alanının artırılması ile ciddi derecede artırılabilir. Bu yüksek performanslı kanatçıklar, düzlemsel kanatçıkları oluklu çıkarma tabana yapıştırmak için ısı iletken alüminyum katkılı epoksi kullanırlar. Bu işlem, 20-40 arası gibi çok yüksek kanatçık yüksekliği-hava aralığı oranlarına erişilmesini sağlar; bu da soğutma kapasitesinin hacim artışı olmadan oldukça artırılabilmesi demektir.

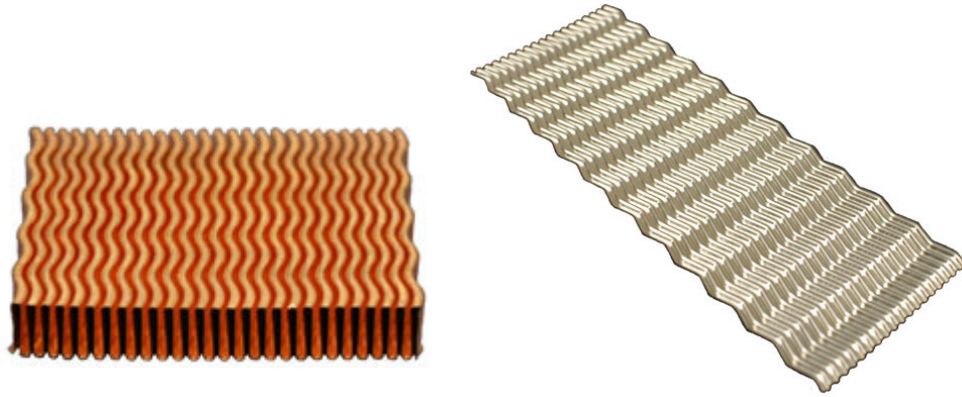
### 2.2.4. Döküm

Kalıp döküm işlemi, vakumlu ya da vakumsuz olarak alüminyum veya bakır/bronz için uygundur. Bu teknoloji, hava çarpmalı soğutmada azami performans sağlayan yüksek yoğunluklu iğne ve pin tipli kanatçıklardır.

### 2.2.5. Kıvrılmış kanatçıklar

Bakır ya da alüminyumdan yapılmış dalga dalga katlanmış sac levha yüzey alanını ve böylece hacimsel performansı artırır. Isı alıcısı daha sonra ya bir

taban plakaya ya da doğrudan ısınan yüzeye epoksileme ya da sert lehimleme ile iliştilir. Kanatçık verimi açısından yüksek profilli ısı alıcıları için uygun değildir. Ancak, çıkarma ya da birleştirilmiş kanatçıkların uygulanabilir olmadığı uygulamalarda yüksek performanslı ısı alıcısı elde etmeye imkân tanır.



Resim 2.9. Plakalı dalgalı kanatçık çeşitleri

Bu çalışmada kullanılan kanatçık tipleri de sınıflandırılan elemanlardan bir kaçını içermektedir. Yapılan çalışmada katı profil kanatçık ve plaka tipli kanatçıklar üzerinde yapılmıştır.

### 2.3. Katı Profil Kanatçık Özellikleri

Katı profil kanatçık, literatürde profil kanatçık, düz kanatçık gibi farklı isimlerle adlandırılmaktadır. Birim hacim başına ısı transferini arttırmak için “genişletilmiş yüzeyler “ diye adlandırılan kanatlı ısı değiştiricilerinin bir çeşididir. Kanat kullanımının amacı yüzeyden geçen ısı transferini arttırmak için akışkanın temas ettiği yüzeyi artırarak, ısı transferini istenen seviyelere getirmektir. Kanatların arasında ısı geçişi iletimle, kanat yüzeyi ile ortamdaki akışkan arasında ise taşınım ile ısı geçişi söz konusu olmaktadır. Taşınım ile iletimin birlikte gerçekleştiği ve ısı geçişini arttırmak için kullanılan genişletilmiş yüzeylere “kanat” denilmektedir.

Genellikle en yaygın olarak kullanılan kanatçık tasarımı; metal malzemedan yapılmış, birçok paralel kanatçıklardan oluşmuş yapılardır. Katı profil kanatçıklar akışkan ile temas yüzeylerini arttıracak şekilde tasarlamışlardır. Kanatçığın içinden geçen akışkan ısı transferini büyük ölçüde etkilemektedir. Kanatçıkların havayla temasında, havanın hızını ve sıcaklığını etkileyecek unsurlar vardır. Bunlar; malzeme seçimi, kanatçıkların geometrik yapısı, dizilimi, kanatçığın montajı sırasında kullanılan yöntemler. Kanatçıkların bulunduğu sisteme, termal ara yüz malzemesi, termal bant, epoksi yapıştırıcı, metal yapıştırıcı, faz değişken malzeme, termal yağlar, lehimlenerek ve bunun gibi termal iletkenliği artırıcı yöntemler kullanılarak monte edilir.

En genel çalışma ilkesi ise; kanatçıklar ısı enerjisi (ısıyı) yüksek sıcaklıktaki bir nesneden düşük sıcaklıktaki bir nesneye verimli bir şekilde ve oldukça büyük ısı kapasitelerinde transferine yardımcı olurlar. Termal enerjinin bu hızlı transferi, sıcaklığı yüksek olan nesneyi hızlıca sıcaklığı düşük olan nesneye ısı dengeye getirir. Kanatçık ısı transferine yardımcı olurken bunun verimini artırıcı bazı unsurlar vardır. Kanatçığın verimli bir şekilde işlemesi yüksek sıcaklıktaki (ısınan) nesne ile düşük sıcaklıktaki nesne (hava, sıvı v.b.) arasındaki hızlı ısı transferi esasına dayanır [4].

#### **2.4. Plakalı Kanatçık Özellikleri**

Kompakt ısı değiştiriciler olarak da bilinen plaka tipli kanatçıklar, alüminyum plakaların bükülerek yapılmasından elde edilir. Katı profil kanatçıklara alternatif olarak üretilen yapılardır. Katı profil kanatçıkla aynı işlevselliğe sahip olmakla birlikte avantajları mevcuttur. Kullanılan malzemenin çeşidine göre yüksek sıcaklık aralığına çıkabilmektedir. Plaka tipli oldukları için hafif yapılardır. Tek fazlı ve çift fazlı akışlarda kullanılabilirler. Boyutları istenilen hacimde yapılabilir. Kanal mesafeleri ayarlanabilir. Özellikle mikro ve mini yapılardaki kanalların üretimine uygundur. Isı transfer etkinliği diğer katı profildeki kanatçıklara göre iyidir.



Resim 2.10. Plakalı kanatçık çeşitleri

Kanatçıkların birçok sınıflandırılması mevcuttur. Bunlardan biri de boyutlarına göre sınıflandırılan kanatçıklardır. Bu çalışmada kullanılan kanatçıkların boyutları itibariyle mikro ve mini kanal sınıflandırılmasına da girmektedir. Bu durum, akışın klasik kanal geometrilerinden farklı davranış sergilemesine sebep olmuştur.

## 2.5. Mikro ve Mini Kanallarda Akış ve Isı Transferi Karakteristikleri

Mikrokanallarda akış ve ısı transferi karakteristikleri konusunda ilerlemeden önce, “mikrokanal” teriminin tanımını vermek uygun olacaktır. Mikrokanal teriminin tanımı bu alanda çalışan araştırmacılar arasında bir tartışma konusudur. Mehendale ve arkadaşları [7] çeşitli kanal boyutları elde etmek için gereken üretim tekniklerine dayanan aşağıdaki sınıflandırmayı kullanmışlardır.  $C_D$  en küçük kanal boyutunu ifade etmektedir. En, boy gibi kanalın karakteristik uzunluklarından en küçük boyutlu olanını ifade etmektedir.

- |                           |                                |
|---------------------------|--------------------------------|
| $1\mu m < C_D < 100\mu m$ | : Mikrokanallar                |
| $100\mu m < C_D < 1mm$    | : Minikanallar                 |
| $1mm < C_D < 6mm$         | : Kompak geçitler (“passages”) |
| $6mm < C_D$               | : Konvansiyonel geçitler       |

Kandlikar ve Grande [8] farklı kanal boyutlarında gazların seyrekleşme etkisine dayanan farklı bir sınıflandırmayı tercih etmiştir.

- $1\mu m < C_D \leq 10\mu m$  : Geçici mikrokanal  
 $10\mu m < C_D \leq 200\mu m$  : Mikrokanal  
 $200\mu m < C_D \leq 3mm$  : Minikanal  
 $3mm < C_D$  : Konvansiyonel geçitler

Obot [9] en küçük kanal boyutundan ziyade hidrolik çapa dayanan daha basit bir sınıflandırma öne sürmüştür. Obot hidrolik çapı 1mm'den küçük olan kanalları ( $D_h < 1mm$ ) mikrokanal olarak sınıflandırmıştır ve bu sınıflandırma Bahrami [10, 11] ve Bayraktar [12] gibi birçok araştırmacı tarafından kabul görmüştür. Fakat bu konu tezin içeriğinin dışında kalmaktadır. Kandlikar ve Grande'nin sınıflandırması gaz akışı davranışına dayanmaktadır ki bu konu tezin içeriği ile örtüşmektedir. Bu tez çalışması açısından bakıldığında bu sınıflandırma daha uygun bulunmuştur. Mehendale'nin sınıflandırması ise üretim sürecine dayanmaktadır ki üretim teknikleri sürekli olarak değişmekte ve gelişmektedir. Obot'un sınıflandırması ise yalnızca kanal geometrisine bağlıdır ve iç akış geometrisi için birincil temsili boyut olan hidrolik çap kavramından faydalanmaktadır.

Araştırmacılar yukarıdaki sınıflandırmalardan herhangi biri tarafından mikrokanal olarak tanımlanabilecek geometrilerde akış ve ısı transferi üzerinde çalışmaya başladıklarında, çoğu araştırmacı deneysel sonuçların konvansiyonel akış ve ısı transferi teorisiyle uyum içinde olmadığını gözlemlemiştir. Sürtünme faktörü gözlemlerinde, türbülansa geçiş ve ısı transfer karakteristiklerinde konvansiyonel analitik tahminler ve korelasyonlar ile ilgili tutarsızlıklar rapor edilmiştir. Bu akış özelliklerinin içinde türbülansa geçişin mikro ölçekli akışlarda konvansiyonel tezin tahmininden daha önce gerçekleştiği araştırmacılar tarafından tutarlı bir şekilde rapor edilmiştir. Ancak, sürtünme faktörü ve hesaplanan Nusselt sayısının deneysel

sonuçlarla tutarsız olduğu gözlemlenmiştir. Çok sayıda araştırmacı sürtünme faktörünün konvansiyonel teorinin tahmininden çok büyük olduğunu rapor ederken bir kesim araştırmacı da bunun tam tersini rapor etmiştir. Benzer bir çelişki hesaplanan Nusselt sayısına dayanan ısı transfer karakteristiklerinde gözlemlenmiştir. Bu tutarsızlıkların doğası araştırmacılar arasında tartışma konusu olmuştur. Bazı araştırmacılar bu tutarsızlıkları mikro ölçekli akış etkisine bağlarken, diğer araştırmacılar bunu ölçüm hatalarına ve belirsizliklerine bağlamıştır. Ancak son olarak şu da gözlemlenmiştir ki yakın geçmişteki çalışmalar daha eski çalışmalara nazaran konvansiyonel teori tahminleri ile daha tutarlıdır.

Konvansiyonel akış ve ısı transferi ile kastedilen şey; kütle, momentum ve enerjinin korunum ilkelerine ve termodinamiğin ikinci kanununa dayanan akışın süreklilik tanımıdır. Bu ilkeler vasıtasıyla elde edilen kısmi diferansiyel denklemler seti, Navier-Stokes ve Fourier denklemleridir. Bu denklemlerin geçerli olması için sağlanması gereken üç temel varsayım vardır [13].

I.Mikk tarafından iç içe geçmiş dairesel kanatçıkların üzerinde gerçekleşen problemlerde iletimle gerçekleştirilen kütle transferini minimuma indirmede ısı akısının büyük öneme sahip olduğu vurgulanmıştır. Bu durumu sınırlayan, dış ortamı çevreleyen sıcaklıktan farklı olan finin dış ortamdaki kenar sıcaklığıdır. İdeal fin çalışmalarında, üçgen profilli finin kütlelerinden az bir farkı olduğu kanıtlanmıştır. Kanatçığın optimum ebatlarını boyutsuz parametrelere bağlamıştır. Bu optimizasyon çözümündeki deneme yanılma yöntemi uzun vakit alabileceği için sağlıklı bir çözüm yöntemi olmamaktadır [14].

Aziz ve arkadaşlarının yazdığı bu makalede tek kanatçık ve birden çok kanatçıklardan oluşan geometrilerin çok boyutlu ısı iletimleri ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar gözden geçirilmiştir. Yüzey ısı yayma mekanizmaları saf konveksiyon, saf radyasyon ve aynı anda konveksiyon ve radyasyon içerir. İki boyutlu ısı transferi sonuçları, boyuna radyal ve silindirik kanatçıklar için sunulmuştur. Tartışma, yuvarlak boru ve kompozit kare

kanatçıklar ve poligonal kanatçıkları kapsar. Bu ısı transfer sonuçları sabit olmayan taban sıcaklığı, düzgün olmayan ortam sıcaklığı, asimetric ısı sınır tabaka koşulları,değişken ısı transfer katsayısı ve iç ısı üretimi gibi çeşitli durumlarda kapsamaktadır.Bu makalede genişletilmiş yüzeylerde iki boyutlu etkilerin detaylı analitik ve nümerik çalışmaları yapılmıştır [15].

Krikkis ve Razelos'un kanatçıkların ısı taşınım katsayıları üzerine yaptığı çalışmalar eşit ısı yükleri uygulanan kanatçıkların üstündeki ve altındaki ısı taşınım katsayıları değerlerinin birbirinden farklı olduğu saptanmıştır. Bu hatanın sebebinin; bir boyutlu kanatçık analizlerinde, ısı taşınım katsayısının kanatçık yüzlerinde farklı olmasından kaynaklanmaktadır. Bir boyutlu kanatçık yaklaşımına göre kanatçığın diğer yüzeylerinde ısı taşınım katsayısının farklı olmasına izin verilmemektedir. Bu sebeple bir boyutlu kanatçık yaklaşımı doğru sonuçlar vermemektedir. İyi bir kanatçık analizi için ise iki boyutlu yaklaşım kurallarını çerçevesinde çözüm yapılmalıdır. Fakat analitik olarak iki boyutlu kanatçık optimizasyonu yapmak mümkün olmamaktadır [16].

Snider ve Kraus genişletilmiş yüzeylerin, kanatçıkların tek boyutlu algoritmalar olan çalışma verimliliğini hesaplamıştır. Bu algoritmalarda iki unsurun hesaplamalarda engel oluşturduğu görülmüştür. Bunlar; kanatçık yapıları ve geometrik olarak düzensiz dizilmiş kanatçıklar. Bir boyutlu kanatçık yaklaşımındaki hatanın oluşmaması için "Bir boyutlu yaklaşım geçerlilik kriteri" olarak adlandırılan Biot sayısının birden çok küçük olması durumu ( $Bi = ht / k \ll 1$ ) ilk defa A.D. Snider ve A.D. Kraus belirlenerek ifade edilmiştir [17].

Konvektif genişletilmiş yüzeylerin ısı performansları analiz edildiğinde kanatçıklı yapıya sahip yüzeylerin ısı transferini arttırdığı gözlenmiştir. Razelos ve Georgiou, bazı kabuller yaparak Biot sayısı için farklı yaklaşımlarda bulunmuştur. Kanatçık yüzeylerinde sabit ısı taşınım katsayısı ve kanatçık ucu adyabatik kabulüne göre dikdörtgen kesitli düz kanatçık için Biot sayısı ( $Bi=ht/k$ )< 0.1 olduğunda bir boyutlu kanatçık analizine göre olan

ısı geçişi miktarı ( $qf$ ) iki boyutlu kanatçık analizi sonucuna göre karşılaştırıldığında kayda değer bir hata (maksimum % 1) oluşmamaktadır. Biot sayısının bu kriterinden daha büyük değerler için bir boyutlu kanatçık tasarımı yapmak sakıncalıdır. Çünkü bir boyutlu kanatçık analizi çok büyük hata oranları vermektedir. Bununla birlikte kanatçık verimi olarak ise hata oranı maksimum % 1.441 olmaktadır. Bu araştırmanın avantajı ise tasarlanmış kanatçıkları kayda değer bir hata olmadan klasik tek boyutlu yöntem kullanılarak analiz edilebilmesidir [18].

Razelos, finlerin optimum tasarımı ve ısı iletimi üzerindeki etkileri konusunda çalışmalar yapmıştır. Tek Finlerin optimum tasarımı ısı iletiminin klasik problemi olduğundan ve iki formüle karşılık gelen iki farklı problemin varlığından bahsetmiştir. Finin malzemesinin homojen olduğunu varsayarak bazı tasarım kriterlerini basamaklandırmıştır:

- Isı atımı veya kütle (hacim), ısıl iletkenlik, taban sıcaklığı ve taşınım ile ısı transferi katsayısı verildiğinde, Finin kütlesini minimize eden veya ısı atımını maksimize eden finin profili ve boyutları belirlenir.
- Birinci maddede verilen parametrelere ek olarak finin profili de verildiğinde Finin kütlesini minimize eden veya ısı atımını maksimize eden finin boyutlarını belirlenir [19].

Kakaç, tam gelişmiş ve zorlanmış akış koşullarında iki paralel levha arasında bazı deneysel çalışmalar yapmıştır. Levhalar arasında akışkan olarak sıkıştırılmaz akışkan kullanmış, sürekli akışta duvarlarda ısı akısı sınır şartları sıfır veya sabit duvar sıcaklığı altında sürekli olmayan enerji denklemi için genel bir çözüm elde etmiştir. Sonuçlar frekans yöntemiyle deneysel olarak doğrulanmıştır [20].

Sparrow ve arkadaşları, içerisinde hava akışı olan dikdörtgen kesitli bir kanal boyunca konuşlandırılmış ısı üreten dikdörtgen modüllerin ısı transferi etkilerini ve basınç düşümünü çok yönlü deneysel çalışmalar yaparak

incelemiştir. Ortalama hız ve minimum serbest akış alanına dayanarak Re sayısının fonksiyonu olarak Nusselt sayısı değişimi araştırılmıştır. Deneyler ısı transferini iyileştirmeyi amaçlayarak eksik modüllerden oluşan ve tamamen sıralı modüllerden oluşan kanallarla yapılmıştır. Tamamen sıralı dizi için sıradan bağımsız olarak (tam gelişmiş) ısı transfer katsayıları 5. ve daha sonraki tüm modüllerde rastlanmıştır. dizide bir eksik modül olduğunda komşu modüllerin ısı transfer katsayılarında %40 civarında bir azalma meydana gelmiştir. Yüksek Re sayısı ve eksik modüllerin değişik yerleştirilmesinde etki daha az olmaktadır [21].

Asoka ve Faghri Paralel plakalı kanalların duvarları boyunca yerleştirilen ısıtılmış kare bloklar tam gelişmiş akışta ısı transferi ve basınç düşümünü sayısal olarak incelemiştir. Bu yapılandırılma elektronik cihazların zorlanmış konveksiyon ile soğutulmasını simule etmiştir. K-e türbülans modelinin yüksek Reynolds sayılarına sahip modeller için uygun olduğunu belirtmiştir. Hesaplamalar 104 ile 105 arası Reynolds ve 0.7 Prandtl sayıları için tek tip duvar sıcaklığına sahip kanallarda karakterize edilmiştir. Sonuçlar paralel plaka kanalı için. Reynolds sayısına ve geometrik parametrelere bağlı olarak ampirik korelasyonlardan elde edilen değerlerden sürtünme faktörleri daha yüksek çıkmıştır. Paralel plakalar kanal için sabit sıcaklıkta ısıtılan duvar ile yalıtılmış diğer duvar için analitik veriler ortalama Nusselt sayısında daha düşük değerde çıkmıştır [22].

Yine Asoka ve Faghri periyodik tam gelişmiş akışta ısı transferi özelliklerini paralel plaka kanalı boyunca yerleştirilen kare ısıtılmış bloklar dizisi ile nümerik çalışmalarına devam etmiştir. Nümerik çalışma Re sayısının bir çok değeri ve Pr 0.7 değeri laminar akış için hesaplanmıştır. Bu çalışma elektronik sistemlerde bulunan baskı devre entegrasyonu üzerinde zorlanmış konveksiyonla soğutulmasını simule etmiştir. Bütün blokların alt yüzeyine aynı ısıl sınır koşulları uygulanacak şekilde varsayılmaktadır. Hesaplamaları iki ısıl iletkenlik oranları için ve ısınan yüzey parametreleri ve geometrik birkaç değerleri için Prandtl 0.7 iken geniş Reynolds sayısı aralıkları ile

yapılmıştır. Sonuçlar paralel plakalı kanal için karşılık gelen değerlere sahiptir ve aynı zamanda değerler iki boyutlu problemleri ile karşılaştırılmıştır [23].

Cotta ve arkadaşları paralel plakalı kanallar ve dairesel tüpler içinde duvarlara dolgulu akış için geçici zorlanmış taşınımı giriş sıcaklığının periyodik değişimi analitik olarak çözmüşler. Kompleks problemlerin özdeğer fonksiyonları ve özdeğeri periyodik olarak bulmuşlardır. Karmaşık problemler son zamanlarda gelişmiş Count metodu ve karşılaştırmalı değerleri tablo halinde sunulmuştur. Girişteki sınır şartları açısından faz farkı ve salınım genlik, ısı yükü ve sıvı bulk sıcaklık, duvar sıcaklıkları için belirlenmiştir. Sonuçlar her iki durum; yani paralel plakalı kanal ve dairesel tüp için duvarların enerji depolama oranlarını farklı parametrelerin aksel pozisyonlarının fonksiyonunu olarak grafik halinde verilmiştir. Genlik, kanal boyunca sıcaklık ve ısı akısı, faz değiştiren sıcaklığın duvarlar üstündeki etkilerini incelemiştir [24].

Sucec ve Sawant, paralel plakalı yapılan başka bir çalışmada ise giriş akışkan sıcaklığını zaman içinde periyodik olarak değiştirerek paralel plakalı kanalda incelemiştir. Daha önceki yaklaşımlar klasik ve yarı kararlı bir hız profili çiziyordu. Kanal duvarlarının adyabatik olduğu durumlarda, kanal boyunca uzaklığın zamana bağlı fonksiyonu olarak duvar sıcaklığı ve akışkan sıcaklığı olarak elde etmiştir [25].

Kakaç ve Li'nin yaptığı çalışmada, sinüzoidal olarak değişken sıcaklığa maruz kalan iki paralel plaka arasında türbülanslı zorlanmış konveksiyonlu akışta deneysel ve teorik çalışmalarda bulunmuştur. Duvarların termal kapasitesi ve dışarıdan etkiyen konveksiyonla ısı geçiş etkileri sınır koşulları olarak kabul edilir. Analitik çözümü, genelleştirilmiş entegral dönüşüm tekniğine uzanan yöntemle elde etmiştir. Matematiksel modelin doğruluğunu sağlamak için deneysel çalışmalarda kullanmak için, deneysel bir cihaz tasarlanmış ve inşa edilmiştir. Analitik çözümler deneysel bulgular ile karşılaştırılmıştır. Deneysel olarak elde edilemeyen tekdüze giriş sıcaklığı, genlik profili, teorik model içine dahil edildiğinde tatminkar sonuçlar elde

edilmiştir. Ayrıca kanal boyunca sıcaklık genliği üzerine değişken Biot numarası, akışkandan duvara termal kapasitans oranı ve Reynolds sayısı etkileri de türbülanslı akış için ele alınmıştır [26].

Aslanturk, genişletilmiş yüzeylerde yani kanatçıklarda, verimin termal iletkenliğe bağlı olduğunu, ayrıca kanatçıkların geometrik yapılarının da kanat verimi üzerinde etkili olduğunu vurgulamıştır. Yaptığı çözümler sonucunda elde ettiği denklemler ısı iletkenlik ve sıcaklığa bağlı kanatçık tasarımlarında, ısı tasarım mühendislerine rehberlik edecektir [27].

Harahap ve Setio 5 farklı geometrik yapıdaki alüminyumdan yapılmış profil kanatçıklar; yatay bir plaka üzerinde, dikey olarak yerleştirilmiş ve her biri için ayrı ayrı ısı transferi ölçümleri yapılmıştır. Deneyde kanat mesafeleri 6.25 ile 7.35 arasında, kanat uzunlukları 177.5 ile 254 ve kanat yükseklikleri 6.35 ile 23.9 arasında farklı değerlere sahiptir. Yapılan testlerde taban plakanın sıcaklığı 19°C ile 125°C aralığında tutulmuştur. Daha önceki benzerlik analizlerinde formüle edilmiş boyutsuz parametreler bu verileri genelleştirmek için kullanılmıştır. İki tür korelasyon kullanılmıştır; birincisi kanatçıklar arası mesafe, diğeri de kanatçık boyunun yarısıdır. Bunların kullanıldığı iki farklı korelasyon geliştirilmiş ve bu korelasyonlardan sapmalar incelenmişlerdir [28].

Sayed, fin uçlarında ısı transfer etkilerini ve fin dizilerinin geometrik yerleşimi, sıvı akış ve uzunlamasına dizilmiş dikdörtgen fin dizilerinin basınç kaybı etkilerini araştırmıştır. Deneyler sırasında farklı geometrik parametreler gibi kanat yüksekliği (H), kanat kalınlığı (t), kanatlar arası mesafe (W), kanat sayısı ve kanat ucu-kanal boşluğu arasındaki mesafe gibi birçok geometrik parametre değiştirilmiştir. Kanal boşluğunun varlığında ve yokluğunda karşılık gelen ısı transfer kat sayısı eşit hava akışı koşullarında karşılaştırılmıştır. Akışkan olarak hava akışkanı türbülanslı akış şartlarında kullanılmıştır. Deneyler sonucunda, ortalama Nusselt sayısının artan Reynolds sayısı, kanatlar arası mesafe, kanat kalınlığı ve azalan kanat

yüksekliği ile arttığı tespit edilmiştir. Basınç düşümü akışkanın kanatlar arasında aksenel yönde akarken; artan kanat yüksekliği, Reynolds sayısı ve azalan kanatlar arası mesafe ve kanat kalınlığı ile arttığı incelenmiştir [29].

Sahin ve arkadaşları, birbirlerine zig-zag ve boşluklu olarak dizilmiş, üç farklı geometrik yapıya sahip dikdörtgen kanatçıklardan oluşmuş deney düzeneği ile ısı transferi ve akış karakteristiklerine olan etkileri incelenerek, optimum dizayn parametrelerini belirlemek amacıyla kanatçıkları bir dizi teste tabi tutmuşlardır. Çıkan sonuçlarda; ısı transferini etkileyen en önemli parametrelerin kanatçık yüksekliği ve kanatçık içindeki akışkan hızının olduğunu tespit etmişlerdir. Sürtünme faktörüne etki eden parametrenin hücum açısı olduğunu gözlemlemişlerdir [30].

Prstic, kanat uzunluğunun, akışkanın kanala giriş hızının ve kenar ve üstte bulunan açıklıkların ısı alıcının termal performansına etkilerini incelemek amacıyla üç farklı geometrik yapıya sahip plakalı kanatçıklar üzerinde bir takım testler yapmıştır. Yapılan testlerdeki amaç; optimum kanat sayısı, kanat mesafesini ve uygun akış hızını tespit edebilmektir. Rüzgâr tüneline koyduğu kanatçıkların 16, 24 ve 32 adet kanatları mevcut ve her birine farklı debilerde hava akışı uygulamıştır. Artan kanat sayısı ve kanatlar arası mesafenin artmasıyla akışın bypass etkisinin arttığı gözlemlenmiştir. Fakat bu akış baypassının kanal giriş hızından bağımsız olduğu saptanmıştır. Ayrıca ısı alıcının üst kısmından hava akışı kaybının akışkan giriş hızıyla azaldığı ifade edilmiştir [31].

Naik, 3 mm kalınlığında ve 250 mm uzunluğunda dikdörtgen kanatlı yatay bir yüzeyin üzerinde karalı halde bir takım deneyler yapılmış ve bu yapılan çalışmalar rapor edilmiştir. Bu kanatçıklar üzerinde ısı kayıp dereceleri; kanatçıkların yüzeyi ortam sıcaklığından 40 °C yukardayken kanatçıklar arası mesafenin optimum değer (ısı transferinin maksimum olduğu değer) çıkarılmıştır. Kanatlar üzerindeki boşluk sıfıra doğru yaklaştığıca bu optimum değer yaklaşık %17 kadar düşer [32].

Kanatçık dizileri arasındaki akışta sürtünme karakteristikleri Reynolds sayısının  $4 \times 10^4$  ile  $2 \times 10^5$  aralığında çalışılmıştır. Kanatçıklar birbirine çok yakın konuşlandırıldığında ve kanatçıklar arası boşluk azaldığında yüksek basınç kayıpları ve yüksek ısı transfer oranları oluşur. Kanatçıklar arası mesafe arttığında düşük basınç düşümleri ve düşük ısı transfer oranları oluşur [32].

Yatay olarak konumlanmış bir baskı devre kartı düzeneği üzerinde tam gelişmiş akış koşullarında hava akışının kararlı hal konvektif ısı transferi ve basınç düşümü özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Matematiksel olarak kanat uzunluğunun, kanat boşluğuna oranı (L/B); kanat yüksekliğinin, kanat boşluğuna oranına (H/B) bağlı korelasyonlar parametre olarak seçilmiş ve bunlara bağımlı değişken olarak da kararlı halde Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Konvektif ısı transferinin genellikle geometrik elemanların üst kısmında olduğu,  $H/B > 8$  olduğu durumlarda ısı transferinin büyük bir kısmını doğal konveksiyon karşılamıştır, onu karışık konveksiyon (zorlanmış ve doğal) takip etmiştir. Aynı hacimli kanatçıklar arasında en büyük yüzey alanına sahip olan kanatçığın en yüksek ısı transfer kat sayısına ve en düşük basınç düşümüne sahip olduğu gözlenmiştir [33].

Fabbri “genetik algoritma” tekniğini kullanarak, dalgalı kanallarda ısı değiştiricileri ile ilgili optimizasyon çalışması yapmıştır. Re ve Pr sayısının çok küçük olmadığı durumlarda dalgalı plaka yüzeylerinin ısı transferini iyileştirdiğini göstermiştir. Isı değiştiricilerinin ısı transferini iyileştirme teknikleri araştırılırken, çeşitli yüzey profillerini geliştirmenin yanı sıra en uygun akış şartlarının belirlenmesi üzerinde de yoğunlaşmaktadır [34].

Benli ve arkadaşları,  $PHE_{\text{ondulin}}$  ve  $PHE_{\text{yıldız}}$  olarak adlandırılan iki farklı plakalı ısı değiştiricilerinin yüzey geometrilerinin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaç için iki tip ısı değiştiricisi imal edilmiştir. Plakaların yan yana monte edilmesiyle, elde edilen ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkan tarafından, Nusselt sayısının

Reynolds sayılarına göre değişimleri araştırılmıştır. Yapılan bu çalışmada dalgalı yüzeylere sahip plakalı ısı değiştiricilerinde, plaka aralığının, yüzey profillerinin ısı transferi ve basınç kayıpları üzerine etkisi incelemiştir. Plakalar arasındaki boşluğun ve plaka yüzey şeklinin ısı transferi üzerine etkili olduğu belirlenmiştir. PHE<sub>yıldız</sub> tipli yüzey konfigürasyonuna sahip ısı değiştirgecinin, PHE<sub>ondulin</sub> yüzey şekline sahip ısı değiştirgecine göre, ısı transferinde %12–65 arasında bir iyileşme sağladığı ancak dalgalı yüzeyin ilave türbülans yaratması nedeniyle basınç kayıp katsayısında ise yaklaşık %200–320 arasında bir artış belirlenmiştir [35].

Bejan ve Morega plakalı kanatçıkların basınç düşüşlerine bağlı ısı iletkenlik, hidrolik çap ve en uygun optimum kanatçık boşluklarını incelemiştir. Yaptığı çalışmada; Kanatçıkların arasındaki hava boşluklarının basınç kayıplarına etkisinin çok olmadığı vurgulanmıştır. Bu çalışmaya göre hidrolik çapın basınç düşüşleriyle arasında ters bir ilişki söz konusudur. Ayrıca ısı iletkenlik, basıncın artmasıyla azalmaktadır [36].

Morega ve Bejan kanatçık hacmini sabit tutmak koşulu ile kanatçık geometrisinin kalınlıkları ve yüksekliklerini değiştirerek iki model oluşturmuştur. Modelin birinde plakalı kanatçıkların sıra sıra dizmiş, kanatçık kalınlıklarını bıçağın ucu gibi uçlara doğru incelererek oluşan bir geometriye sahip olduğundan bahsetmiş ve bu kanatçık kalınlıklarını sabit tutmuştur. Diğer model de ise kanatçık yüksekliklerini değiştirmiş, kalınlıklarını sabit tutmuştur. Bunlarla yapılan deneylerde havanın iletimle olan ısı transferini ihmal etmiştir. Çıkan sonuçlarda; birinci geometride kanatçık kalınlıklarının şekli  $x^{0.42}$  şeklinde bir sinüs eğrisi çizecek şekilde bıçağın uçları gibi oluşturulmuştur. Kanatçıkların üzerindeki maksimum sıcaklık bu sayede %15 azalmıştır. İkinci geometride kanatçık yüksekliği başlangıçta sıfırdan başlayarak x eksenini boyunca artan yüksekliğe sahiptir ve kanatçık kalınlıkları sabittir. Bu şekilde de kanatçıkların üzerindeki toplam sıcaklık dağılımı %30 daha azalmıştır [37].

Tuckerman ve Pease mikro kanal ısı alıcıları en kompakt ve yüksek ısı performans sağlayan yapılar olduğundan bahsetmişlerdir. Yüzey ve soğutucu arasında yüksek bir ısı iletkenlik sağlamıştır. Kanatçıkların kanal aralıklarının ne kadar dar olursa konvektif iletim katsayısının da o kadar yüksek olacağından. Kanal genişliğinin arttıkça iletim katsayısının da düşmesine sebep olmuştur. Mikro, sıvı akışkanlı ısı değiştiriciler iyi bir ısı iletkenlik sağlamışlardır. Fakat iki problemle karşılaşmışlardır; sıvı içinde bulunan partiküllerin tıkanıklığa sebep olması ve sıvının kayıpları ve kaçakları oluşmuştur. Sıvı içindeki tıkanıklığı mikro pin yapıları kullanarak önlenmiştir. İkinci problemi ise su yerine FC-77 sıvısı kullanarak çözmüşlerdir. Diğer sıvıya göre iletkenliği daha düşüktür fakat önemsiz bir farkın olduğundan bahsetmişlerdir [38, 39].

Philips türbülanslı akış koşullarında aynı çalışmayı denemiş ve az bir farkla laminer akıştan daha iyi sonuç vermiştir [40].

Bowers and Mudawar bazı yapıları göz önüne alarak basınç kayıpları, akışkan içindeki partiküller, üretim kolaylığı gibi pratik şeyleri göz önünde bulundurduğunda mini kanal geometrilerinin, mikro kanal geometrilerinden (birkaç mm kanal genişliğinde) mikro kanal geometrilerine göre daha avantajlı yapılar olduğunu vurgulamışlardır [41].

Stasiek, yaptığı çalışmada, dalgalı-plakalı kanatçık ısı değiştiricileri üzerinde yapılmıştır. Bu kanatçıklar kullanıldıkları alana göre gereksinimleri yüksek ısıtıcı transfer dereceleri, düşük basınç kayıpları ve tortu oluşumuna karşı hassasiyet göstermişlerdir. Bu gibi özelliklerin geometrik tasarımına bağlı olması sebep olmuştur. Isı transferi ve basınç düşümü katsayıları üzerinde yapılan deneysel sonuçlardan yola çıkılarak çeşitli eleman şekilleri ve düzenlemeleri geliştirmiştir. Yapılan deneylerde: Simetrik, çapraz oluklu yüzeyler arasındaki geçitlerde oluşan akış şekillerini ve yerel ısı transfer katsayıları belirlenmiş. Bu yol ile yüksek verimli yüzey tasarımlarına yardımcı olması amacıyla, yüksek duvar kayma gerilimli ("shear stres") ve mekanik

enerji kayıplı bölgeler tanımlanmış ve yerel sıcak ve soğuk noktalar belirlenmiştir. Ortalama ısı transfer katsayılarının ve basınç düşümlerinin, geometrik parametrelere ve Reynold Sayısına olan bağıllığı incelenmiştir. Bu çalışmanın sonucunda plakalı dalgalı kanatçıklı yüzeylerin incelenmesinin önünü açmıştır. Nusselt sayısı dağılımı geliştirilmiştir. Yapılan çalışmaların esas amacı, belirlenmiş 6 farklı şekilli plakalı dalgalı kanatçığın ısı transfer elemanının ısı dağılımını ve yerel ısı transfer katsayılarını belirlemektir. Plakalı dalgalı kanatçığın ısı transfer ve basınç düşümünün açı şekil faktörlerinden ve Reynold sayısından bağımsız nasıl değiştiği belirlenmiştir [42].

Manglik ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada; periyodik olarak gelişmiş düşük Reynolds sayılı ( $10 \leq Re \leq 1000$ ) hava akışlarındaki ( $Pr = 0.7$ ) üç boyutlu dalgalı-levha-kanatçık çekirdeklerindeki kararlı zorlanmış konveksiyon değerlendirilmiştir. Sonuçlar dalgalı kanatçık yoğunluğunun hız ve sıcaklık alanları, izotermal Fanning sürtünme faktörü ( $f$ ) ve Colburn faktörü ( $j$ ) üzerindeki etkilerinin önemini vurgulamaktadır. Kanatçığın dalgalı oluşunun, akış kesit yüzeyinin duvar oluşu bölgelerinde birbirine göre ters yönde dönen simetrik sarmal burgaç çiftlerinin kararlı ve uzayda periyodik olarak büyümelerine ve bozulmalarına sebep olduğu görülmüştür. Bundan dolayı kanatçık yüzeyindeki ısı sınır katmanlar periyodik olarak kesintiye uğramaktadır, bu da devridaim bölgelerinde yüksek yerel ısı transferine sebep olmaktadır. Ancak kanatçık yoğunluğunu artırmak devridaimi köreltmektedir ve sınırlandırmaktadır. Girdabın derecesi akış hızı ile artmaktadır ve bu durumda çoklu sarmal burgaç çiftleri oluşmaktadır. Bu, büyük ölçüde genel ısı transfer katsayısını artırmaktadır fakat aynı kesit yüzeyli düz kanala oranla basınç düşümü artışı dezavantajını da beraberinde getirmektedir. ( $j/f$ ) performansı olarak ölçülen bağıl yüzey alan yoğunluğu veya alan iyilik faktörü kanatçık yoğunluğu ile artmaktadır [43].

Asako ve Faghri, aynı sıcaklıkta tutulan üçgen profilli duvar oluklu levha kanallardaki iki boyutlu kararlı laminer akışı ( $100 \leq Re \leq 1000$ ) ve ısı

transferini nümerik olarak incelemiştir. Daha sonra yuvarlak köşeli üçgen oluklar değerlendirilmiştir ve ısı transfer derecelerindeki değişimin özel akış koşullarına, geometriye ve performans kısıtlamalarına bağlı olduğu bulunmuştur. Sinüzoidal duvar oluklarında oluşan devridaim hücrelerinin doğal ve konvektif etkileri de keşfedilmiştir [44].

Metwally ve Manglik, iki boyutlu periyodik olarak gelişen laminar akışı ve ısı transferini sinüzoidal dalgalı kanalda fin aralık oranı  $\varepsilon = 1$  ve oluk oranı ( $0.25 \leq \gamma \leq 1.0$ ) için incelemiştir. Bu çalışmaların sonucunda aksenal akış duvar oluşunun tepelerinin yönünde ayrılır ve bir sonraki duvarın tepesinde tepe doğrultusuna aksi yönde birleşir, böylece oluk bölgelerinde yan burgaçlar oluşturur. Devridaimin gücü ve onun uzaysal kapsama alanı  $Re$ ,  $\varepsilon$  ve  $\gamma$  ile artar; bu da momentum ve enerji taşınmasında büyük ölçüde artış getirir [45].

O'Brien ve Sparrow, 1.500-25.000 Reynolds Sayısı aralığında dalgalı kanalların ısı transfer kabiliyetinin geleneksel paralel-levhali kanalların 2.5 katı olduğunu rapor etmiştir. Aksenal basınç dağılımından çıkarılan sürtünme faktörleri neredeyse Reynolds sayısından bağımsızdı ve 0.57'ye eşitti, ki bu değer tek yönlü kanal akışı için geçerli olan sürtünme faktöründen kayda değer derecede büyüktür [46].

Wang ve Vanka, istikrarlı akış rejiminde dalgalı duvarlı kanalların ortalama Nusselt sayılarının paralel levhali kanallardan sadece biraz yüksek olduğunu önermişlerdir. Bir diğer taraftan, geçiş ve türbülanslı akış rejimlerinde ısı transfer faktörünün 2.5 olduğunu bildirmişlerdir. Dalgalı kanalın sürtünme faktörünün istikrarlı akış bölgesinde paralel levhali kanalın sürtünme faktörünün 2 katı olduğunu, geçiş rejiminde de neredeyse sabit kaldığını vurgulamışlardır [47].

Sang Dong Hwang ve arkadaşlarına göre, sonuçlar göstermiştir ki dalgalı kanallarda, 1000 gibi düşük Reynolds sayılarında, kütle transfer artışı basınç

kaybındaki artıştan görece daha büyük olduğu için 2.2 gibi yüksek bir performans faktörü elde edilmektedir. Ama bu performans faktörü Reynolds sayısı 1000'i geçmeye başladıkça aşama aşama düşmektedir, çünkü ikincil vorteksler kaybolmaya başlamaktadır ve akışta ayrılma/tekrar birleşme karakteristiği gözlenmeye başlamaktadır [48].

Kays ve London'un ısı değiştiricileri üzerinde yaptığı çalışmada, deneysel sonuçlarına göre, korelasyonlar ve deneysel sonuçlar arasındaki varyasyonlar f faktöründe %30'dan, j faktöründe %20'den daha fazla çıkmıştır [49].

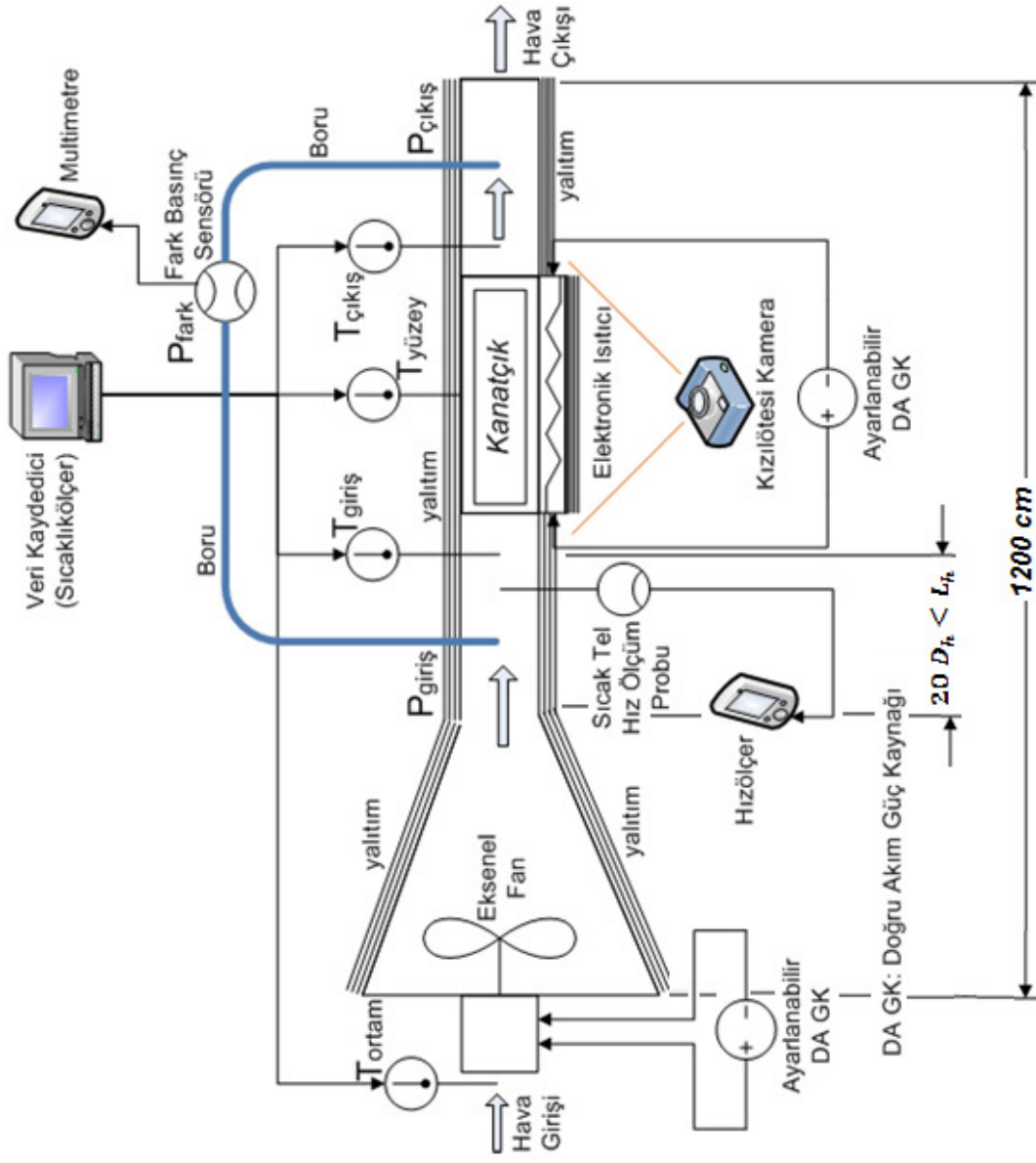
Ismail ve arkadaşlarının yaptığı çalışmalar da çok az sayıda araştırmacının dalgalı kanatçıklar için Nu ve f cinsinden korelasyon geliştirmeye çalıştığı gözlemlenmiştir. Ancak geometrik parametrelerdeki değişimin etkileri hakkında öne sürülmüş bir korelasyon yoktur; bundan dolayı eldeki korelasyonları kullanmak deneysel sonuçlar ile korelasyonlar arasında büyük oranlarda sapmalara sebep olmuştur. Yukarıdaki ifadeler ek olarak, dalgalı kanatçıkların köşelerini yuvarlaklaştırmanın akışı akıcı hale getirdiği için Nusselt sayısını düşürdüğü bulunmuştur. Bu sonuç göstermektedir ki dalgalı kanatçığın kıvrım yarıçapı, akış ve ısı transferinde önemli bir rol oynamıştır [50].

### **3. DENEYSEL SİSTEM TASARIMI**

#### **3.1. Deney Sisteminin Genel Tanıtımı**

Deneysel çalışmaların yapılabilmesi amacıyla ASELSAN A.Ş.'de ısı laboratuvarında deney seti kurulmuştur. Kurulum, deney setine uygun mekanik tasarımlarla yapılmıştır. Deneysel çalışmanın yapıldığı düzeneğin şematik görünümü Şekil 3.1.'de verilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan havanın akışını sağlamak için 28 VDC'ye kadar çıkabilen, 20000 RPM dönme kapasiteli askeri bir fan kullanılmıştır. Bu fan konik bir kanala monte edilmiş ve hava akışının kanatçık girişlerine doğru yönelmesi sağlanmıştır. Deneysel çalışmalar fanın farklı voltajlarına bağlı debilerde gerçekleştirildiğinden fanın voltajını ayarlamak için 50 VDC'ye kadar çıkabilen ayarlanabilir DC güç kaynağı ile istenilen voltajlarda ve debilerde hava akımı elde edilmiştir.

Fanın bağlı olduğu konik kanalın bitiminde akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olduğu bölgede hız probu ile çeşitli noktalardan ölçümler yapılarak havanın kanatçığa girişteki ortalama hızı tespit edilmiştir. Bu hıza bağlı olarak havanın hacimsel debisi hesaplanmıştır.



Şekil 3.1. Denei düzeneğinin şematik gösterimi

Sisteme giren havayı üniform bir şekilde ısıtmak amacıyla kanatçıkların bulunduğu yüzeyin alt kısmına resistif elektronik ısıtıcılar yerleştirilmiştir. Bunların her biri tek başına sadece konvektif soğuma ile 25 watt atabilmektedir; fakat bu deneyde iletim yoluyla soğutuldukları için çok daha fazla ısı atabilmektedirler. İki ısıtıcı 0,03 m<sup>2</sup> bir alana homojen olarak yerleştirilmiştir ve ısı dağılımının her noktada eşit olması sağlanmıştır. Elektrikli ısıtıcı ile dış ortamdaki ısı transferini minimuma indirmek için 2cm lik bir yalıtım malzemesi ile bütün sistem kaplanmıştır. Isıtıcıdaki hava sıcaklığını sabit tutabilmek için ısıtıcının bağlı olduğu güç kaynağındaki akım ve voltaj değerleri gerçekleştirilmek istenen değerlerle uygunluğu sürekli kontrol altında tutulmuştur. Sisteme giren havanın sıcaklığını sabit tutmak amacıyla ortam sıcaklığı bir klima yardımıyla 25°C' de sabit tutulmuştur. Isıl çiftler, veri kaydediciye bağlanarak sıcaklıkların artış ve azalışları gözlemlenerek, kayıt altında tutulmuştur. Ortam sıcaklığını ölçen girişteki ısıl çiftin ucu fanın bağlandığı kanalın girişine yerleştirilmiştir. Bu sayede Kanala giren akışkanın sıcaklığı ölçülebilmektedir.

Deneyde oluşan fark basıncı ölçebilecek aralıkta basınç sensörü seçilmiştir. Kanatçığa giren hava ile çıkan hava arasındaki basınç farklarını ölçmek için 500Pa'a kadar ölçüm yapabilen fark basınç sensörü temin edilmiştir. Kanatçığa giren hava ile kanatçıktan ısınarak çıkan havanın sıcaklıkları ısıl çiftler yardımıyla ölçülmüş, sürekli rejim şartlarında veri kaydediciye kaydedilmiştir.

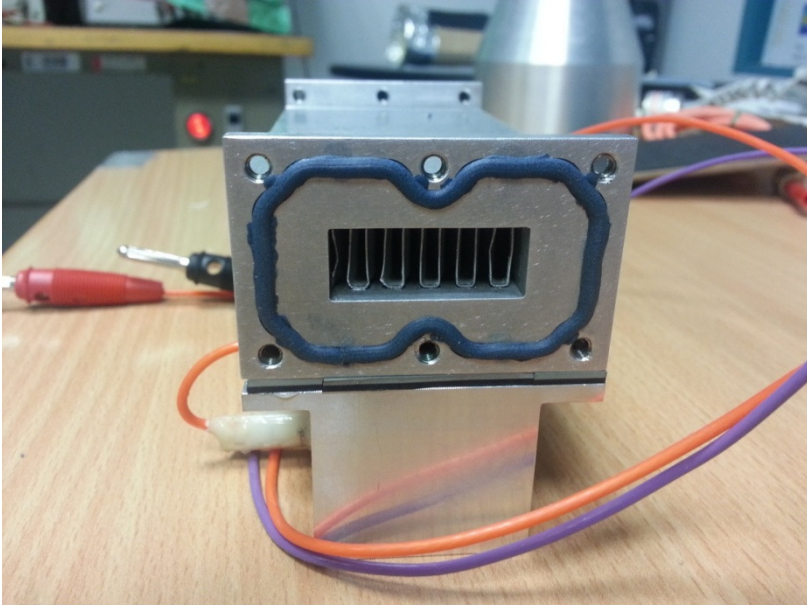
### **3.2. Deneyde Kullanılan Kanatçıklar**

Kanatçıklarla sağlanan ısı transferinde, ısı taşınım katsayısının artması için ya yüzey alanı artırılmış ya da, ısı iletim katsayısı yüksek bir malzeme kullanılmalıdır. Burada en etkili faktör, yüzey alanının artırılmasıdır. Sistemlerde kanatçık kullanılma mantığının ana sebebi, yüzey ısı transfer alanını arttırarak daha iyi bir ısı iletimi sağlamaktır. Deney düzeneği farklı tip

kanatçıklardan oluşmaktadır. Bunlardan profil tipi kanatçık, iyi bir ısı iletkeni olan alüminyum AA 6063-T6 malzemeden imal edilmiş, diğer plakalı kanatçıklar ise alüminyum AA 3031 malzemeden imal edilmiştir. Kanatçıkların sisteme montesinde herhangi bir ısı kaybını önlemek ve ısı iletiminin daha verimli olmasını sağlamak amacıyla kanatçıklar sert lehimleme (brazing) yöntemi ile yüksek sıcaklıkta, kanal içine monte edilmiştir.

Kullanılan kanatçıkların boyları ve yükseklikleri her birinde aynı olup enleri bir birinden %10 civarında farklılık göstermektedir. Fakat kanatçık boşluklarının hidrolik çapları birbiriyle aynıdır. Buradaki amaç kanatçıkların karakteristik özelliklerini birbiri ile aynı tutup ısı performanslarını incelemektir.

Kanal içine lehimlenen kanatçıkların, giriş ve çıkış kanallarına olan bağlantılarına flanş yüzeyleri yapılmış ve bu yüzeylere conta kanalları açılmış, conta kanallarına uygun contalar yerleştirilerek dışarıya akış kaybı önlenmiştir.

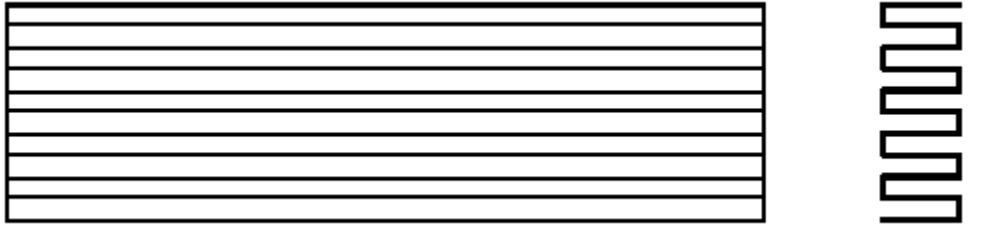


a)



b)

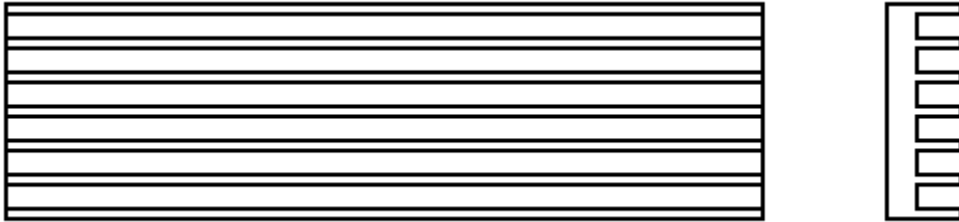
Resim 3.1. a), b) Contaların montajı



a)



b)



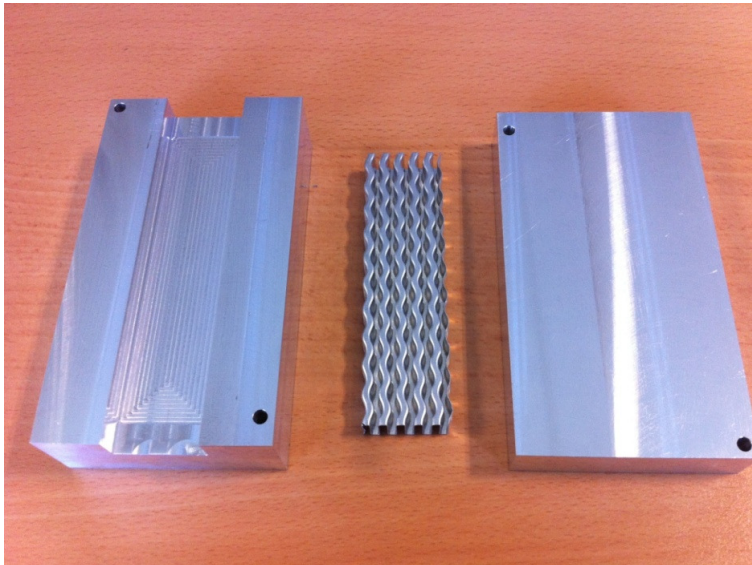
c)

Şekil 3.2. Deneysel çalışmalarda kullanılan kanatçıklar a) Plakalı Düz Kanatçık, b) Plakalı Dalgalı Kanatçık, c) Katı Profil Kanatçık

Kanatçıkların yerleştirileceği kanal, kanatçıkların bu kanala oturması için ayrı üretilmiştir. Üst parça ve alt parça olarak üretilen kanalların içine kanatçıklar koyularak sert lehimleme işleminden geçirilmişlerdir. Sert lehimleme işleminden çıkan parçaların yüzeyleri tekrar işlenerek pürüzsüz hale getirilmiştir.



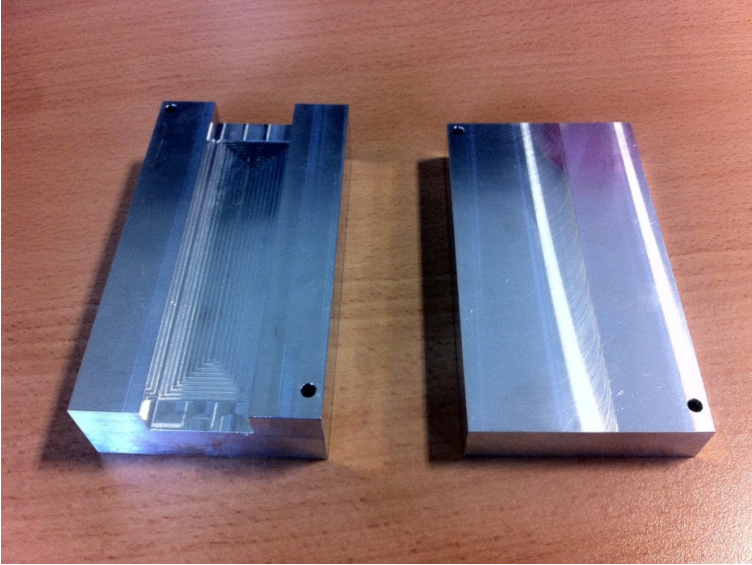
Resim 3.2. Sert lehimleme işleminden önce plakalı düz kanatçık, alt ve üst parçaları



Resim 3.3. Sert lehimleme işleminden önce plakalı dalgalı kanatçık, alt ve üst parçaları



Resim 3.4. Sert lehimleme işleminden önce katı profil kanatçık, alt ve üst parçaları



Resim 3.5. Sert lehimleme işleminden önce boş kanal geometrisinin alt ve üst parçaları



Resim 3.6. Sert lehimleme işleminden sonra kanatçıkların alt ve üst parçalara lehimlenmiş halleri

### 3.3. Sert Lehimleme

Sert lehimleme iki veya daha fazla malzemeyi, 450°C (840F) üzerinde erime sıcaklığına sahip ara dolgu malzemesi kullanarak kalıcı bağlar oluşturan birleştirme yöntemidir. Sert lehimleme işlem sıcaklığının ana malzemelerin katılma sıcaklığından düşük olması gerekir, bu sayede ara dolgu malzemesi birbirine yakın yüzeyler arasında kılcallık etkisi ile dağılır.

Sert lehimleme işleminin gerçekleşmesi için aşağıdaki 3 kriterin mutlaka sağlanması gerekmektedir.

- Parçalar ana malzemenin erimesine izin verilmeden birleştirilmelidir.
- Ara dolgu malzemesi (BFM) 450°C (850F) üzerinde eriyecek bir malzeme seçilmelidir.
- Ara dolgu malzemesi ana malzeme üzerinde yayılabilen ve ana malzeme ile alaşım oluşturabilecek bir malzeme seçilmelidir. Yayılmanın gerçekleşebilmesi için ana malzeme yüzeyleri temiz olmalı, yağ, kir ve oksitlerden arındırılmış olmalıdır.

Sert lehimleme işleminin tercih edilmesinin birçok sebebi vardır. Başlıcaları aşağıda belirtilmiştir.

- Karmaşık geometrilerin üretilmesinde ekonomik bir yöntemdir.
- Büyük yüzeylerin kolay bir şekilde birleşmesini sağlar.
- İşlem sonrasında parça genelinde üstün stres ve ısı dağılımını sağlar.
- İhtiyaç duyulduğu takdirde kaplama korunabilir.
- Farklı tür malzemeler birbirine birleştirilebilir.
- Metal olmayan malzemeler metal malzemeler ile birleştirilebilir.
- Gözenekli metallerde (metal köpük gibi) sert lehimleme işlemi yapılabilir.
- Gerilimsiz parçalar üretmek mümkündür.
- Hassas üretim toleransları ile parçalar sert lehimleme işlemi ile üretilebilir.

Sert lehimleme işlemi 450°C (850F) üzerinde gerçekleşir. Kullanılan dolgu malzemeleri (BFM) 55.6°C (100F) üzerinde sıvılaşıp bütün kontak yüzeylerine yayılarak birleşmeyi sağlar. Bu sayede yüzeyler arasında kalıcı bağlar oluşur. Bazı durumlarda BFM ara dolgu malzemesi birleşmesi istenen yüzeylerin dışından uygulanır, bu işlemde dolgu malzemesinin kılcallık etkisi ile birleşmesi istenen yüzeylere gelerek birleşim oluşturur. Bu uygulama dışındaki diğer uygulamalarda dolgu malzemesinin metalürjik reaksiyonla (difüzyon ile) birleşecek parçalara nüfuz eder [51].

Sert lehimleme işlemi malzemelerin birleştirilmesi için tek yöntem değildir. Bu yöntem dışında füzyon kaynağı, yapıştırma ile birleştirme, mekanik birleştirme, lehim ile birleştirme gibi yöntemler de vardır. Birleştirme yöntemi seçilirken yukarıda belirtilen yöntemlerden herhangi biri kullanılabilir. Bu yöntemler kullanılırken ürünün nerede kullanılacağı, çalışacağı sıcaklıklar, gerilim seviyeleri, yorulma ve korozyon dirençleri göz önünde bulundurularak seçilmelidir [52]. Bu koşullar değerlendirildiğinde birleştirme yöntemlerinden en doğru seçim yapıldıktan sonra tasarım aşamasına geçilmelidir.

Birleştirme yöntemi olarak sert lehimleme işlemi seçilmesinde, parça birleşimlerinin kalıcı olması tercih sebebidir.

Daha önce bahsedildiği gibi sert lehimleme işlemi yüksek sıcaklıkta (540C-1250C) gerçekleşen bir işlemdir. Bu sıcaklıkta ara dolgu malzemesi kılcallık etkisi ile birleştirilecek parça yüzeyleri arasında akar, bu sebepten birleştirilecek parçaların erime noktalarının sert lehimleme sıcaklığının üzerinde olması gerekmektedir. Bu nedenden dolayı plastik malzemeler sert lehim işlemi için uygun değildir. Yapıştırma ile birleştirme bu tür malzemeler için daha uygundur.

Sert lehimlemede birleşme yerleri ana malzeme kadar dayanıklıdır. Genelde birleşme noktalarının zayıf olacağı, sadece füzyon kaynağında ana malzeme kadar sağlam ek yerleri elde edileceği düşünülür. Ancak sert lehimlemede de uygun tasarım ve işlem yapılırsa ana malzeme kadar dayanıklı ek yerleri elde edilir. En çok kullanılan birleştirme şekli 'lap-joint' kullanıldığında öpüşme yüzeyi genişliği ince malzemenin üç katı olacak şekilde ayarlanarak parçalar arasında boşluk 0.075 veya daha az olur ise sert lehim işleminde oluşan ek yeri ana malzeme kadar dayanıklı olur [53].

Ek yerinin sağlamlığı kadar şok ve yorulmalara karşı çalışma esnasında dayanması için keskin ek yerlerinden kaçınılmalı gerilimin yumuşak geçişler ile parça geneline yaymak gerekmektedir. Uygun ek yeri tasarımı bu kapsamda çok önemlidir.

Karmaşık geometrilerin üretilmesi ve birleştirilmesinde sert lehimleme işlemi ekonomik bir yöntemdir. Karmaşık montajlar basit alt parçaların sert lehimleme işleminde birleştirilmesi ile üretilebilir. Bu sayede yüksek çalışma sıcaklarında, yüksek basınçlarda çalışabilecek, şok ve yorulmalara karşı dayanabilecek parçalar üretmek mümkündür.

Büyük birleşme yüzeylerinin olduğu durumlarda da sert lehimleme işlemi tercih edilen yöntemdir. Bu parçaların birleştirilmesinde yapışma ile birleştirilme, lehim ve kaynak kullanılabilir ancak bu birleştirme yöntemleri mukavemet ve korozyon direnci kayıplarına neden olacaktır. Sert lehimleme işleminde birleştirilecek yüzeyler arasına konan düz ve temiz folyo ile birleşme yüzeyleri %100 birleştirilmiş ve röntgen ışınları testleri ile gözlemler yapılmıştır.

Birleştirme işlemlerinde ısı kullanıldığı takdirde gerilim oluşumu kaçınılmazdır. Bu gerilimler parçaların boyutsal toleranslardaki kararlılığını olumsuz etkiler. Bu yüzden bu gerilimlerin mümkün olduğunca azaltılması parça geneline yayılması gerekmektedir. Keskin köşelerde gerilimin tırmanmasına izin verilmemelidir. Sert lehimleme işleminin füzyon kaynağı ile karşılaştırıldığında iki büyük avantajı vardır. Bunlardan ilki, sert lehimleme işleminin gerçekleştiği sıcaklık füzyon kaynağından daha azdır. Bu sayede ısı kaynaklı daha az gerilim oluşur. İkinci avantajı ise ısı parça geneline daha orantılı dağılır. Füzyon kaynağındaki gibi lokal aşırı ısınmalar gözükmez. Parça genelindeki düzgün ısı dağılımı sıcaklık dağılımını olumlu etkileyeceğinden çarpılmalar da minimize edilmiş olur. Alevli sert lehimleme ve indüksiyon sert lehimleme işlemlerinde lokal ısınmalar fırında yapılan sert lehim işlemine göre fazladır. Ancak, bu lokal ısınmalar ile oluşabilecek ısıl gerilmeler yine de füzyon kaynağından az olacaktır.

Sert lehimleme işlemi farkı türden malzemelerin birleştirilmesi için etkili bir yöntemdir. Örneğin bakır ve alüminyum malzemeler paslanmaz çelik ile sert lehimleme ile birleştirilebilir. Tungsten karbür kesiciler çelik üzerine birleştirilebilir. Saf grafit, nikel alaşımları ile sert lehimlemeyle birleştirilebilir.

Sert lehimleme işlemi ile metal malzemeler ve seramik malzemeler birleştirilebilir. Bu işlem fırın atmosferinde gerçekleştirilen bir işlemdir. Parça her tarafından eşit bir şekilde, yavaşça ısıtılarak ve soğutularak ısıl gerilimlerden arındırılır.

Sert lehimleme işlemi ile boyutsal hassasiyetleri korumak mümkündür. Isının etkin olduğu işlemlerde genellikle tolerans kayıpları yaşanacağı düşünülür ancak sert lehim işlemi için bu geçersizdir. Isıtma ve soğutmadan kaynaklı ölçüsel değişimler, mekanik işleme sırasında oluşan gerilimlerle karşılaştırıldığında ihmal edilecek seviyede kalmaktadır [53].

Diğer yöntemlerle karşılaştırıldığında yukarıda belirtilen sebeplerden dolayı sert lehimleme işleminin benzersiz özelliklerinin olduğu görülmektedir.

### 3.4. Deney Sistemi Tasarımında Kullanılan Cihazlar

Deneyde kullanılan ekipmanlar Resim 3.7'de gösterilmiştir. Aşağıda bu kullanılan elemanların özellikleri ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır.



a)



b)

Resim 3.7. Deney düzeneğinin a) yalıtımsız hali ve b) yalıtımlı hali

### 3.4.1. Isıl çiftler

Deneyde kullanılan ısıl çiftler, mineral izoleli Cu-Ni metal alaşımından oluşan J tipi elemanlardır. Bu elemanlar aşağıdaki özelliklere sahiptir. Kompanzasyon kablosu 1.5 m'dir. Mineral izoleli uç uzunluğu 10 cm, çapı 1 mm'dir. -210°C 'den 1200°C'ye kadar ölçüm yapabilmektedir. Kullanılan ısıl çiftin hata oranı %0.75'tir.

### 3.4.2. Veri kaydedici

Deneyde kullanılan ısıl çiftler aşağıda fotoğrafı görülen veri kaydediciye bağlanarak sıcaklıkların ne zaman kararlı hal değerlerine oturduğu gözlemlenmiştir ve kararlı hal sıcaklık değerleri veri kaydediciden okunmuştur. Veri kaydedicinin markası GRAPHTEC, modeli GL450'dir.



Resim 3.8. Veri kaydedici – GRAPHTEC GL450

Analog gerilim, sıcaklık ve nem ölçebilen ve kaydedebilen çok amaçlı bir cihazdır. Özellikle çok kanaldan, düşük örnekleme hızında ve uzun süre veri kaydetmeye yönelik bir modeldir; bu sebeple sıcaklık değişimi gibi oldukça yavaş değişen parametrelerin ölçümü için idealdir. Çıkışına takılan bir terminal birimi sayesinde 20 kanaldan sıcaklık ölçümü yapabilmektedir. Veri kaydedicinin veri sayfasında J tipi ısı çifti için  $-100^{\circ}\text{C}$  ile  $+100^{\circ}\text{C}$  aralığındaki ölçüm hassasiyeti  $\pm 1.7^{\circ}$  olarak verilmektedir.

### 3.4.3. Kompakt anemometre, cihaza monteli termal hız probu

Deneyde kanal içindeki hava akış hızını ölçmek amacıyla sıcak tel hız probu kullanılmıştır. Bu probun bağlandığı cihazın markası TESTO, modeli 400'dür. Fotoğrafı aşağıda gösterilmiştir. İlgili problemlerle hız, debi, basınç, nem, sıcaklık, hava kalitesi (CO<sub>2</sub>) gibi değerleri ölçebilen çok amaçlı bir cihazdır.



Resim 3.9. Kompakt anemometre – TESTO 400

Cihaza takılan ısı hız probu 0-20m/s hız aralığını 0.01m/s çözünürlükte ve  $\pm 0.02$ m/s hassasiyette ölçebilmektedir.

#### 3.4.4. Fark basınç sensörü

Deneyde kullanılan fark basınç sensörünün markası SENSIRION, modeli SDP1000-L'dir. İki nokta arasındaki diferansiyel basıncı ölçer. Hava ve girişken olmayan gazlar için uygundur. Görece düşük basınç farklarını ölçtüğü için oldukça hassas ölçüm yapabilmektedir. Kullanılan sensörün fotoğrafı aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.



Resim 3.10. Fark basınç sensörü – SENSIRION SDP1000-L

SENSIRION firmasının CMOSens teknolojisi sayesinde çok az bir hava akımı ile basınç ölçümü yaparak ölçtüğü noktayı asgari şekilde etkilemektedir. İçerisindeki ısı fark basıncı sensöründen aldığı analog veriyi dijital olarak işleyerek sıcaklık kompanzasyonu ve lineerizasyon işlemi yapmaktadır; böylece çıkışından okunan analog gerilim tamamen ölçülen basınçla lineerdir ve sıcaklık kompanzasyonu da yapılmış haldedir. Ayrıca, ölçtüğü basınç farkı bağlantı yönünden bağımsızdır.

-20Pa ile +500Pa arasında ölçüm yapabilmektedir. 5V'luk doğru akım kaynağı ile beslenmektedir. Çıkış gerilimi 0.25V ile 4V arasında değişirken ölçtüğü diferansiyel basınç farkı da 0Pa ile 500Pa arasında lineer olarak değişmektedir. 25°C ortam sıcaklığındaki hata oranı  $\pm\%1$ , 0°C ile 50°C arasındaki azami hata oranı ise  $\pm\%1.5$ 'tir. Ortam çalışma sıcaklık aralığı -10°C +60°C'dir. Sensörün veri sayfasında, sensörün kullanıldığı rakıma göre kompanzasyon katsayıları verilmiştir. Benzer kompanzasyon katsayıları basınç sensörü ile basıncın ölçüldüğü noktalar arasında kullanılan boruların çapı ve uzunluğu için de verilmiştir. Böylelikle daha doğru ölçümler alınabilmektedir.

Sensörün boyutları 30x30.5x18.3mm, ağırlığı 14g'dır. Sızdırmazlık seviyesi IP 20'dir.

### 3.4.5. Elektrikli ısıtıcı

Deneyde kullanılan ısıtıcı, alüminyum şasele tel sarım indüktif dirençtir. Elektriksel direnci  $22\Omega$  , sadece kendi şasesinden soğuduğu durumda atabildiği azami güç 25W'tır. Deneyde olduğu gibi soğutulduğu durumda çok daha fazla ısı atabilmektedir. Çalışma sıcaklık aralığı  $-55^{\circ}\text{C}$   $+275^{\circ}\text{C}$ 'dir. Aşağıdaki şekilde kullanılan elektrikli ısıtıcılar gösterilmektedir.



Resim 3.11. Elektrikli ısıtıcı

Her bir kanatçığı ısıtan metal plakaya bu ısıtıcıdan 2'şer adet monte edilmiştir. Monte edilirken ısıl kontak dirençler asgari düzeyde tutulmaya çalışılmıştır ve ısıtıcılar plakaya ısıyı olabildiğinde eşit atmaya uygun şekilde konumlandırılmıştır. 2 adet  $22\Omega$  paralel bağlanarak  $11\Omega$ 'luk eşdeğer bir direnç elde edilmiştir. Aşağıdaki temel güç denklemi kullanılarak kabaca ısıtıcıya uygulanması gereken gerilimler hesaplanmıştır.

$$P = \frac{V^2}{R}$$

Oluşturulan konfigürasyonda  $R$   $11\Omega$ 'dur. Sırasıyla  $P$ 'nin 40W, 60W ve 80W değerleri için  $V$ 'nin 20.97V, 25.69V ve 29.66V olması gerektiği kabaca

hesaplanmıştır. Fakat direnç değeri toleransından ve direnç değerinin sıcaklıkla değişmesinden dolayı bu değerlere doğrudan kullanılmamıştır. Bu değerlerle ısıl dengeye gelindikten sonra güç kaynağı üzerinden okunan gerilim ve akım değerleriyle ısı atımı hesaplanmıştır ve tam değerlere (40W, 60W, 80W) ulaşınca dek ince gerilim ayarı yapılmıştır. Ayrıca, ısıtıcının azami çalışma gerilim değeri 500V olduğu için kullanımı uygundur.

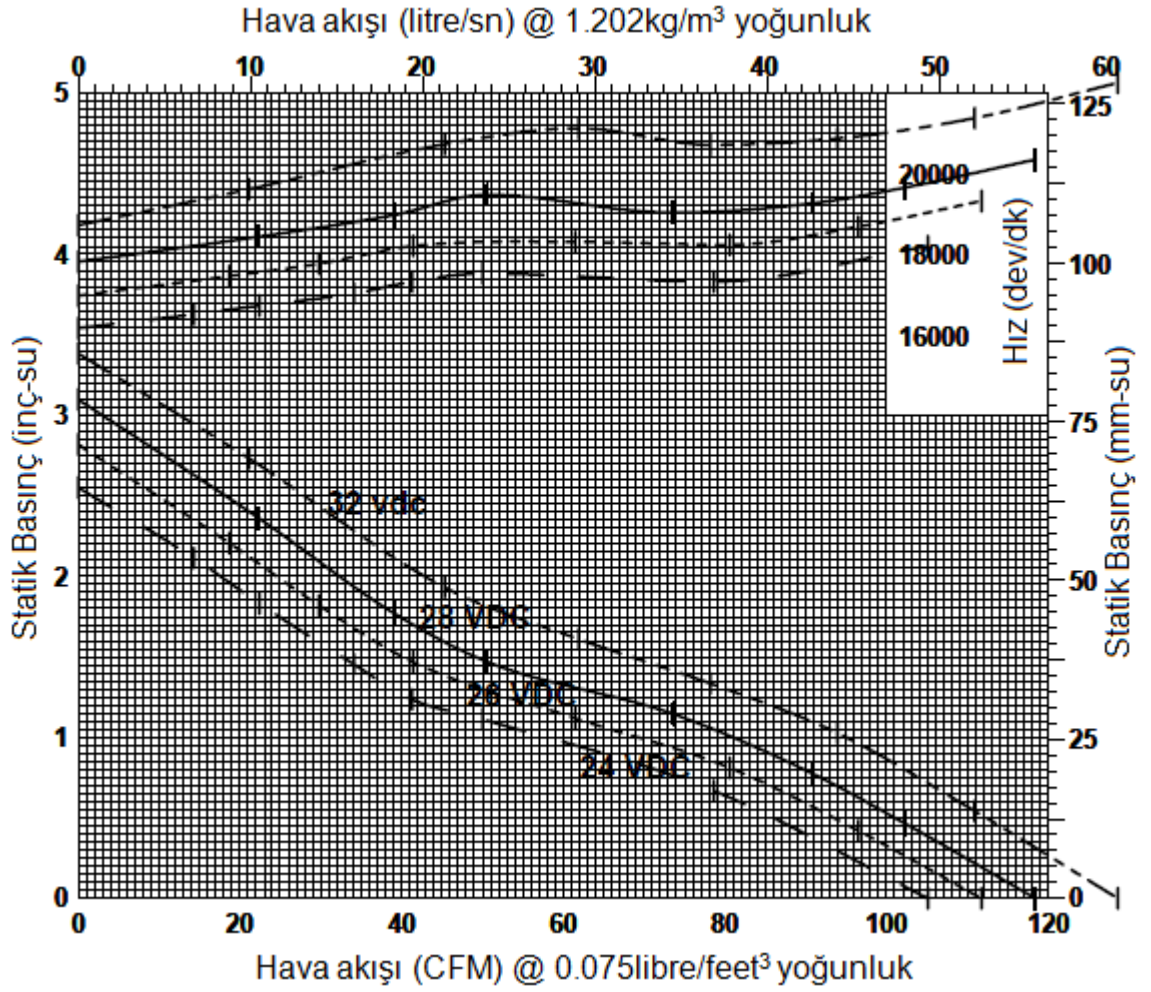
### 3.4.6. Fan

Deneyde kullanılan fanın markası AMETEK ROTRON, tipi Propimax 2, modeli PX2L3055SF'dir. Eksenel bir fanıdır. Fanın çapı 82.5mm, yüksekliği 31.8mm'dir. Ağırlığı ise 180gr'dır. Seçilen fanın fotoğrafı aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Resim 3.12. Fan – AMETEK ROTRON Propimax 2 PX2L3055SF

Bu fanın seçimi şu şekilde gerçekleşmiştir: Deney düzeneği kurulduktan sonra birkaç fanla denemeler yapılmıştır. Kullanılan fanların kanal içinde istenen hava akışlarını oluşturamadığı görülmüştür. Kanal oldukça dirençli bir yapıda olduğu için, istenen hava akış değerlerini sağlamak için daha yüksek statik basınç oluşturabilen fanlar araştırılmıştır. Bu da yüksek devirli bir fan demektir. Seçilen bu fan yüksek devirde çalışabildiğinden dolayı yüksek statik basınç oluşturabildiği gözlemlenmiştir.



Şekil 3.3. Fanın çalışma eğrisi

Doğru akım kaynağı tarafından beslenebilmektedir. Nominal çalışma gerilimi 28V'tur ve bu gerilimde 1.3A çekmektedir; bu da 36W'lık bir güce karşılık gelmektedir. Azami 85 °C'lik ortam sıcaklığında çalışabilmektedir. Nominal çalışma gerilimindeki devri 19500 dev/dk'dır. Nominal gerilimde yaratabildiği azami hava akışı 118CFM, oluşturabildiği azami statik basınç 3.1 inç-su'dur. Fanın çalışma eğrisi Şekil 3.3.'te verilmiştir.

### 3.4.7. Doğru akım güç kaynağı

Deney düzeneğinde tek tip doğru akım güç kaynağı kullanılmıştır. Elektrikli ısıtıcı, fan ve basınç sensörü olmak üzere doğru akımla beslenen 3 adet cihaz bulunmaktadır. Her biri için birer adet güç kaynağı kullanılmıştır.

Kullanılan güç kaynağının markası AGILENT, modeli E3634A'dır. Bu güç kaynağı tek çıkışlıdır fakat seçilebilen 2 farklı çıkış gerilim/akım aralığı vardır: 0-25V/0-7A ya da 0-50V/0-4A. Basınç sensörü sabit 5V ile çalışmaktadır; fan ve elektrikli ısıtıcılar ise farklı hava akış debilerinde ve ısı yüklerinde çalıştırılmak istendiklerinden ayarlanabilir gerilime ihtiyaç duymaktadır. Bu sebeple ayarlanabilir çıkış gerilimine sahip bir güç kaynağının seçilmiştir. Ayrıca, çalışma koşulları içinde zaman zaman fanın ve elektrikli ısıtıcıların geriliminin 25V'un üstünde olması gerektiği durumlar olmuştur. Bu durumda 50V'luk çıkış gerilim aralığı kullanılmıştır.

Yük regülasyonu, hat regülasyonu, gerilim ayarı hassasiyeti ve benzeri elektriksel özellikleri açısından çok üstün bir cihazdır. Deney açısından önemli olan özelliği ise şu olmuştur: 1mV seviyesinde ayarlanabilen çıkış gerilimi sayesinde çok hassas gerilim ayarı yapılabilmektedir. Böylelikle ısı atımı ayarı (40W, 60W, 80W) kolaylıkla yapılabilmektedir. Daha da önemlisi fan gerilimi ayarı hassas bir şekilde yapılabilmektedir. Özellikle düşük fan devirlerinde fan gerilimindeki en ufak değişimin fanın devrini aşırı miktarda değiştirdiği gözlemlenmiştir. İstenen hava akışını tutturabilmek için gereken gerilim ayarı hassasiyeti kullanılan güç kaynağında mevcuttur. Aşağıdaki şekilde kullanılan güç kaynağı görülmektedir.



Resim 3.13. Doğru akım güç kaynağı – AGILENT E3634A

Ayrıca, güç kaynağı 1mA hassasiyetinde çıkış akımını da okumaktadır. Bu özelliği sayesinde elektrikli ısıtıcının ısı atımı hassas bir şekilde okunan gerilim ve akım değerlerinin çarpımı sayesinde hassas bir şekilde hesaplanabilmektedir.

### 3.4.8. Multimetre

Deneyde kullanılan fark basınç sensörünün çıkışı 0-5V arası analog bir gerilimdir. Bu gerilimi ölçmek amacıyla multimetre kullanılmıştır. Kullanılan multimetrenin markası FLUKE, modeli 189'dur. Fotoğrafı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Resim 3.14. Multimetre – FLUKE 189

Çok fonksiyonlu bir cihazdır; doğru/alternatif akım/gerilim, sıcaklık, kapasitans, direnç, frekans gibi değerleri farklı aralıklarda ve hassasiyetlerde ölçebilmektedir. Deney açısından önemli olan özelliği ise gerilim ölçüm hassasiyetidir: 0-5V aralığındaki doğru gerilim ölçüm hassasiyeti %0.025, çözünürlüğü ise 100µV'tur.

### 3.4.9. Kızılötesi kamera

Deney sırasında alınan ısı görüntüleri aşağıdaki şekilde görülen kızılötesi kamera ile çekilmiştir. Markası FLIR, modeli T200'dür. Kızılötesi kamera modülünün çözünürlüğü 200x150'dir. Ayrıca, 1.3 megapikselli görsel kamera modülü de bulunmaktadır; bu da 'görsel fotoğraf içinde ısı fotoğraf çekimine imkan tanımaktadır.



Resim 3.15. Kızılötesi kamera – FLIR T200

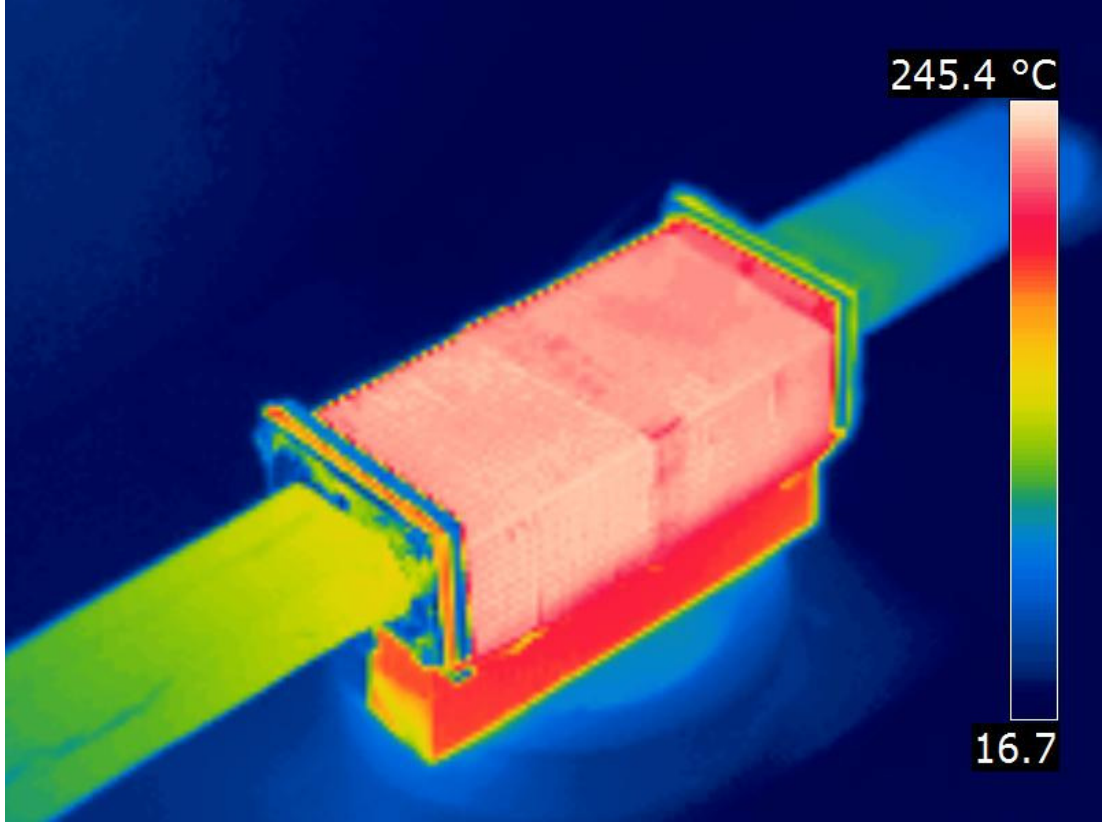
Kızılötesi kamera modülünün oluşturduğu çıktı dosyası ısı görüntünün yanında ham olarak her bir pikselin ölçtüğü sıcaklık değerini de içermektedir. Ham sıcaklık bilgisi, bilginin kullanılmasında azami esneklik sağlamaktadır. Bilindiği gibi sıcaklık ölçümünün alındığı yüzeyin yansımaya katsayısı ölçüm sonucunu çok etkilemektedir. Bu yüzden cihazda bununla ilgili kalibrasyon yer almaktadır. Cihazın veri sayfasında, 30°C ortam sıcaklığındaki ölçüm hassasiyeti 0.1°C olarak verilmiştir. Fakat sonucu daha fazla etkileyen nokta yansımaya katsayısının kalibrasyonunun doğru yapılmasıdır. Deneyde buna dikkat edilmeye çalışılmıştır. Isıl çiftlerle aynı yerden ölçüm alınıp yansımaya katsayısı kalibre edilmiştir.

## 4. ÖLÇÜMLER VE DENEYLERİN YAPILIŞI

### 4.1.Sıcaklık Ölçümü

Deney düzeneğinde sıcaklıkları ölçmek için 1 mm çapında J tipi mineral izoleli ısı çiftlerinden faydalanılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan ısı çiftleri, testlere başlamadan önce kalibre edilmiştir. Deney setindeki maksimum ve minimum sıcaklıklar baz alınarak Omega kalibrasyon cihazında ısı çiftleri kalibre edilmiştir. Isıl çiftlerin her deneyde aynı noktadan ölçümü alabilmesi için 1 mm çaptaki matkapla sıcaklık ölçümlerinin alınacağı yerlere delikler delinmiş ve ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Silikon yapıştırıcı yardımıyla da ısı çiftlerinin yerleri sabitlenmiştir. Daha sonra ısı çiftleri ölçülen sıcaklık değerlerinin okunabilmesi için her biri veri kaydediciye bağlanmıştır. Veri kaydedicinin kendi monitörü ve kayıt hafızasına sahip olduğundan sıcaklık verileri periyodik olarak takip edilmiştir ve sıcaklık eğrilerinin stabilizasyonları bu cihaz yardımıyla görüntülenmiştir. Yapılan testlerdeki ısı değiştiricide hava akışkanının sıcaklıklarını ölçebilmek için kanatçık girişine, kanatçık çıkışına ve kanatçığın üst yüzeyine ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Test bölgesinin giriş ve çıkışına yerleştirilen ısı çiftleri akışkanın akış yönüne dik olarak ve kanatçığın bulunduğu kanalı ortalayacak şekilde yerleştirilmiştir. Kanatçığın yüzey sıcaklığını ölçebilmek için kanatçığın üst yüzeyinin ortasına ısı çifti yerleştirilmiştir. Sıcaklık homojen olarak dağıldığından ve kanatçık yüzey alanının küçük olmasından dolayı 1 tane yüzey sıcaklığını ölçücü ısı çifti kullanılmıştır. Deney sistemine giren havanın sıcaklığını ölçmek için fanın sisteme monte edildiği yere ısı çifti yerleştirilmiştir. Odada bulunan klima 25°C'ye ayarlanmış ve fanın monte edildiği yerde bulunan ısı çiftinin sıcaklık değerleri, akışkanın kanala girişteki sıcaklığı 25°C de sabit kalmak koşulu ile sürekli kontrol altında tutulmuştur. Isı değiştiricilerin malzemesi en iyi iletkenlerden olan alüminyum 6063 ve alüminyum 3031 olmasından dolayı ısı iletim katsayısının yüksek olmasına sebep olmuş ve test bölgesinin uniform yüzey sıcaklığı meydana gelmiştir. Aşağıdaki resimde görüldüğü üzere,

termal kamera görüntüsünden de anlayacağımız gibi kanatçığı çevreleyen kanal içerisinde homojen bir sıcaklık dağılımı gerçekleşmiştir.



Resim 4.1 Kanatçıksız kanal,  $Q=60W$ ,  $Re=4500$ , termal kamera ile yüzey sıcaklığının izometrik görünüşü

#### 4.2. Debi Ölçümü

Deneylerde akışkan olarak kullanılan hava, kanal içine üfleyen fan yardımıyla sisteme verilmiştir. Akışın hidrodinamik ısı hız probu yerleştirilmiştir. Bu hız probu yardımıyla ortalama hız ölçülmüştür. Bu hızdan gidilerek havanın hacimsel debisi bulunmuştur.

### 4.3. Basınç Düşümü Ölçümü

Isı değiştiricideki havanın basınç kayıplarına, akışkanın kanatçık duvarları arasındaki sürtünme ve kanatçık cidarlarına çarpan havanın, çarparak geri dönmesiyle oluşan akış vorteksleri sebep olmaktadır. Bu sebeple deneysel sürtünme faktörü değerleri basınç farklarına bağlı olarak bulunmuştur. Isı değiştiricilerdeki basınç kayıplarını belirlemek için kanatçık girişine ve çıkışına fark basıncı ölçen sensör yerleştirilmiştir. Kanal girişinden ve çıkışından alınan değerlerle statik basınç değeri ölçülmüştür. Bu sensör 5 Volt'luk gerilimle beslenmiştir. Sensöre bağlı düşük basıncı ölçen hortumlardan biri kanatçık girişine, akışa paralel olarak yerleştirilmiştir. Sensöre bağlı yüksek basıncı ölçen hortumlardan bir diğeri ise kanatçık çıkışına, akışa paralel olarak yerleştirilmiştir. Multimetre yardımıyla okunan değer basınç birimine çevrilerek, fark basıncı bulunmuştur.

### 4.4. Deneilerin Yapılışı

Deneylere başlamadan önce DC güç kaynağına bağlı fanın gerilimi istenilen seviyeye getirilmiştir. Fan çalıştırılarak kanal içinden havanın akışı sağlanmıştır. Havanın kanal içinden akıp kanatçıklara girmeden önceki hızını ölçebilmek için akışın tam gelişmiş olduğu mesafeye anemometreye bağlı ısı hız probu yerleştirilmiştir. Bu prob, ölçüm noktasındaki havanın hızını ve sıcaklığını ölçmektedir. Daha sonra DC güç kaynağına bağlı elektrikli ısıtıcı deney sistemine verilmek istenilen ısı miktarına ayarlanmıştır. Yine aynı mesafeye yani kanatçıkların girişine ısı çiftler yerleştirilmiştir. Havanın kanatçıklara girmeden önceki sıcaklığını ölçebilmek için. Diğer ısı çiftse kanatçık çıkışına yerleştirilerek sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Kanatçığın üst yüzeyine yerleştirilen ısı çift ortalama yüzey sıcaklık değerini vermiştir. Deney setinin girişine yerleştirilen ısı çiftse sisteme giren akışkanın sıcaklığını ölçmüştür. Ölçümler alınmadan önce sistemin sürekli rejim şartlarını sağlaması için her bir test için 0.5-1 saat arasında beklenmiştir.

Sistem sürekli rejim şartlarına ulaştığında veri kaydedicideki her beş saniyede bir sistemden alınan sıcaklık değerlerinin ortalaması alınarak, sıcaklık değeri belirlenmiştir. Aynı zamanda hız ve basınç verileri de alınmıştır. Basınç sensöründen alınan veriler daha sonra basınç birimine dönüştürülmüştür. Yapılan deneylerden sürekli rejim halinde ve sistem kararlı haldeyken alınan sıcaklık ve basınç değerlerinin değişmediği gözlenmiştir.

## 5. DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANALLARDAKİ AKIŞ VE ISI TRANSFERİ İÇİN GEÇERLİ OLAN TEORİK ALTYAPIYA BAKIŞ

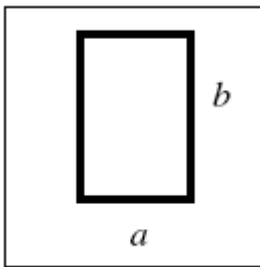
Bu ünite kanal akış kavramlarını ve çeşitli akış parametrelerini hesaplama yöntemlerini sunmak amacıyla çalışmaya dahil edilmiştir. Dikdörtgen kesitli kanallarda akış ve ısı transferine özgü karakteristikler de ayrıca sunulmuştur.

### 5.1. Kanal Akışı ve Isı Transferinde Temel Teorik Altyapı

Bu bölümde, korunum kanunlarından yola çıkılarak akış ve ısı transferinin teorisine genel bir bakış amaçlanmıştır. Kanal akışı için basınç düşümü ve ısı transfer hesaplamaları arasındaki ilişkiler sunulmuştur. Kanal kesit alan şekline göre değişen formülasyonlar için tartışma, bu çalışmayla ilintili olması bakımından dikdörtgen kesit alanlı kanallar için geçerli olan ifadelerle sınırlandırılmıştır.

### 5.2. Geometrik Değerlendirmeler

Literatürde, kanallardaki basınç düşümü ve ısı transferine ilişkin hesaplamalar için oldukça gelişmiş bir altyapı mevcuttur. Bu tip hesaplamalarda sıklıkla karşılaşılan, kanal akışı için iki önemli geometrik parametre  $\alpha$ , en boy oranı ve  $D_h$ , hidrolik çaptır. Aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi, kısa kenarı  $a$  ve uzun kenarı  $b$  olan dikdörtgen kesit alanlı kanal için  $\alpha$  ve  $D_h$  aşağıdaki gibi ifade edilir.



Şekil 5.1. En boy oranı ve hidrolik çap tanımı için verilen bir dikdörtgen kanal kesiti

$$\alpha = \frac{a}{b} \quad (5.1)$$

$$D_h = \frac{4A_k}{P} \quad (5.2)$$

ki burada  $A_{ch}$  kanalın kesit alanını,  $P_w$  ise iç çevreyi ifade eder.

$$A_k = 4ab \quad (5.3)$$

$$P = 2(a + b) \quad (5.4)$$

### 5.3. Giriş Etkileri

Akışın karakteristiğini belirlemek için kullanılır. Kanal akışı için Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{u_m D_h}{\nu} \quad (5.5)$$

şeklinde tanımlanır.

Laminer akışlarda hidrodinamik gelişen bölgenin uzunluğunun,  $L_h$ , genel olarak hidrolik çap ve Reynolds sayısına aşağıdaki bağıntı ile bağlı olduğu kabul edilir.

$$\frac{L_h}{D_h} = 0.05Re \quad (5.6)$$

Pek çok deneysel çalışmalarda bu bağıntı hidrolik çapa göre yaklaşık değerler almaktadır.

Hartnett [55], dikdörtgen kesitli kanallarda hidrodinamik gelişmiş bölgeyi  $\alpha=0.1, 0.2, 1$  ve  $Re>4000$  olduğu durumlar için tahmini hidrodinamik gelişmiş bölgeyi  $L_h/D_h < 20$  bağıntısıyla bulmuştur.

Türbülanslı akışta hidrodinamik giriş uzunluğunun en genel tatmin edici yaklaşım reynolds sayısından bağımsız, yaklaşık olarak

$$10 < \frac{L_h}{D_h} < 60 \quad (5.7)$$

bağıntısıyla belirlenmiş olur [56].

#### 5.4. Gelişen Akış

Genelde mikrokanal ve minikanal uygulamalarında ihmal edilen termal giriş uzunluğu kanal akışı için aşağıdaki biçimde ifade edilir:

$$\frac{L_t}{D_h} = cRePr \quad (5.8)$$

ki burada  $L_t$  termal giriş uzunluğu,  $c$  dikdörtgen kanallar için 0.1 alınabilecek bir sabittir [61].

#### 5.5. Isıl Direnç

Sürtünme faktörü ve konvektif ısı transfer katsayısı, kanal akışının hidrolik ve ısı karakteristiğinin temsilcileri olmalarına rağmen bir ısı alıcının termohidrolik performansı yaygın olarak basınç düşümü ve ısı direnç kavramıyla karakterize edilir. Bir ısı alıcının ısı direnci, yaygın olarak  $^{\circ}C/W$  cinsinden verilir, ısı alıcının birim taban alanına ( $1m^2$ ) uygulanan birim ısı akışının ( $1W$ ) ısı alıcının taban sıcaklığı ( $T_y$ ) ile soğutucu akışkanın ortalama

sıcaklığı ( $T_m$ ) arasında oluşturduğu sıcaklık farkı olarak tanımlanır. Bu, herhangi bir  $q$  ısı yükü ile ifade edilirse, aşağıdaki denklem elde edilir [60].

$$R_{HS} = \frac{(T_y - T_m)A_t}{q} = \frac{\theta_b A_t}{q} \quad (5.9)$$

Denklemden  $A_t$  ısı alıcının taban alanını ifade etmektedir.

Isıl direnç kavramı elektronik soğutma uygulamalarında önemlidir çünkü bu değer -ısı yükü ve soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı bilindiği durumlarda- ısı alıcının taban sıcaklığını hesaplamada kullanılır. Genelde ısı alıcının taban değerinin belirli bir limiti aşmaması gerekmektedir. Isıl direnç tanımındaki sıcaklık artışı konvektif ısı transfer katsayısına bağlı olduğu için, bu değer Nusselt sayısı tarafından belirlenir ve en boy oranı ve Reynolds sayısının bir fonksiyonudur ısıl direncin değeri soğutucunun akış hızına ve kanal geometrisine bağlıdır. Sürtünme faktörü ve dolayısıyla basınç düşümü de Reynolds sayısının bir fonksiyonudur. Bundan dolayı sürtünme faktörü de soğutucu akış hızına ve kanal geometrisine bağlıdır. Sonuç olarak, soğutucu akış hızı hem ısı alıcının soğutma performansı üstünde hem de belirli bir kanal geometrisi üzerinde o akışı oluşturmak için gereken pompalama gücü üstünde büyük bir etkiye sahiptir. Elektronik soğutma uygulamalarında soğutma performansı ile pompalama gücü arasındaki optimizasyon sıklıkla zor bir uğraş olmaktadır. Genellikle ilk adım olarak bir ısı alıcısı için yeterli soğutma sağlayan, izin verilen azami ısıl direnç değeri belirlenir. Sonra, akış hızı/kanal geometrisi çiftlerinden oluşan kümeden ısıl direnç değeri belirlenen azami değerden az olan çiftler arasında uygun olan bir tasarım seçilir.

## 5.6. Sürtünme Faktörü

Kısa kanallardaki akış gibi giriş etkilerinin önemli olduğu durumlar için, görünen sürtünme faktörü,  $f$ , sürtünme ve gelişen akış etkileri kaynaklı

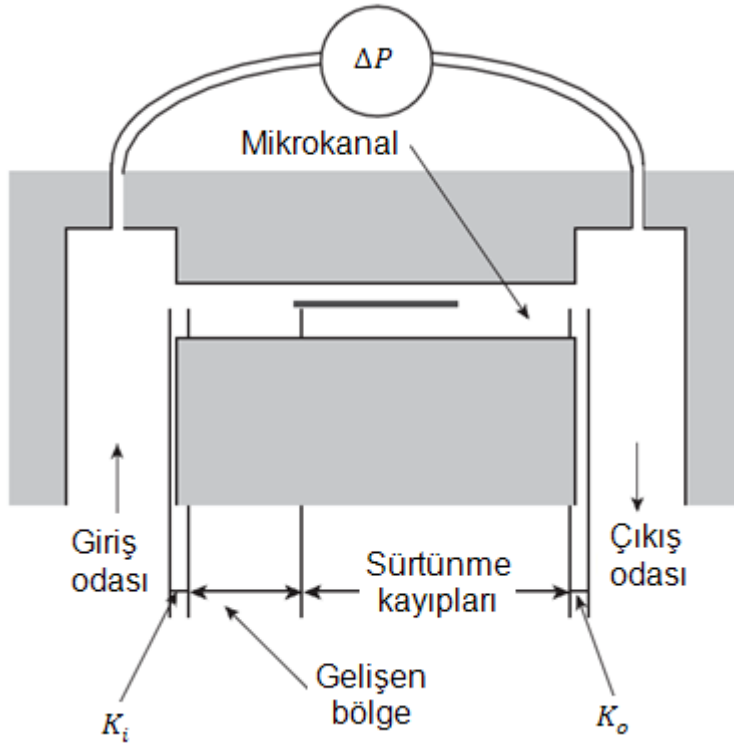
basınç düşümünü açıklamak için kullanılır. Kanal girişinden başlayıp  $L_{ch}$  uzunluğundaki kanal boyunca oluşan, modifiye edilmiş sürtünme faktörü,

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L_{ch}}{D_h} \frac{\rho u_m^2}{2}} \quad (5.10)$$

şeklinde hesaplanabilir.

### 5.7. Isı Değiştiricilerde Toplam Basınç Düşümü

Duvar sürtünmesinden kaynaklanan basınç düşümünü izah eden denklemler verilmiştir. Ancak, kanal boyutları küçük olan ısı değiştiricilerde akış boyunca noktasal basıncı ölçmek zor olduğu için araştırmacılar giriş ve çıkış basınç odaları arasındaki basınç düşümünü ölçmeyi tercih etmişlerdir.



Şekil 5.2. Mikrokanal girişi ve çıkışı arasındaki basınç düşümüne neden olan etkilerin şematik gösterimi. [57]

Bu basınç düşümü giriş, büküm ve çıkış kayıplarının, gelişen bölge etkilerinin ve ana sürtünme kayıplarının bileşimini içermektedir. Ölçülen basınç düşümü, Steinke and Kandlikar [57] tarafından sunulan ve Şekil 5.2'de de gösterilen bu etkilerin toplamıdır.

### 5.8. Kapalı Oluklardaki Isı Transferi

Kanal ve boru gibi kapalı oluklardaki sayısız akış uygulamasından dolayı bu tür akışların net bir şekilde anlaşılması oldukça önem arz etmektedir. Isıl mühendisliği bakış açısıyla, kanal ve boru akışı için en önemli parametreler basınç düşümü ve birim zamandaki ısı transfer miktarıdır; çünkü bu parametreler akışı oluşturmak için gerekli giriş gücünü ve sistemin ısı performansını tanımlarlar.

Kanal duvarından akışkana ya da akışkandan kanal duvarına olan taşınımı ısı transferi Newton'un Soğuma Kanunu ile ifade edilir:

$$\dot{Q} = h (A_y)(T_y - T_m) \quad (5.11)$$

burada  $\dot{Q}$  ısı transferini,  $h$  ortalama taşınım ısı transfer katsayısını,  $A_y$  toplam ısı transfer alanını,  $T_y$  kanal duvarı yüzey sıcaklığını,  $T_m$  ise ortalama akışkanın giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Özellikle duvar yüzey sıcaklığının sabit olmadığı durumlarda ısı transferi, logaritmik ortalama sıcaklık farkını kullanarak daha hassas bir şekilde ifade edilebilir:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_y - T_{hg}) - (T_y - T_{hc})}{\ln \left( \frac{T_y - T_{hg}}{T_y - T_{hc}} \right)} \quad (5.12)$$

burada  $T_{hg}$  ve  $T_{hc}$  akışkanın sırasıyla giriş ve çıkış sıcaklığını ifade etmektedir. Kanal iç yüzeyinden akışkana doğru olan ısı transferi ısı akısı cinsinden de ifade edilebilir:

$$Q^u = \frac{q}{A_y} = h_{ave}(T_y - T_m) = h_{ave}\Delta T_{LMTD} \quad (5.13)$$

Toplam ısı transfer hızı, akışın girişi ve çıkışı arasındaki enerji kazancı olarak şu şekilde belirtilebilir:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (5.14)$$

burada  $\dot{m}$  kütle akış hızını,  $c_p$  ise sabit basınç altındaki özgül ısıyı ifade etmektedir.

Belirtilen bir geometrinin yüzeyinde gerçekleşen taşınım ısı transferinin ölçüsü birimsiz bir parametre ile karakterize edilir. Bu parametre, yüzeydeki sıcaklık gradyanı olarak tanımlanan Nusselt sayısıdır, ki burada  $h$  bölgesel taşınım ısı transfer katsayısını, ifade etmektedir. Akışkan ve kanal duvarları arasındaki ısı transferi için  $Nu$  aşağıdaki gibi verilir:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (5.15)$$

## 5.9. Türbülans Etkisi

DeneySEL sonuçların doğrulanması amacıyla boru içindeki tam gelişmiş akış için literatürdeki ampirik bağıntılar Dittus-Boelter, Sieder – Tate, Petukhov ve Gnielinski'nin elde etmiş olduğu ifadeler kullanılarak doğrulama yapılmıştır. Literatürde yer alan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için ampirik ifadeler aşağıda verilmiştir.

Nusselt sayısı bağıntıları:

Dairesel ve Dikdörtgen kanallarda yaklaşık Nusselt sayıları birbirine yakın çıkmaktadır. Bu sebeple dikdörtgen kanallarda Nusselt sayısı hesabı yaparken dairesel kanallar için bulunan Nusselt sayısı denklemleri, hidrolik çapı dikdörtgen kanala göre hesaplayıp, kullanılabilir [58].

Türbülansın hesaba katılması gereken durumlarda, sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı için kıyaslanabilir hassasiyet derecelerinde birçok bağıntı mevcuttur.

Petukhov [72, 73]

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 10^6 \\ 4000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \end{array} \quad (5.16)$$

Gnielinski [74]

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 10^6 \\ 2300 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \end{array} \quad (5.17)$$

Nusselt [75]

$$Nu = 0.024Re^{0.786}Pr^{0.45} \quad \begin{array}{l} Pr < 1 \\ 2300 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \end{array} \quad (5.18)$$

Drexel ve McAdams [76]

$$Nu = 0.021Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad \begin{array}{l} Pr \leq 0.7 \\ 10^4 \leq Re \leq 10^5 \end{array} \quad (5.19)$$

Mills [77]

$$Nu = 0.0397Re^{0.73}Pr^{1/3} \quad \begin{array}{l} Pr \approx 0.7 \\ 10^3 \leq Re \leq 10^5 \end{array} \quad (5.20)$$

Sürtünme faktörü bağıntıları:

Türbülansın hesaba katılması gereken durumlarda, sürtünme faktörü için kıyaslanabilir hassasiyet derecelerinde birçok bağıntı mevcuttur. Bunlardan deney sistemimize uyan bağıntılar:

Drew [62]

$$f = 0.0014 + 0.125Re^{-0.32} \quad 4 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (5.21)$$

Blasius [63]

$$f = 0.0791Re^{-0.25} \quad 4 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (5.22)$$

Bhatti ve Shah [58]

$$f = (1.0875 - 0.1125\alpha) f_c \quad \begin{array}{l} 0 \leq \alpha \leq 1 \\ 50000 \leq Re \leq 10^7 \end{array} \quad (5.23)$$

Bhatti ve Shah'ın bağıntısı, Techo'nun sürtünme faktörü denklemine bağlı olarak bulunmaktadır.

Techo ( $f_c$ ) [64]

$$\frac{1}{\sqrt{f_c}} = 1.7372 \ln \frac{Re}{1.964 \ln Re - 3.8215} \quad 10^3 \leq Re \leq 10^7 \quad (5.24)$$

Dikdörtgen kanallardaki akışın bütün modlarındaki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü bağıntıları sunulmuştur. Bu bağıntıları kullanarak dikdörtgen kanal boyunca oluşan basınç düşümü kanalların sürtünme faktörü hesaplanabilir. Çok sayıda araştırmacının geleneksel boyutlardaki kanallar için çıkarılan bağıntıların minikanallar için geçerli olmadığı iddia etmesine rağmen, yakın geçmişte yapılan çalışmalar bu bağıntıların minikanallardaki akış ve ısı transferinde de kullanıldığı çalışmalar mevcuttur [59].

### 5.10. Genişletilmiş Yüzeylerden Isı Transferi

Incropera ve DeWitt [65], soğutucu tabanı ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı  $\theta_b$  sebebiyle soğutucudan soğutucu akışkana atılan ısı ile kanatçık verimi kavramı arasında bir bağıntı kurmuştur. Kanatçık verimi, kanatçıktan soğutucu akışkana olan gerçek ısı transferi  $q$ 'nın  $q_{max}$ 'a oranıdır.  $q_{max}$  ise kanatçığın yüzey alanından aynı sıcaklık farkı  $\theta_b$  ve aynı konveksiyonel ısı transfer katsayısı ile teorik olarak atılabilecek ısı miktarıdır.

$$\eta_f = \frac{q}{q_{max}} = \frac{q}{hA_y\theta_b} \quad (5.25)$$

Burada  $h$  konveksiyonel ısı transfer katsayısını,  $A_y$  ise kanatçığın ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanını ifade etmektedir. Adyabatik kanatçık koşulunda dikdörtgen kanatçıklar için kanatçık verimi aşağıdaki gibi bulunmuştur [65]:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \quad (5.26)$$

Burada  $L_c$ , kanatçığın uzunluğu olan  $L$ 'ye ve kalınlığı olan  $t_f$ 'ye bağlı olan kanatçığın karakteristik uzunluğunu ifade etmektedir.

$$L_c = L + \frac{t_f}{2} \quad (5.27)$$

$m$  şu şekilde ifade edilir:

$$m = \sqrt{\frac{hP_w}{kA_k}} \quad (5.28)$$

Burada  $h$  ısı transfer katsayısını,  $P_w$  kanatçık çevresini,  $k$  kanatçık malzemesinin ısı iletkenliğini,  $A_k$  ise kanatçığın kesit alanını ifade etmektedir.

Kanatçık dizileri için,  $ki$  bu mikrokanal soğutucunun temsilidir, toplam yüzey verimi  $\eta_o$  soğutucunun bütün yüzeylerinin toplam verimini karakterize eder:

$$\eta_o = \frac{q_t}{q_{max}} = \frac{q_t}{hA_y\theta_b} \quad (5.29)$$

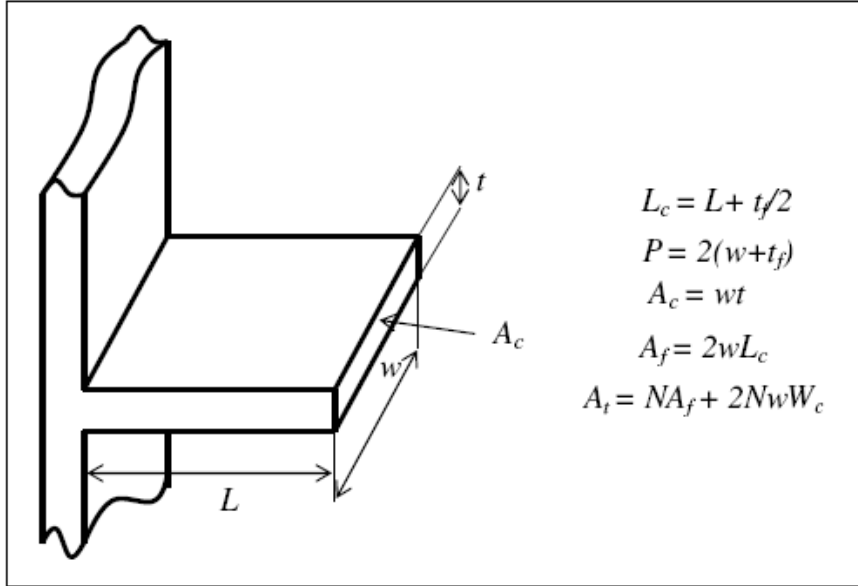
Burada  $q_t$  soğutucu ile soğutucu akışkanı arasında transfer edilen gerçek ısıyı,  $A_y$  ise soğutucunun soğutucu akışkana maruz kalan yüzey alanını ifade eder. Toplam yüzey verimi aşağıdaki şekilde verilir:

$$\eta_o = 1 - \frac{NA_f}{A_y}(1 - \eta_f) \quad (5.30)$$

Toplam yüzey verimi hesaplandıktan sonra, soğutucu tabanının sıcaklığının soğutucu akışkanın sıcaklığından kaç derece fazla olacağı aşağıdaki şekilde elde edilebilir:

$$\theta_b = \frac{q_t}{\eta_o} hA_y \quad (5.31)$$

Geometrik parametreler Şekil 5.3'te gösterilmiştir.



$$A_c = wt_f \quad P_w = 2(w + t_f)$$

Şekil 5.3. Kanatçığın geometrik parametreleri

### 5.11. Newton Uyumlu Kapsam

Navier-Stokes denklemleri, akışkan hareketinin göreceli (izafi) olmadığını varsayan Newton uyumlu kapsama dayanır [66]. Bu koşul, karakteristik hızın ışık hızından çok düşük olduğunu ima eder ki bu koşul mikro ölçekli akışlar da dahil olmak üzere tüm akışlar için geçerlidir.

### 5.12. Süreklilik Yaklaşımı

Navier-Stokes denklemleri akışkanın sonsuza kadar bölünebilir olduğu varsayımına dayanır. Başka bir deyişle yoğunluk, basınç, hız ve kesme ("shear") stresi gibi bölgesel akış özellikleri akış elementleri üzerinden hesaplanan ortalamalar olarak tanımlanabilir. Bu akış elementleri akışkanın mikroskobik yapısına oranla yeterince büyük iken, akış özelliklerinin değişimini tanımlayabilmek için diferansiyel kalkülüsün kullanımına izin verecek şekilde akışkanın makroskobik gradyanlarına oranla yeterince küçük

akış elementleri olarak tanımlanabilir [66]. Bu yaklaşım neredeyse her zaman karşılanır; istisna olarak nano cihazlar ve şok dalgaları içindeki akışlar gibi uzaysal uzunluk ölçeği moleküller arası ortalama mesafeyle kıyaslanabilir seviyede olan akışlar verilebilir [67].

### 5.13. Termodinamik Denge

Navier-Stokes denklemleri bütün akış özelliklerinin bölgesel termodinamik dengede olduğu yaklaşımına da dayanır. Bu yaklaşım, akışkan içerisindeki makroskobik niceliklerin çevrelerini düzenlemek için yeteri kadar zamanları olduğunu ima eder [66]. Duvar yanındaki bir akış için bu, akışkan ve duvar yüzeyi arasında sonsuz frekansta çarpışma anlamına gelmektedir [67]. Bu koşulun geçerliliği, duvarda kaymanın ve sıcaklık atlamasının olmadığı ideal sınır koşulları demektir. Ancak fiziksel olarak sonsuz frekansta çarpışma mümkün olmadığı için duvarda her zaman sonlu bir hız kayması ve sıcaklık atlaması olacaktır. Hem sıvılar hem de gazlar için lineer Navier sınır koşulları, deneysel olarak duvardaki yüzeysel hız kayması ile bölgesel kesme arasında bir bağıntı kurar:

$$\Delta u|_w = u_{\text{fluid}} - u_{\text{wall}} = L_s \left[ \frac{\partial u}{\partial y} \right]_w \quad (5.32)$$

Yukarıdaki denklemde  $L_s$  sabit kayma uzunluğunu, kısmi türev ise duvardaki bükülme derecesini ifade etmektedir. Çoğu pratik uygulamada, kayma uzunluğu oldukça azdır ve kayma olmaması koşulu tutar [67].

Yukarıdaki koşulların sonuçlarını özetlemek gerekirse, Newton uyumlu kapsam koşulu bütün pratik uygulamalar için geçerlidir. Gaz akışı için, termodinamik denge birçok mikro ölçekli akış için tutmaz; duvar kayması ve sıcaklık atlaması olayları gözlemlenir. Duvarda bu akış özelliklerini gösteren çeşitli sınır koşulları Deissler [68], Beşkök [69], Xue ve Fan [70], Jie ve

arkadaşları [71] ve Lockerby [78] ve arkadaşları gibi çok sayıda araştırmacı tarafından önerilmiştir. Bu sınır koşulları nümerik gaz akış modellerinde başarı ile uygulanmıştır. Akış geometrisinin, moleküler çapın moleküller arası ortalama mesafe ile kıyaslanabildiği kadar küçük olduğu gaz akışları için süreklilik yaklaşımı da çalışmaz duruma gelir ve Navier-Stokes denklemleri geçersiz olur. Bu gibi durumlarda başarılı bir modelleme Burnett denklemlerini -veya ihtiyaç duyulduğunda doğrudan moleküler modellemeyi- kullanarak elde edilebilir. Söylenebilir ki mikro ölçekli gaz akışı gazların kinetik teorisi sayesinde güzelce anlaşılabilir ve her ölçekte modelleme mümkündür.

#### **5.14. Hata Analizi**

İyi bir ölçüm yapabilmek için hassasiyeti yüksek bir ölçüm cihazı kullanmak yetmez. Deneyde elde edilen verilerin analizi yapılmalıdır. Deney ölçüm hatalarının analizi yapılırken bazı hususlar göz önünde bulundurulmalıdır. Bunlar; deneyi yapan kişiyi, deneyi yapılan cihazı, aletin üretimini ve ölçüm cihazları. Yani deneysel hataları üç grupta toplamak mümkündür. İlki deneyi yapan kişinin psikolojisi, fiziksel yorgunluğu, dikkatsizliği ve tecrübesizliği sonucu ortaya çıkan hatalardır. Deney sisteminin yanlış tasarlanması ve hatalı ölçüm aleti seçimi bu tür hatalara da neden olmaktadır. İkincisi sabit ve periyodik olarak sürekli devam eden hatalar olup, deney verilerinin okunmasında görülmektedir. Diğer hatalar rastgele hatalardır. Deneyde kullanılan elemanların farklılığından, elektrik geriliminin değişmesinden ve istenilen koşulların sürekli sağlanamamasından kaynaklanan hatalardır [54]. Yapılan deneysel çalışma esnasında, sistemde kullanılan ekipmanlardan ve test edilen cihazlardan dolayı yanlış hesaplamalar yapılabilmektedir. Debi ölçümünde kullanılan anemometre ve sıcaklık ölçümlerinde kullanılan ısı çiftlerinin kalibrasyon hatalarından dolayı da yanlış hesaplamalar olabilmektedir. Bu hatalar ölçüm aletlerini kullanan kişilerden de

kaynaklanabilmekte ayrıca test edilen cihazın üretiminden kaynaklandığı gibi deney setine hatalı bir şekilde monte dilmesinden de oluşabilmektedir.

Cihaz ve ölçüm aletlerinin hatalarını ölçebilmek için hata analizi yönteminde hesaplanması istenilen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n tane bağımsız değişkenlerde  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  ise;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

R değeri yukarıdaki gibi yazılabilir.  $W_r$ , R büyüklüğünün hata miktarı ve her bir bağımsız değişkene ait hata oranları  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ise;

$$W_R = \pm \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.33)$$

Şeklinde ifade edilmektedir [54]. Eş. (5.33) kullanarak deneyler esnasında oluşabilecek hata oranı hesabı Ek-1'de detaylı olarak verilmiştir.

Isıl çiftlerin kalibrasyonundan, kalibrasyon cihazının ve ölçüm cihazının hassasiyetinden ötürü hatalar oluşmaktadır. Deneysel verilerde okunan sıcaklıklarda  $\pm 2.2^\circ\text{C}$  civarı olduğu tespit edilmiştir. Debi ölçümlerindeki hatalar, kullanılan anemometreye bağlı probun hassasiyetinden, ölçüm sırasında yapılan hatalardan ve sistemde oluşabilecek kaçaklardan oluşmaktadır. Anemometredeki hata oranı (2'den +4.9 m/s arasındaki hızlarda)  $\pm 0.02$  m/s 'dir. Reynolds sayısının 4500-7000 aralığında yapılan deneylerdeki parametrelerin mutlak hata değerleri kanatçısız kanal için Çizelge 5.1'de çeşitli parametreler için belirsizlik oranları gösterilmiştir.

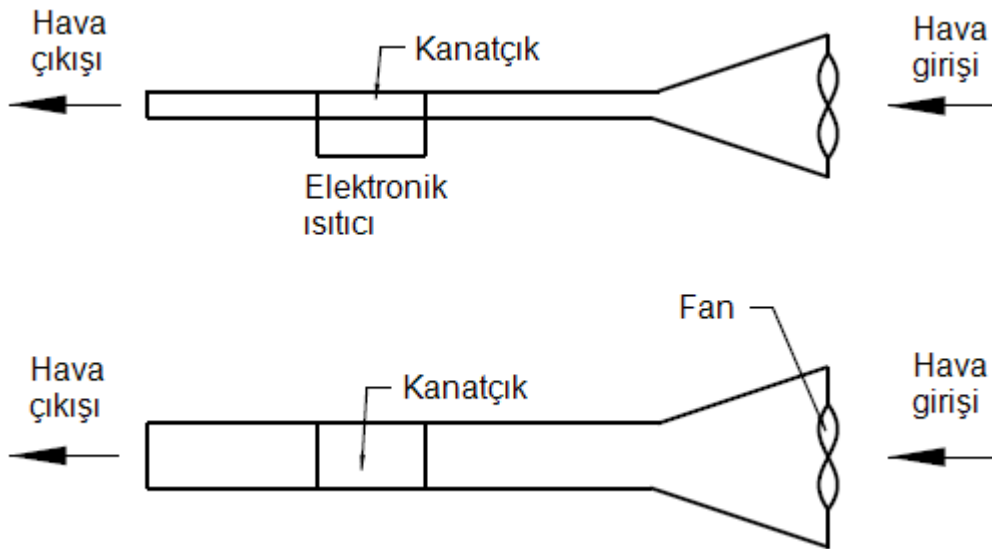
Çizelge 5.1. Çeşitli parametreler için belirsizlik oranları

Parametre	Belirsizlik Oranı
$T_y, T_m$	%1.86
$\Delta T$	%2.63
$A_y$	%1.41
$\dot{Q}$	%0.5
$h$	%3.03
$D_h$	%1.73
$Nu$	%3.49
$u_m$	%5
$Re$	%5.29
$\Delta P$	%1.5
$f$	%10.87

Geometrik boyutlarda oluşabilecek hatalar ise test düzeneğindeki ekipmanların fiziki özelliklerinden kaynaklanmaktadır. Bu hatalar deneysel verileri etkilemektedir. Fakat deneysel çalışmada kullanılan boyutsuz parametreleri etkilememektedir.

## 6. DENEYSEL SONUÇLARIN DOĞRULANMASI

Yapılan çalışmada kullanılan deney setinin ve bu deney düzeneği ile yapılan testlerin doğruluğunu kanıtlayabilmek yapılan akademik çalışmaların temel gereksinimlerindedir. Bu sebeple literatürde yer alan deneysel sonuçlara bağlı ampirik bağıntılarla kıyaslayarak, güvenilirlik oranları incelenmiştir. Sonuçların güvenilirliği açısından türbülanslı ve kararlı haldeki sürekli akış koşullarında Kanal içi akışta Reynolds sayısının 4500-7000 aralığında deneysel çalışmalar literatürdeki bağıntılarla kıyaslanarak ısı transferi ve sürtünme faktörleri incelenmiştir. Deneysel sonuçların literatürde yer alan diğer (Blasius, Shah & Bhatti, bağıntıları vb.) eşitliklerle uyum içerisinde olduğu doğrulanmıştır. Kanal içerisine yerleştirilen farklı geometrik yapıya sahip alüminyum kanatçıkların deneysel ve literatürdeki ampirik bağıntılarla doğruluğu incelenmiştir.



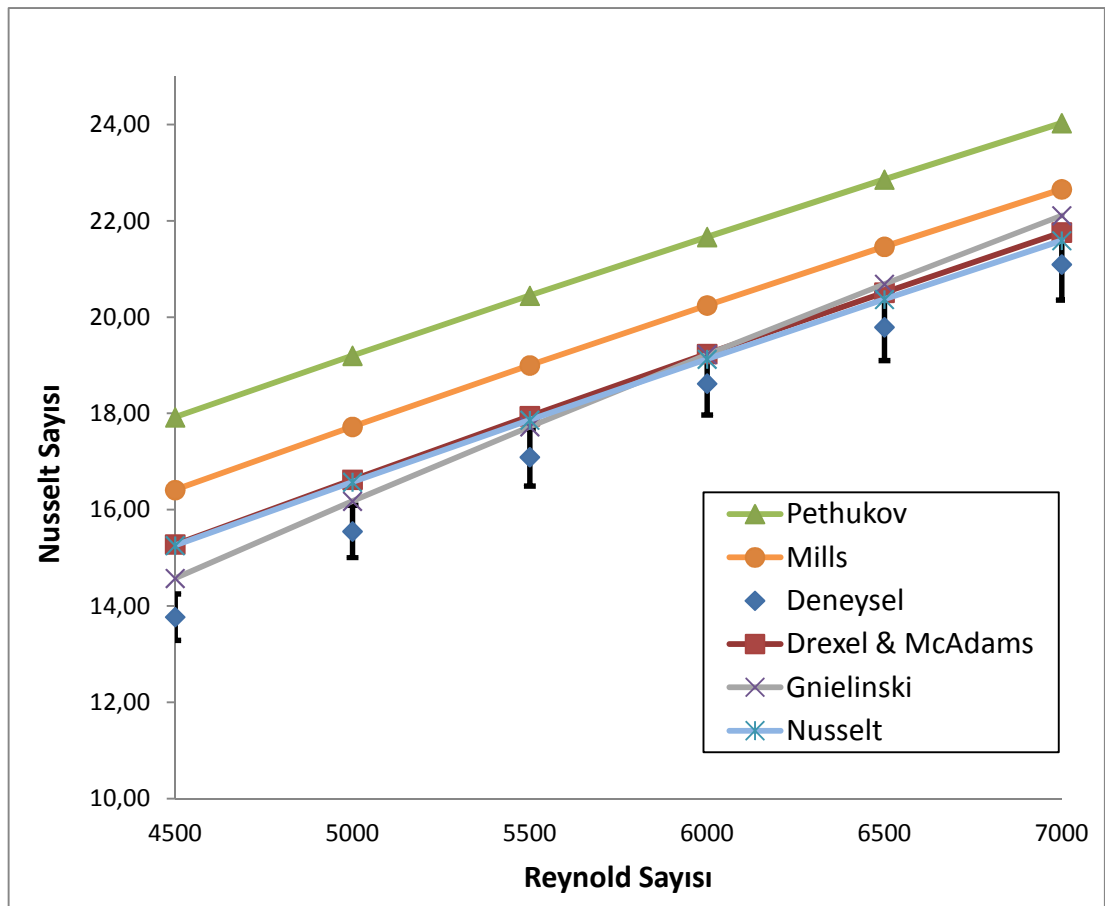
Şekil 6.1. Test düzeneğinin önden ve üstten şematik gösterimi

Şekil 6.1'de test setinin şematüğinden görüldüğü gibi 1200 mm uzunluğuna sahip bir kanal içerisine, hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş mesafeye yerleştirilen kanatçıklara havanın giriş sıcaklığı 298 K sabit sıcaklıktadır.

Kanala giren hava fan yardımıyla zorlanmış taşınım ile kanatçıklar içine nüfuz etmiştir.

Deneyisel çalışmada Reynolds sayısı 4500-7000 aralığında aldığı değerler için hava akışkanının ısı değiştiriciye giriş hızı, Reynolds sayısının aldığı değerlere göre kademeli olarak arttırılmıştır.

Şekil 6.2.'de Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimleri; deneysel ve ampirik bağıntılara (Petukhov, Gnielinski, McAdams, Nusselt ve Mills) göre verilmiştir.



Şekil 6.2. 80W ısı yükünde kanatçiksız kanalda deneysel ve ampirik Nusselt sayılarının karşılaştırılması.

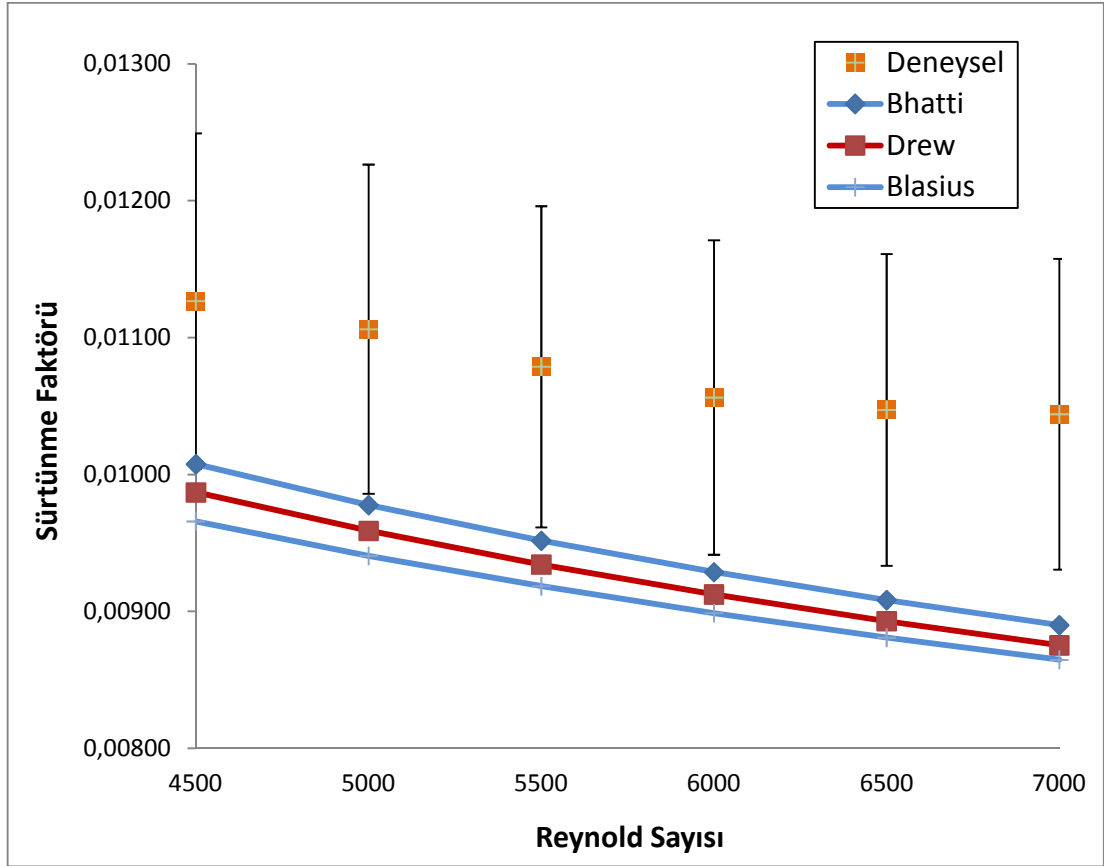
Grafikten de görüldüğü gibi Reynolds sayısının artmasıyla, Nusselt sayısında lineer olarak artmıştır. Deneysel Nusselt sayısında elde edilen sonuçların,

ampirik bağıntılardaki sonuçlarla karakteristik olarak aynı davranışı sergilemiştir. Yapılan deneysel çalışmalar literatürde geçen ampirik ifadelerle paralellik göstermiştir. Deneysel Nusselt sayısı sonucunun Petukhov, Gnielinski, McAdams, Nusselt ve Mills eşitlikleri ile sırasıyla %25, %8, %12, %12, %18 oranında fark bulunmaktadır.

Çizelge 6.1. Deneysel ve ampirik Nusselt Sayısı korelasyonları  
( $Nu = aRe^mPr^n$ ) ve  $R^2$  değerleri

	<i>a</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	$R^2$
<b>Pethukov</b>	0,075	0,664	0,3	1
<b>Mills</b>	0,039	0,73	0,3	1
<b>Drexel&amp;McAdams</b>	0,02	0,8	0,3	1
<b>Gnielinski</b>	0,006	0,942	0,3	1
<b>Nusselt</b>	0,022	0,786	0,3	1
<b>Deneysel</b>	0,005	0,958	0,3	0,995

Çizelge 6.1.'de deneysel ve ampirik Nusselt sayılarından oluşturulan kolerasyonların katsayıları karşılaştırılmıştır. Tablodan da görüldüğü gibi kolerasyon katsayıları birbiri içinde benzerlik gösterilmiştir.



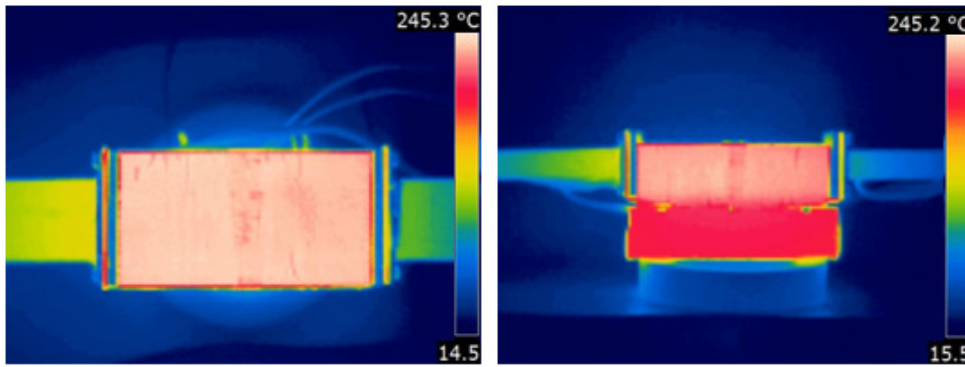
Şekil 6.3. 80W ısı yükünde kanatçıksız kanalda deneysel ve ampirik sürtünme faktörlerinin karşılaştırılması.

Yapılan deneydeki basınç kayıplarına bağlı sürtünme faktörü değerleri baz alınarak deneysel Eş. (5.10) kullanılarak sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Tam gelişmiş akış şartları altında ve sürekli rejim halinde dikdörtgen kanallarda kullanılan Shah&Bhatti'nin ampirik sürtünme faktörü bağıntısı Eş. (5.23), dikdörtgen kanallardaki hidrolik çap esas alınarak Drew Eş. (5.21) ve Blasius'un Eş. (5.22) dairesel kanallardaki ampirik sürtünme faktörü bağıntıları, basınç farklarına bağlı deneysel sürtünme faktörü Şekil 6.3'te gösterilmiştir. Deneysel sonuçların, ampirik bağıntılarla uyumlu olduğu, sonuçların birbirleriyle paralellik gösterdiği görülmektedir. Deneysel sonuçlardan elde edilen sonuçların Shah&Bhatti eşitliği ile %11.6, Drew eşitliği ile %13.8, Blasius eşitliği ile de arasında %16.2 oranında fark bulunmaktadır.

## 7. DENEYSEL SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Yapılan deneyler sürekli rejim koşullarında ve türbülanslı akış şartlarında yapılmıştır. Kanal içerisine yerleştirilen aynı yüksekliğe sahip, farklı tip kanatçıklar yerleştirilerek ısı performansları, basınç düşüşleri ve sürtünme faktörleri gibi akışın etkileri incelenmiştir. Deneysel çalışma akışkan olarak kullanılan havanın 6 farklı durumu, 3 farklı ısı akısına maruz kaldığı ve 4 farklı geometrik model için toplamda 72 farklı test yapılmıştır. Çalışmalar Reynolds sayısının 4500-7000 aralığında gerçekleştirilmiştir. Alınan sonuçlar; deney setinin test bölgesinden, sürekli rejim ve türbülanslı akış koşullarında, hidrodinamik ve ısı açıdan tam gelişmiş mesafede, akışa paralel yönde alınmıştır.

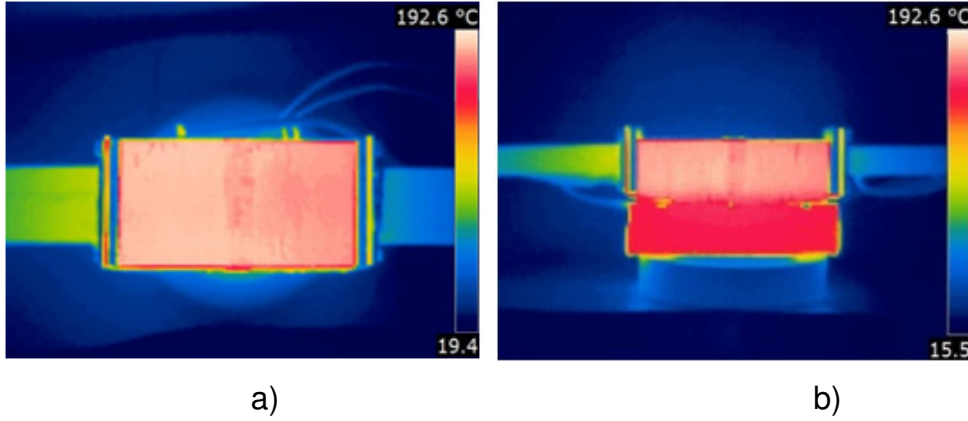
Aşağıdaki resimlerde kanatçıklar üzerinde ve boş kanalda ki yüzey sıcaklıkları termal kamera yardımıyla görüntülenmiştir. Resimlerden de anlaşıldığı gibi yüzey sıcaklık dağılımları Reynolds sayısının artmasıyla düşmüştür. Ayrıca ısı transferi oranlarına göre de sıcaklıklarda düşme olmuştur. Yani ısı tasferi arttıkça yüzey sıcaklıklarında düşmeler olmuştur.



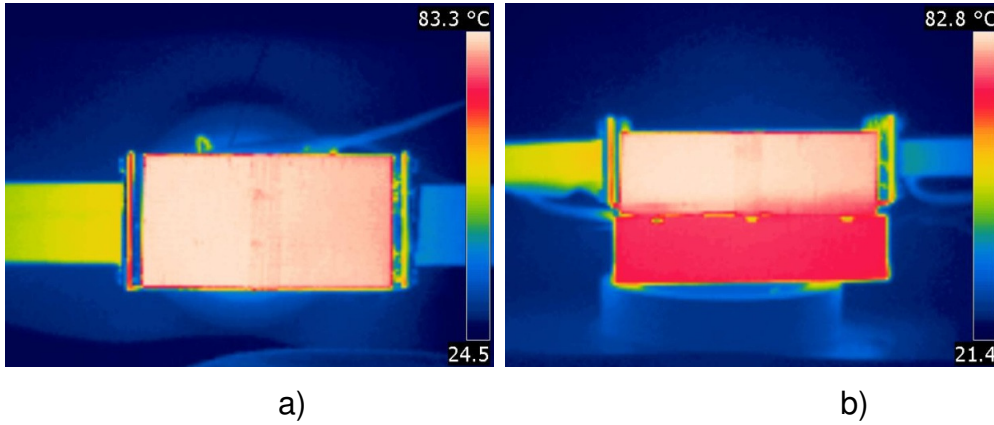
a)

b)

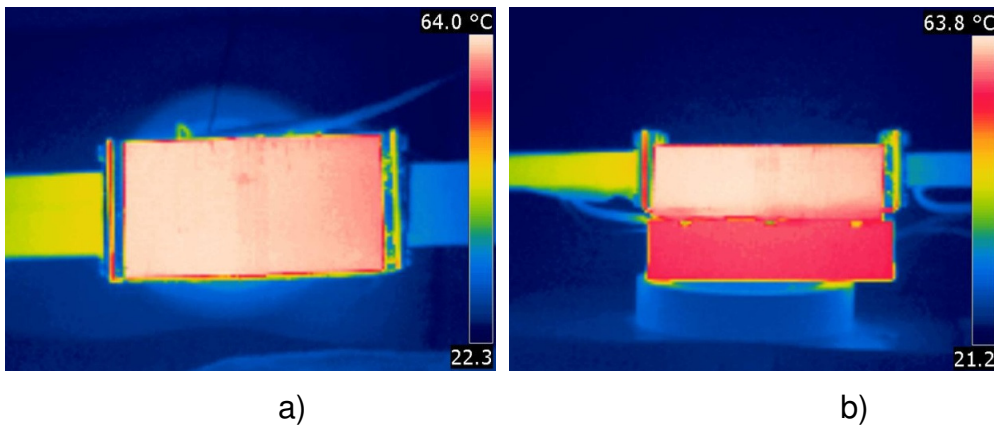
Resim 7.1. Kanatçıksız kanal,  $Q=60W$ ,  $Re=4500$  yüzey sıcaklık dağılımı  
a) üstten görünüş, b) önden görünüş



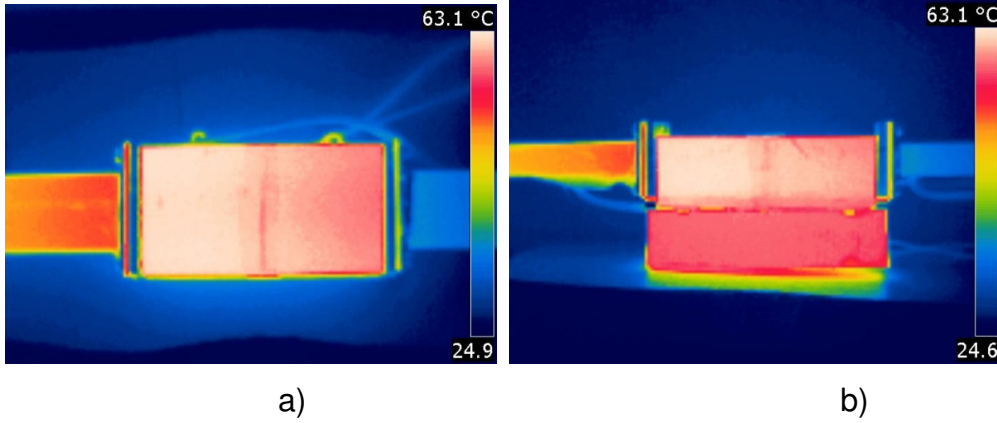
Resim 7.2. Kanatçiksız kanal,  $Q=60W$ ,  $Re=7000$  yüzey sıcaklık dağılımı  
a) üstten görünüş, b) önden görünüş



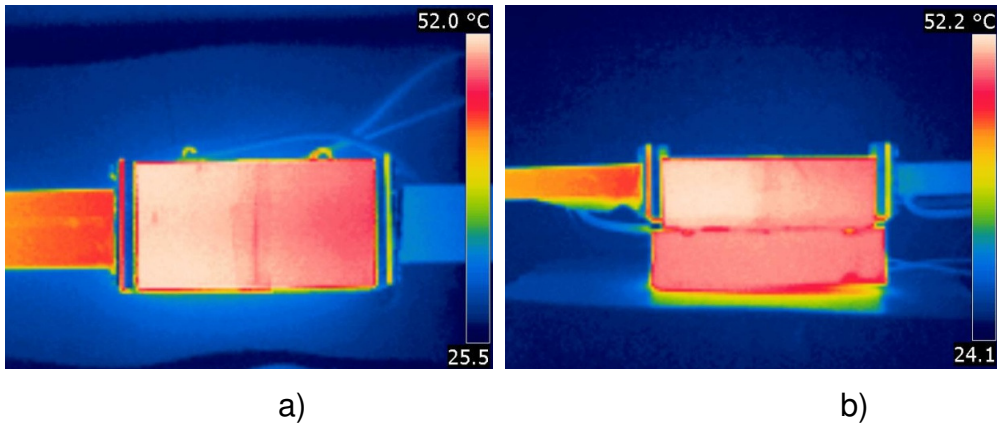
Resim 7.3. Katı profil kanatçık,  $Q=60W$ ,  $Re=4500$  yüzey sıcaklık dağılımı  
a) üstten görünüş, b) önden görünüş



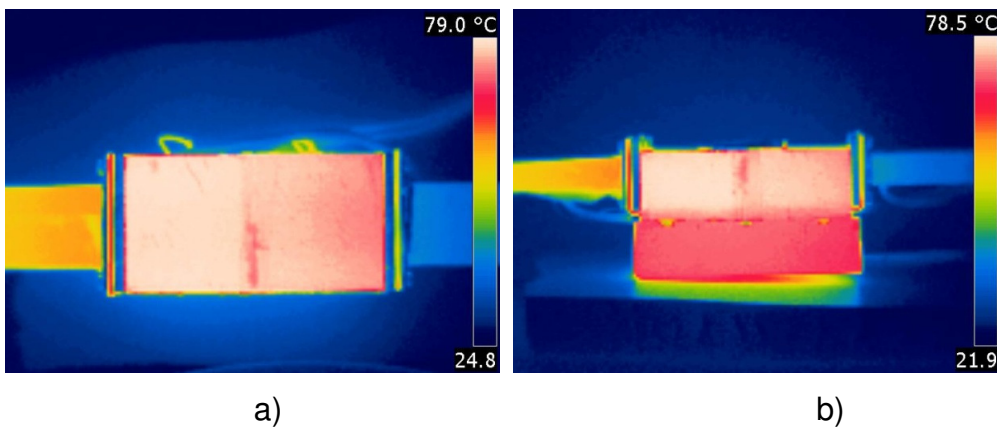
Resim 7.4. Katı profil kanatçık,  $Q=60W$ ,  $Re=7000$  yüzey sıcaklık dağılımı  
a) üstten görünüş, b) önden görünüş



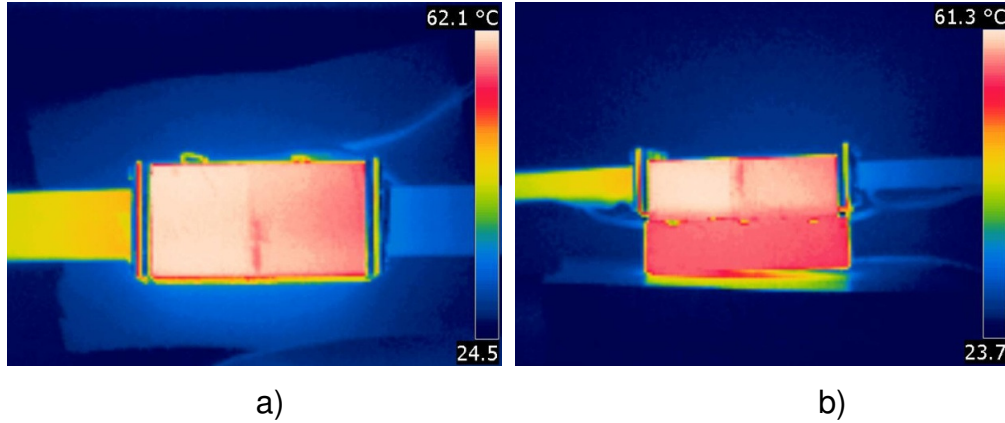
Resim 7.5. Plakalı dalgalı kanatçık,  $Q=60W$ ,  $Re=4500$  yüzey sıcaklık dağılımı  
a) üstten görünüş, b) önden görünüş



Resim 7.6. Plakalı dalgalı kanatçık,  $Q=60W$ ,  $Re=7000$  yüzey sıcaklık dağılımı  
a) üstten görünüş, b) önden görünüş



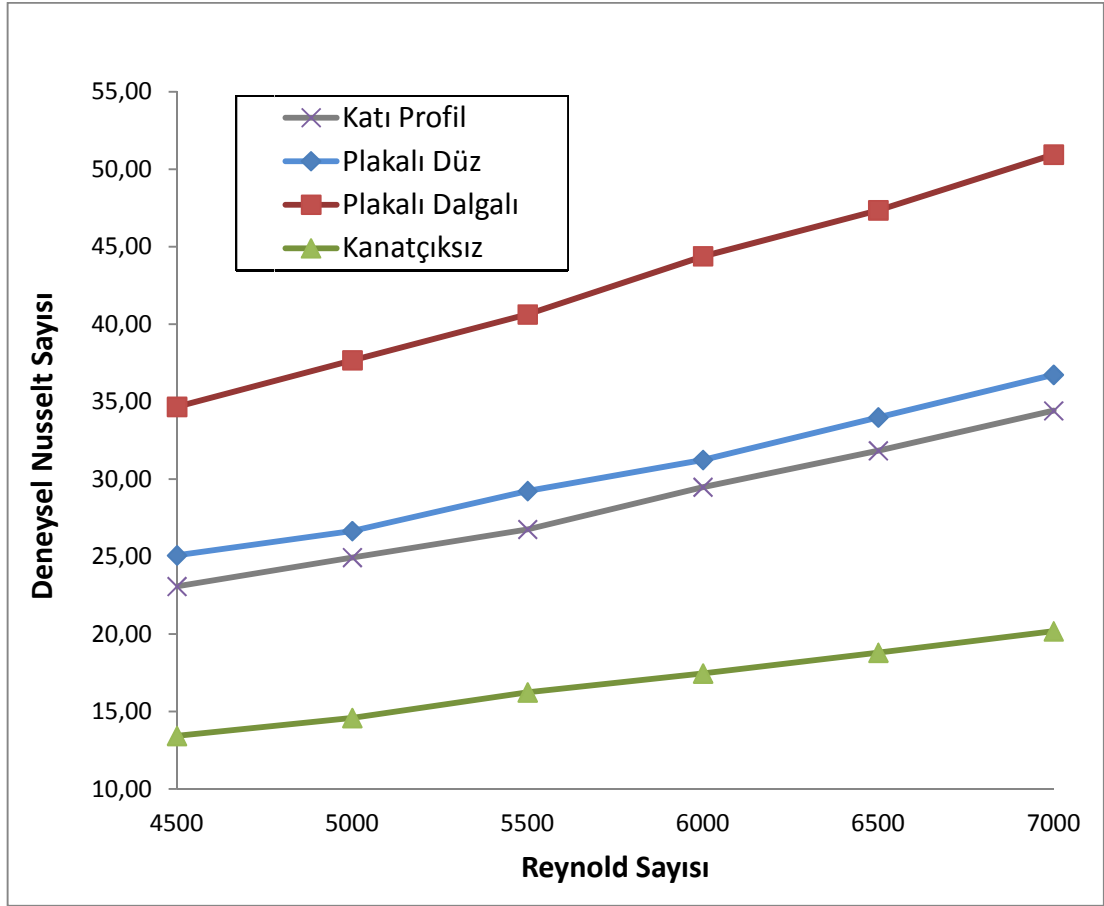
Resim 7.7. Plakalı düz kanatçık,  $Q=60W$ ,  $Re=4500$  yüzey sıcaklık dağılımı  
a) üstten görünüş, b) önden görünüş



Resim 7.8. Plakalı düz kanatçık,  $Q=60W$ ,  $Re=7000$  yüzey sıcaklık dağılımı  
a) üstten görünüş, b) önden görünüş

Şekil 7.1.'de boş kanal ve farklı tip kanatçıklar için Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimleri verilmiştir. Deneysel çalışma Reynolds sayısının 4500-7000 aralığında plakalı düz kanatçık, plakalı dalgalı kanatçık ve katı profil kanatçık üzerinde yapılmıştır. Şekil 7.1.'de kanal içine yerleştirilmiş kanatçıkların 60 Watt ısı yüküne maruz kaldığı durumda Reynolds sayısının artmasıyla birlikte bütün modellerde ısı transferinde de artış gözlenmektedir. En iyi ısı transferini ise plakalı dalgalı kanatçık sağlamıştır. Geometrik yapısının dalgalı oluşu, ısı transferinin gerçekleştiği alanın diğer modellere göre daha fazla olmasına sebep olmuştur. Yüzey alanında ki artış ısı transferinde iyileşmeye sebep olmuştur. Plakalı dalgalı kanatçıktan sonra en iyi ısı transferini plakalı düz kanatçık ve katı profil kanatçık sağlamıştır.

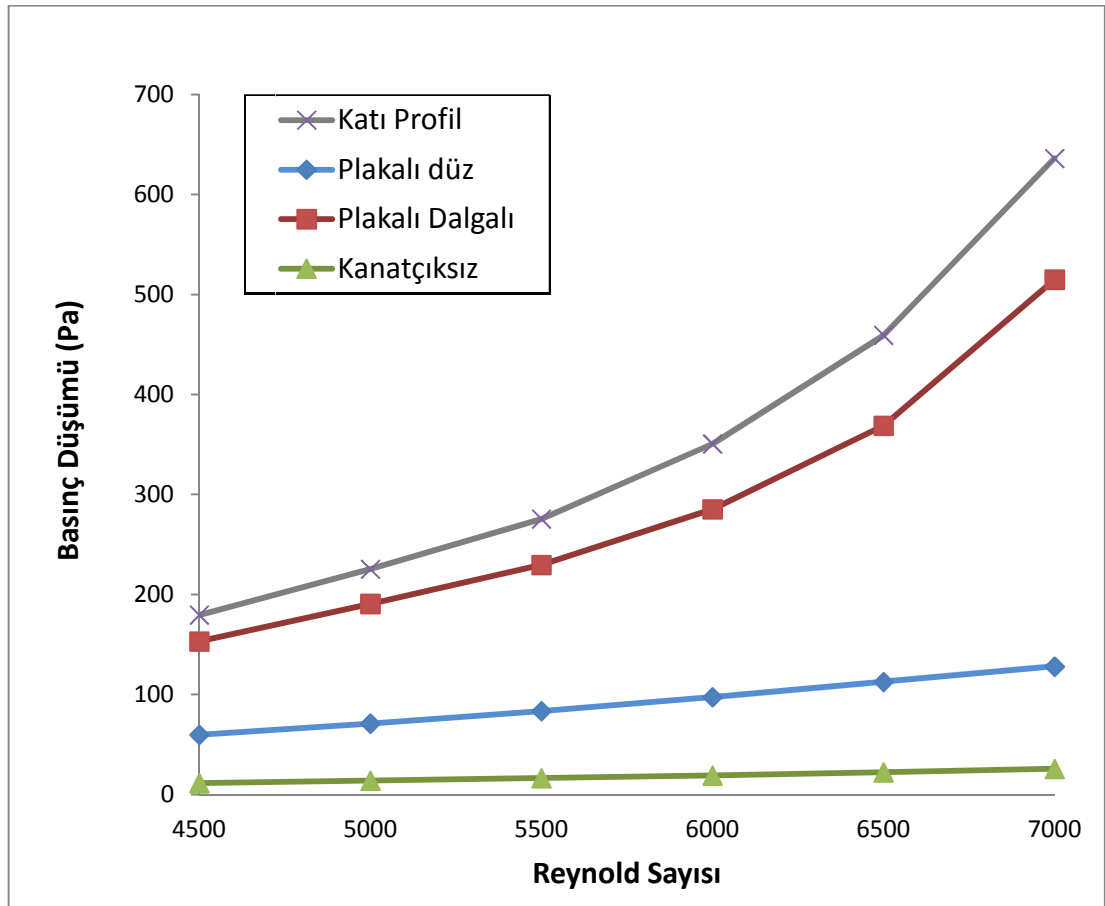
Kanatçıkların sağlamış olduğu ısı transferi iyileştirilmesi 60 Watt ısı yüküne maruz kaldığında; boş kanaldakine göre Nusselt sayısı değerlerine göre plakalı dalgalı kanatçık için 2.55 kat, plakalı düz kanatçık için 1.85 kat ve katı profil kanatçık için 1.7 kat iyileştirme sağlamıştır. Genel olarak kullanıldığı sisteme ve kullanılan kanatçık modeline göre değişmekle beraber ortalama kanatçıkların sağlamış olduğu ısı transferi iyileştirmesi benzer oranlardadır.



Şekil 7.1. 60 Watt ısı yükünde Deneysel Nusselt sayılarının Reynolds sayısına göre değişimleri

Bir sistemde kullanılan kanatçıkların etkinliği ısı transferi katsayısının yüksek olması ve basınç düşüşü miktarının düşük olmasıyla ölçülebilmektedir. İyi bir kıyaslama yapabilmesi için bu iki unsurun ölçülen değerleri, önemli bir faktördür. Yapılan bu deneyde kanatçıklardaki basınç düşüşleri Şekil 7.2.'de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi Basınç düşüşleri Reynolds sayısının artmasıyla birlikte artmıştır. Kanatçığın kullanılmadığı boş kanala göre plakalı dalgalı kanatçık ve katı profil kanatçığın basınç düşüşleri Reynolds sayısının artmasıyla beraber fonksiyonel olarak artan bir eğri çizmektedir. Plakalı düz kanatçıkta ve kanatçığın kullanılmadığı durumlarda ise Reynolds sayısının artmasıyla birlikte lineer olarak artmaktadır. Fakat söz konusu artış plakalı düz kanatçıkta diğer kanatçıklara göre makul seviyelerdedir. Plakalı dalgalı kanatçıkta ve katı profil kanatçıkta; sistemin basıncını yenebilmek için fanın gerilimi iyice arttırılmıştır. Fan gerilimi iki kanatçıkta da yaklaşık 30 VDC

civarındadır ve fan yaklaşık 20000 RPM dönme kapasitesine erişmiştir. Bu durum genellikle kullanılan sistemlerde istenmeyen bir durumdur. Çünkü fan gürültüsü normal seviyelerin üzerine çıkmıştır. Yüksek devirlerde dönen fan yüksek basınç farklarını yenebilmek için yüksek devirlerde çalışmaktadır ki bu istemde kullanılan fanın ömrünün kısa olmasına da sebep olabilmektedir. Kanatçık kullanılmayan boş kanala oranla, kanatçıkların neden olduğu basınç düşüşü, katı profil kanatçık için ortalama 18 kat, plakalı dalgalı kanatçık için 15 kat, plakalı dalgalı kanatçık içinse 3.5 kat olarak ölçülmüştür.



Şekil 7.2. 60 Watt ısı yükünde kanatçıklardaki deneysel basınç düşüş değerlerinin Reynolds Sayısına göre değişimleri

Basınç düşüşü grafikleri; sistemlerde kullanılan kanatçıklarda, kullanılan fanlarda ve piyasada kullanılan bu gibi birçok ürünün en belirgin özelliklerini vurgulamaktadır. Çalışır durumdaki pompa veya fanın kullanıldığı sistemlerde, bazı durumlarda oluşan basıncı fan veya pompa yenemeyebilir.

Böyle durumlarda kanal ve boru içi akışlarda ilave pompa veya fan gücüne ihtiyaç duyulmaktadır. İlave gereksinim duyulan güç  $P_g$ , aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$P_g = \Delta P \dot{V} \quad (7.1)$$

Burada,  $\Delta P$  akışa karşı meydana gelen direncin bir etkisi olarak ortaya çıkan basınç düşüşü,  $\dot{V}$  birim zamandaki hacimsel debiyi göstermektedir.

$\dot{V}$  birim zamandaki hacimsel debi:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (7.2)$$

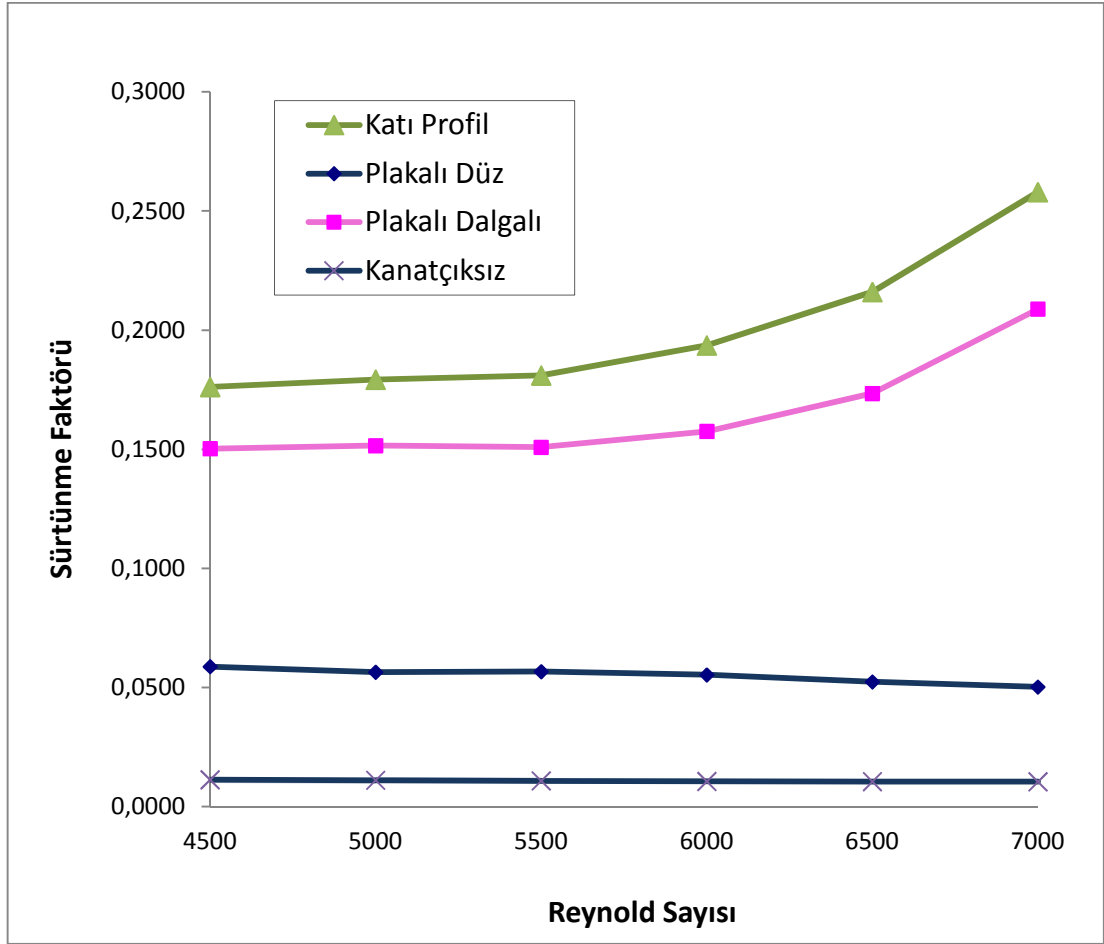
şeklinde de ifade edebilir ve burada,  $\dot{m}$  kütleli debi,  $\rho$  ise yoğunluk olarak tanımlanır.

Çizelge 7.1. Pompa veya fan gücü için ilave güç miktarı örneklendirilmesi ve yüzey sıcaklık değerleri

Kanatçık Tipi	$\dot{V} (m^3/s)$	$(\Delta q) (W)$	$(\Delta P) (Pa)$	$P_g (W)$	$T_y (°C)$
Katı Profil Kanatçık	$2.16 \times 10^{-3}$	60	636	1.375	63.8
Plakalı Düz Kanatçık	$2.16 \times 10^{-3}$	60	128	0.276	61.3
Plakalı Dalgalı Kanatçık	$2.16 \times 10^{-3}$	60	515	1.112	52.2
Boş Kanal	$2.16 \times 10^{-3}$	60	26	0.056	192.6

Yapılan deneyde ve kullanılan sistemlerde basınç düşüşünün artmasıyla orantılı miktarda ilave fan veya pompa gücene ihtiyaç duyulmaktadır. Gereksinim duyulan ilave güç miktarı, yapılan deneylerden örnek alınarak katı profil kanatçık, plakalı düz kanatçık, plakalı dalgalı kanatçık ve kanatçığın kullanılmadığı boş kanal geometrisi için birer adet Çizelge 7.2'te örnek olarak hesaplanmıştır. Çizelgede hava debisinin  $V = 2.16 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  olması durumunda katı profil kanatçık, plakalı düz kanatçık, plakalı dalgalı kanatçık ve boş kanal geometrisi için ısı miktarı ve basınç düşüşü farkları bulunmuştur. Gereksinim duyulan pompalama gücü miktarının, ısı transferinde ekstra olarak kazandıracığı artış miktarına oranı düşük olduğundan, ihmal edilebilecek bir ilave fan gücü olduğu görülmüştür.

Deneyde kullanılan kanatçıkların ve kanatçiksiz boş kanalda yapılan deneyler sonucunda sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 7.3'te verilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi kanal içerisine yerleştirilen kanatçıkların sürtünme faktörü değerleri kanatçık çeşidine göre değişiklik göstermektedir.

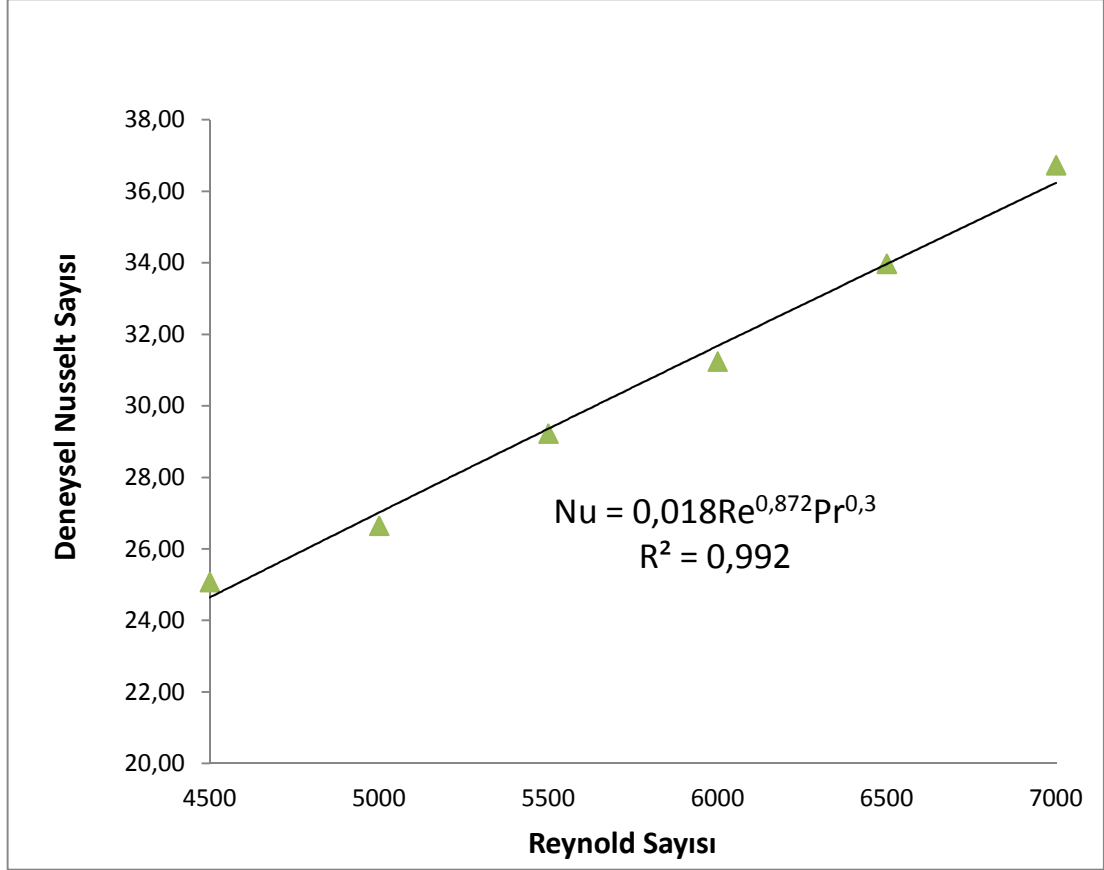


Şekil 7.3. 60 Watt ısı yükünde deneysel sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi.

Kanal içine yerleştirilen kanatçıkların sürtünme faktörü değerleri kanatçiksız kanallara göre daha yüksek çıkmıştır. Bunun sebebi kanatçıkların kanal içine yerleştirilmesiyle basınç düşüşünün artmasına sebep olmuştur. Özellikle plakalı dalgalı kanatçıkta ve katı profil kanatçıkta Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörü değeri parabolik olarak artan bir eğri çizmiştir. Plakalı düz kanatçık ise sürtünme faktörü değeri Reynolds sayısının artmasıyla birlikte lineer olarak düşmüştür.

Deneysel çalışmada kullanılan kanatçıklar ısı transferinin iyileştirilmesi amacıyla kullanılmıştır. Fakat ısı transferi iyileştirmesinin yanında yüksek basınç farkları oluşmuştur. Beraberinde sürtünme faktörü değerlerinde artışa

sebepl olmuştur. Çizelge 7.2, Çizelge 7.3, Çizelge 7.4 için Nusselt sayısı, sürtünme faktörü eşitlikleri ve hata oranları elde edilmiştir.



Şekil 7.4. 60 Watt ısı yükünde plakalı düz kanatçık için deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişiminin fonksiyonel ifadesi.

Şekil 7.4'te plakalı düz kanatçık için Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına bağlı olarak değişiminin fonksiyonel bir eğri olarak gösterimi ve bu eğriye bağımlı kolerasyonu ifade edilmiştir. Aynı zamanda bu eğriye yakınsayan eğrinin hata oranı da belirtilmiştir.

Çizelge 7.2. Nusselt Sayısı korelasyonları ( $Nu = aRe^mPr^n$ ) ve  $R^2$  değerleri

	a	m	n	$R^2$
Plakalı Düz Kanatçık	0,018	0,872	0,3	0,992
Plakalı Dalgalı Kanatçık	0,025	0,874	0,3	0,998
Katı Profil Kanatçık	0,012	0,912	0,3	0,993
Kanatçiksiz Kanal	0,006	0,931	0,3	0,998

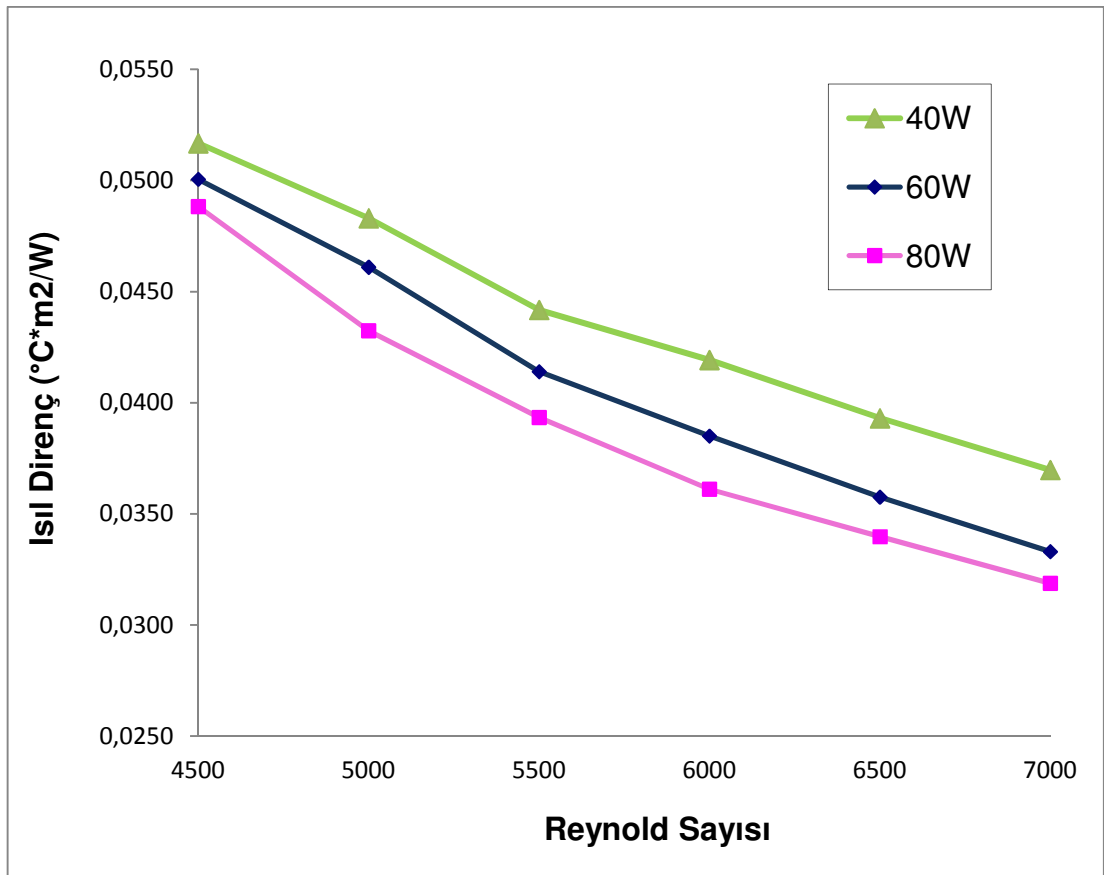
Çizelge 7.3. Sürtünme faktörü korelasyonları ( $f = aRe^m$ ) ve  $R^2$  değerleri

	a	m	$R^2$
Plakalı Düz Kanatçık	0,557	-0,268	0,984
Kanatçiksiz Kanal	0,053	-0,185	0,962

Çizelge 7.4. Sürtünme faktörü korelasyonları ( $f = aRe^m + bRe + c$ ) ve  $R^2$  değerleri

	a	b	c	m	$R^2$
Plakalı Dalgalı Kanatçık	$2 \times 10^{-8}$	$-2 \times 10^{-4}$	0,593	2	0,973
Katı Profil Kanatçık	$2 \times 10^{-8}$	$-2 \times 10^{-4}$	0,665	2	0,988

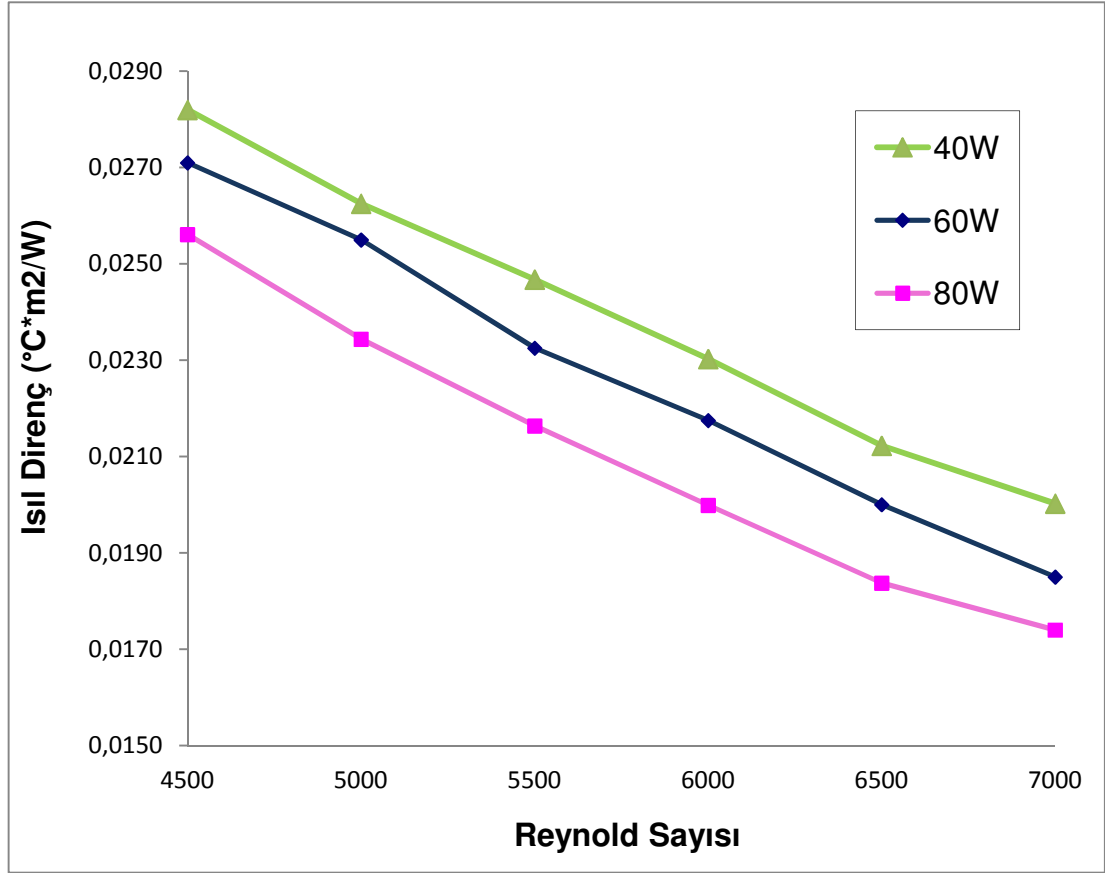
Kanatçıkların birbirleri arasındaki performanslarını kıyaslarken ısı iletkenlik değeri de önemli bir kriterdir. Isıl iletkenlik basıncın artmasıyla, azalmaktadır. Yani Reynolds sayısı arttıkça basınç düşümü artacağından, ısı iletkenlik de lineer olarak azalacaktır. Bu şu demek oluyor;  $1 m^2$ 'lik yüzeyden, 1 wattlık ısı yükünü atmak için sistem ısını ne kadar düşürmesi gerektiğidir. Burada makul olan sistemde bulunan ısı yükünü atmak için gerekli olan sıcaklık farkının minimum olması gereklidir.



Şekil 7.5. Farklı ısı yüklerinde, boş kanalda Reynolds'a bağlı ısı direnç

Grafiklerden de anlayacağımız gibi boş kanaldaki ısı direnç, plakalı düz kanatçığın olduğu bir kanala göre daha yüksektir. Boş kanaldaki ısı direncin yüksek olması; bünyesindeki ısıyı atmak için sistemin sıcaklığının ne kadar düşmesi gerektiğinin ifadesidir. Bu değer plakalı düz kanatçıkta ise daha düşüktür. Çünkü bünyesinde bulunan ısıyı yüksek bir sıcaklık farkına gerek

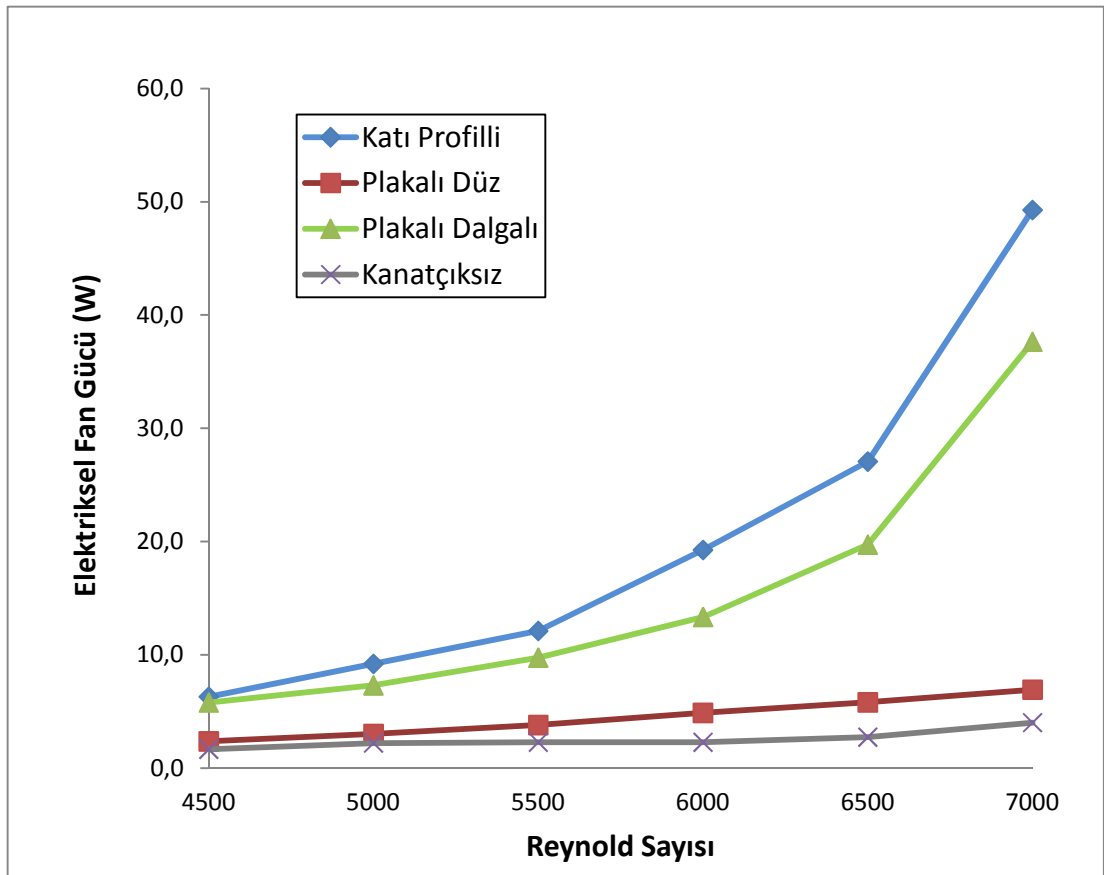
kalmadan atabilmektedir. Kanal içinde kanatçık kullanmakla ısı dirençte %45 oranında iyileşme sağlanmıştır.



Şekil 7.6. Farklı ısı yüklerinde, plakalı düz kanatçıkta Reynolds'a bağlı ısı direnç

Kullanılan elektriksel enerji, enerjinin daha verimli kullanılması açısından önemli bir konudur. Çektiği akıma bağlı olarak harcadığı elektriksel gücün de orantılı olduğu fan gücü, kanatçık seçiminde de fikir verici bir parametredir. Her kanatçık tipinde, kanal içinde aynı debiyi oluşturmak için fana uygulanan gerilim değişiklik göstermektedir. Fanın gerilimi ile buna bağlı çektiği akımın birbirleriyle çarpımı fanın gücünü vermektedir. Fan gücü, elektriksel olarak harcanan fanın gücü anlamına gelmektedir. Yani ne kadar fan gücü kullanırsak, o kadar elektriksel bir enerjiye ihtiyaç duymuş oluruz. Katı profil kanatçık yüksek fan gücü harcayarak aynı debiyi yakalarken, plakalı düz kanatçıkta daha düşük bir fan gücü harcayarak aynı debiyi elde etmiş oluruz.

Kanallarda 7000 Reynolds sayısını tutturabilmek için boş kanala göre katı profil kanatçıkta 11.32 kat fazla, plakalı dalgalı kanatçıkta 8.4 kat daha fazla, plakalı düz kanatçıkta ise 7.2 kat daha fazla elektriksel fan gücüne ihtiyaç duyulmuştur. Plakalı kanatçıkta hepsinden daha az bir elektriksel fan gücü ile istenilen debi sağlanmıştır. Kanal içi direncin daha büyük olduğu plakalı dalgalı kanatçık ile katı profil kanatçık görece çok fazla fan gücüne ihtiyaç duymuştur. Reynolds sayısı arttıkça bu farkın daha da arttığı Şekil 7.7.'dan anlaşılmaktadır. Bu haliyle plakalı düz kanatçıkla çalışmak elektriksel açıdan sistemi daha ekonomikleştirir.



Şekil 7.7. 60 Watt ısı yükünde, gerekli elektriksel fan gücünün Reynolds sayısına göre değişimi

## 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yaygın bir kullanım alanı olan kanatçıkların ısı transfer performansı incelenmiştir. Bir kanatçığın ısı transfer performansını incelerken ısı taşınım katsayısının yüksek olmasına ve basınç farkının düşük olması onun iyi bir ısı değiştirici olduğunu göstermektedir.

Bu çalışmada direk zorlanmış hava soğutmalı farklı tip kanatçıkların ve kanatçiksiz boş kanalın deneysel sonuçlarına göre ısı performansları ve sürtünme faktörü karakteristikleri incelenmiştir. Kanatçıkların akış üzerindeki etkilerine bağlı olarak ısı performans ve basınç düşüşü üzerindeki etkileri aşağıdaki gibi özetlenebilir.

Deneysel sonuçlardan elde edilen veriler literatürde geçen ampirik ifadelerle karşılaştırılmıştır. Karakteristik davranışın bu ampirik ifadelerle uyumlu olduğu görülmüştür.

Kanatçığın kullanılmadığı boş kanalda yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçların, literatürdeki ampirik ifadelerle uyumlu olduğu görülmüştür.

Kanal içerisine yerleştirilen her kanatçığın, boş kanala göre ısı transferini iyileştirdiği buna bağlı olarak Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü arttırdığı gözlenmiştir.

Diyagramlardan da görüldüğü gibi kanatçıklı kanallarda ve boş kanalda Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artmıştır.

Reynolds sayısının artmasıyla ve basınç farkına bağlı olarak plakalı dalgalı kanatçıkta ve katı profil kanatçıkta sürtünme faktörü artmıştır. Fakat plakalı düz kanatçıkta ve boş kanalda Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörleri azalmıştır. Aynı şekilde basınç farkının da azalmasına sebep olmuştur.

Reynolds sayısının artmasıyla plakalı düz kanatçıkta ve boş kanalda basınç farkı azalmıştır. Fakat Reynolds sayısının artmasıyla plakalı dalgalı kanatçıkta ve katı profil kanatçıkta basınç farkı artmıştır. Bunun sebebi; yüksek hızdaki akışın kanal içerisinde akış vortekslerine sebep olmasıdır. Bu da akışın kanatçık çeperlerine çarpıp geri dönmesiyle kanatçık girişinde ki basınç ile kanatçık çıkışındaki basınç farkının yüksek olmasına sebep olmuştur. Bu durum katı profil kanatçıkta et kalınlığından ötürü daha fazla olduğu düşünülmüştür.

Plakalı dalgalı kanatçık, ısı transferinde diğer kanatçıklara göre daha iyi sonuç vermiştir. Fakat akışkanın kanatçık içinde ekstra bir türbülans oluşturmasına da sebep olduğu düşünülmüştür. Bu durum basınç farkını da yükseltmiştir. Kanatçık içinde istenilen hızı elde etmek için fanın gerilimi zorlanmış ve fan yüksek voltajlarda çalışarak istenilen debi elde edilmiştir. Bu bazı durumlarda istenilmeyen bir sonuçtur. Çünkü fanın gerilimini zorlamak hem yüksek gürültüde çalışmaya sebep olmuş hem de fazladan elektriksel bir güç harcanmıştır.

Plakalı dalgalı kanatçık diğer kanatçıklara göre iyi bir ısı transferi sağlamıştır. Plakalı düz kanatçık ise ısı transferi ve basınç farkı uyumuna göre diğer kanatçıklara göre, verileri optimum seviyededir. Sistemlerde tercih edilecek kanatçık geometrisi ihtiyacın niteliğine göre farklılık göstereceğinden bu karar ısı tasarımcıya bırakılmıştır.

DeneySEL sonuçlara göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü eşitlikleri geliştirilmiştir.

Sürtünme faktörü deneySEL sonuçları, literatürdeki değerlere yakın çıkmamıştır. Bunun sebebi de klasik yaklaşımların mini kanal geometrilerinde farklılık gösterebileceği düşünülmüştür.

Plakalı dalgalı kanatçıklarla ilgili literatürde pek fazla çalışma bulunmamaktadır. Çok az sayıda araştırmacının özellikle plakalı dalgalı kanatçıklar için Nu ve f cinsinden korelasyon geliştirmeye çalıştığı gözlemlenmiştir. Bundan dolayı eldeki korelasyonları kullanmak deneysel sonuçlar ile korelasyonlar arasında sapmalara sebep olmaktadır.

Yapılan bu çalışma akış hızı arttığında ısı transferi de artmaktadır fakat bu bazı kanatçıklarda basınç farkının artmasına sebep olmuştur. Bu durumda bu tip kanatçıkların direk zorlanmış hava soğutmalı yapılara uygun olmadığını göstermektedir. Yapılacak başka bir çalışmayla sitemdeki havayı emerek ısı transfer ve basınç farkları incelenebilir.

Farklı tip kanatçıklar kullanılarak sistem veriminin artırılabilceği görülmüştür. Bu çalışmada basınç farkları da göze alındığında ısı transferindeki en iyi iyileştirme plakalı düz kanatçıkta görülmüştür. Yapılacak başka bir çalışmayla plakalı dalgalı kanatçığın ve katı profil kanatçığın geometrik yapılarını değiştirerek daha iyi bir ısı transferi iyileştirilmesi sağlanabilir. Ayrıca farklı akışkan maddeleri kullanılarak bunların ısı iyileştirme üzerindeki etkileri incelenebilir.

Bu çalışma araştırmacılara plakalı kanatçıklar ve mini kanal geometrileri alanında yapacakları araştırmalar konusunda yardım ederken, tasarımcılara da kompakt ısı değiştiricilerin optimum tasarımı için (yani minimum pompalama gücü ve etkili ısı transferi) doğru tasarım verileri seçimi konusunda fikir vermektedir. Sonuçta bu optimum tasarım, maliyet açısından enerji tasarrufuna neden olmaktadır.

## KAYNAKLAR

1. "Reliability Prediction of Electronic Equipment". Department of Defense, MIL-HDBK-2178B, NTIS, Springfield, VA, ABD, (1974).
2. Ohadi, M., "Thermal Management of Next Generation Low Volume Complex Electronics. Advanced Liquid Cooling", **University of Maryland.**, Scottdale's , May 13, (2003).
3. Prasher, R.S., Chang J., Sauciu I., Narasimhan S., Chau D., Chrysler D.G., Myers A., Prstic S., Hu C., "Nano and Micro Technology-Based Next-Generation Package-Level Cooling Solutions", **INTEL Technology Journal**, 9:285-296, (2005).
4. Güngör A., "İklimlermede Enerji Geri Kazanımında Isı Borulu Isı Değiştiriciler".
5. Lee S., "Optimum Design and Selection of Heat Sinks", **Aavid Engineering Inc**, Laconia, New Hampshire.
6. Kraus A.D., Bar-Cohen A., "Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment", **McGraw-Hill/Hemisphere**, New York, (1983).
7. Mehendale S.S., Jacobi A.M., Shah R.K., "Fluid Flow and Heat Transfer at Micro and Meso-scales with Application to Heat Exchanger Design," **Applied Mechanics Reviews**, 53:175-193, (2000).
8. Kandlikar S.G., Grande W.J., "Evolution of Microchannel Flow Passages-Termohydraulic Performance and Fabrication Technology", **Heat Transfer Engineering**, 24: 3-17, (2003).
9. Obot N.T., "Toward a Better Understanding of Friction and Heat/Mass Transfer in Microchannels- A Literature Review", **Microscale Thermophysical Engineering**, 6:155-173, (2003)
10. Bahrami M., Jovanovich M.M., "Pressure Drop of Fully Developed Laminar Flow in Microchannels of Arbitrary Cross-Section", **Journal of Fluids Engineering**, 128:1036-1044, (2006).
11. Bahrami M., Jovanovich M.M., Culham J.R., "Pressure Drop of Fully Developed, Laminar Flow in Rough Microtubes", **Journal of Fluids Engineering**, 128:632-637, (2006)
12. Bayraktar T., Pidugu S.B., "Characterization of Liquid Flows in Microfluidic Systems", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 49:815-824, (2006).

13. Barber R.W., Emerson D.R., "Challenges in Modeling Gas-Phase Flow in Microchannels: From Slip to Transition", ***Heat Transfer Engineering***, 27:3-12, (2006).
14. Mikk I., "Convective Fin of Minimum Mass", ***Int. J. Heat Mass Transfer***, 23, 11 :1471, (1980),
15. Aziz A. ve Lunardini V.J., "Multidimensional Steady Conduction in Convecting, Radiating and Convective-radiating Fins and Fin Assemblies", ***Heat transfer Engineering***, 16:32-64. (1995).
16. Razelos P. ve Krikkis R.N., "Two Dimensional Fin Performance", ***Int. Comm. Heat Mass Transfer***, 31, 2 :203-210. (2004).
17. Snider A. ve Kraus A., "Recent Developments in The Analysis and Design of Extended Surfaces", ***J. Heat transfer***, 105:302-306, (1983).
18. Razelos P. ve Gergiou E., "Two-dimensional Effects and Design Criteria for Convective Extended Surfaces", ***Heat Transfer Engineering***, 13, 3: 38-48. (1992).
19. Razelos, P., "The Quest for the Optimum Longitudinal Fin Profile", ***Heat Transfer Eng.***, 16:19–29, (1995).
20. Kakaç S., "A General Analytical Solution to the Equation of Transient Forced Convection with Fully Developed Flow", ***International Journal Heat Mass and Transfer***, 18,(12):1449-1453, (1975).
21. Sparrow E. M., Niethammer J. E. ve Chaboki A., "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Arrays of Rectangular Models Encountered in Electronic Equipment", ***International Journal Heat Mass and Transfer***, 25(7): 961–973, (1982).
22. Asoka Y. ve Faghri M., "Parametric Study of Turbulent Three Dimensional Heat transfer of Arrays of Heated Blocks Encountered in Electronic Equipment", ***International Journal Heat Mass and Transfer***, 37(3):469–478, (1994).
23. Asoka Y. and Faghri M., "Three Dimensional Heat transfer Analysis of Arrays of Heated Square Blocks", ***International Journal Heat Mass and Transfer***, 32(2):395–405, (1989).
24. Cotta R.M., Mikhailov M. D., ve ÖZİŞİK M. N., "Transient Conjugated Forced Convection in Ducts with Periodically Varying Inlet Temperature", ***International Journal Heat Mass and Transfer***, 30(10):2073–2082, (1987).

25. Sucec J. ve Sawant A.M., "Unsteady Conjugated Forced Convection Heat Transfer in a Parallel Plate Duct", ***International Journal Heat Mass and Transfer***, 27(1):95–101, (1984).
26. Kakaç S. and Li W., "Unsteady Turbulent Forced Convection in a Parallel Plate Channel with Timewise Variation of Inlet Temperature", ***International Journal Heat Mass and Transfer***, 37(1):447-456, (1990).
27. Arslanturk, C.A., "Decomposition Method for Fin Efficiency of Convective Straight Fins with Temperature-Dependent Thermal Conductivity", ***Int. Commun.Heat Mass Transfer***, 32:831-841, (2005).
28. Harahap, F., Setio, D., "Correlations for Heat Dissipation and Natural Convection Heat-Transfer from Horizontally-Based, Vertically-Finned Arrays". ***Applied Energy***, 69:29-38, (2001).
29. El-Sayed, S.A., Mohamed, M.S., Abdel-latif, A.M., Abouda, A.E., "Investigation of Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in Longitudinal Rectangular-Fin Arrays of Different Geometries and Shrouded Fin Array". ***Experimental Thermal and Fluid Science***, 26:879-900, (2002).
30. Şahin, B., Yakut, K., Kotcioğlu, I., Celik, "Optimum Design Parameters of a Heat Exchanger", ***Applied Energy***, 82:90-106, (2005)
31. Prstic, S., Iyengar, M., Bar-Cohen, A., "Bypass Effect in High Performance Heatsinks", ***The ASME-ZSITS International Thermal Science Seminar***, Bled, Slovenia.11-14 Haziran, (2000).
32. Naik, S. Probert, S. D., Shilston, M. J., "Forced Convective Steady-State Heat tTransfers from Shrouded Vertical Fin Arrays, Aligned Parallel to an Undisturbed Airstream", ***Applied Energy***, 26:137-158, (1987).
33. Leung, C.W., Kang, H.J., Probert, S.D., "Horizontal Simulated Printed-Circuit Board Assembly in Fully-Developed Laminar-Flow Convection"., ***Applied Energy***, 56 (1): 71-91, (1997).
34. Rohsenow, W.M., Hartnett ve Cho J.P., Eds, Y.I., "Handbook of Heat Transfer Third ed". ***McGraw-Hill***, New York, (1998).
35. Benli, H., Gül, H., "Durmuş, A., Değişik Yüzey Profiline Sahip Tek Geçişli Plaka Tipli Isı Değiştiricilerinde Isı Transferinin İncelenmesi", ***Firat Üniversitesi Fen ve Müh. Bil. Dergisi***, 18 (4):569-575, (2006).
36. Bejan, A. ve Morage, A. M. "Optimal Arrays of Pin Fins and Plate Fins in Laminer Forced Convection", ***J. Heat Transfer***, 115:75-81, (1993).

37. Bejan, A. ve Morage, A.M., "The Optimal Spacing of a Stack of Plates Cooled by Turbulent Forced Convection", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37:1045-1048, (1994).
38. Tuckerman, D.B., ve Pease, R.F.W., "High Performance Heat Sinking for VLSI", *IEEE Electron Device Lett.*, EDL-2(5):126-129, (1981).
39. Tuckerman, D.B. ve Pease, R.F.W., "Ultrahigh Thermal Conductance Microstructures for Cooling Integrated Circuits", in Proc. 32nd *Electron. Components Conf.*, IEEE, EIA, CHMT, 145-149, (1982).
40. Philips, R.J., Glicksman, L.R., ve Larson, R., "Forced Convection, Liquid Cooled, Microchannel Heat Sinks for High Power Density Microelectronics", in Proc. *Int. Symp. Cooling Technol. for Electron. Equipment*, Honolulu, Hawaii, 227-248, (1987).
41. Bowers, M.B. ve Mudawar, I., "Two Phase Electronic Cooling Using Mini Channel and Micro Channel Heat Sinks II. Flow Rate and Pressure Drop Constraints", *Adv. in Electron. Packag.*, ASME EEP. 4, 2:703-712. (1993).
42. Stasiek J.A., "Experimental Studies of Heat Transfer and Fluid Flow Across Corrugated-Undulated Heat Exchanger Surfaces", *I. Heat Mass Transfer*, 41:899-914, Kasim 6-7, (1998).
43. Manglik R.M., Zhang J., Muley A., "Low Reynolds Number Forced Convection in Three-Dimensional Wavy-Plate-Fin Compact Channels: Fin Density Effects", *Heat and Mass Transfer*, 48:1439-1449, (2005).
44. Asako Y., Faghri M., "Finite-Volume Solutions for Laminar Flow and Heat Transfer in a Corrugated Duct", *J. Heat Transfer* 109 (3): 627-634, (1987).
45. Metwally H.M., Manglik R.M., "Enhanced Heat Transfer Due to Curvature-Induced Lateral Vortices in Laminar Flows in Sinusoidal Corrugated-Plate Channels", *Int. J. Heat Mass Transfer* 47 (10-11): 2283-2292, (2004).
46. O'Brien J.E., Sparrow E.M., "Corrugated-Duct Heat Transfer, Pressure Drop and Flow Visualization", *Trans ASME J Heat Transfer*, 104(410):41-6, (1982).
47. Gradeck M., Hoareau B., Lebouche M., "Local Analysis of Heat Transfer Inside Corrugated Channel", *J Heat Mass Transfer*, 48(1909):191-5, (2005).

48. Hwang S.D., Jang I.H., Cho H.H., “Experimental Study on Flow and Heat/Mass Transfer Characteristics Inside Corrugated Duct”, **J Heat Mass Transfer**, 27:21–32, (2006)
49. Kays W.M., London A.L., “Compact Heat Exchangers”, Reprint 3rd ed., FL: Krieger; (1998).
50. Ismail, L.S., Velraj R., Ranganayakulu C., “Studies on Pumping Power in Terms of Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Compact Plate-Fin Heat Exchangers—A review”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 14:478–485, (2010).
51. “Brazing Handbook”, 4th Edition, **American Welding Society**, Miami, Fla., 35-38, (1991).
52. Daniel Kay W., Kay&Associates, “Ten Reasons to Choose Brazing”, Simburg, Conn.
53. Tennenhouse C., “Control of Distortion During Furnace Brazing”, **Welding Journal**, 50(10): 701-711, (1971).
54. Holman, J.P., “Experimental Methods for Engineers”, 6th ed., **McGraw-Hill Inc.**, New York, (1994).
55. Hartnett J.P., Koh J.C.Y., ve McComas S.T., “A Comparison of Predicted and Measured Friction Factors for Turbulent Flow through Rectangular Ducts”, **J. Heat Transfer**, 84:82-88, (1962).
56. Kays, W.M., ve Crawford M.E., “Convective Heat and Mass Transfer”, 3rd ed., **McGraw-Hill**, New York, (1993).
57. Steinke, M.E., ve Kandlikar S.G., “Single Phase Liquid Friction Factors in Microchannels”, **International Journal of Thermal Sciences**, 45:1073-1083, (2006).
58. Kakaç, S., Shah, R.K., Aung, W., “Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer”, **Wiley-Interscience**, New York, (1987).
59. Petukhov, B.S., “Advances in Heat Transfer”, **Academic Press**, New York, 85-95, (1970).
60. Forghan, F., Goldwaite, D., Ulinski, M., Metghalchi, H., “Experimental and Theoretical Investigation of Thermal Performance of Heat Sinks”.
61. Kandlikar S.G., Garimella S., Li D., Colin S., King M.R., “Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels”, **Elsevier**, Oxford, (2006).

62. Drew T.B., Koo E.C., ve McAdams W.H., "The Friction Factor for Clear Round Pipes", *Trans. AIChE*, 28: 56-72, (1932).
63. Blasius H., "Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten", *Forsch. Arb. Ing.-Wes.*, Berlin, 131, (1913).
64. Techo R., Tickner R.R., ve James R.E., "An Accurate Equation for the Computation of the Friction Factor for Smooth Pipes from the Reynolds-Number", *J. Appl. Mech.*, 32: 443, (1965).
65. Incropera F.P., DeWitt D.P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 5th edition, John Wiley & Sons, Indianapolis, (2002).
66. Barber R.W., Emerson D.R., "Challenges in Modeling Gas-Phase Flow in Microchannels: From Slip to Transition", *Heat Transfer Engineering*, 27:3-12, (2006).
67. Gad-el-Hak M., "The Fluid Mechanics of Microdevices – The Freeman Scholar Lecture", *Journal of Fluids Engineering*, 121:5-33, (1999).
68. Deissler R.G., "An Analysis of Second-Order Slip Flow and Temperature-Jump Boundary Conditions for Rarefied Gases", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7:681-694, (1964).
69. Beşkök A., Karniadakis G.E., "A Model for Flows in Channels, Pipes, and Ducts at Micro and Nano Scales", *Microscale Thermophysical Engineering*, 3:43-77, (1999).
70. Xue H., Fan Q., "A New Analytic Solution of the Navier-Stokes Equations for Microchannel Flows", *Microscale Thermophysical Engineering*, 4:125-143, (2000).
71. Jie D., Diao X., Cheong K.B., Yong L.K., "Navier Stokes Simulations of Gas Flows in Micro Devices", *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 10:372-379, (2000).
72. Petukhov B.S., ve Kirillov V.V., "The Problem of Heat Exchange in the Turbulent Flow of Liquids in Tubes" (in Russian), *Teploenergetika*, 4:63-68, (1958).
73. Petukhov B.S., ve Popov V.N., "Theoretical Calculation of Heat Exchange in Turbulent Flow in Tubes of an Incompressible Fluid with Variable Physical Properties", *High Temp.*, 1(1): 69-83, (1963).
74. Gnielinski V., "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", *Int. Chem. Eng.*, 16. 359-368, (1976).

75. Nusselt W., "Warmeübergang in Rohrleitungen", Forsch.-Arb. Ing.-Wes., Berlin, 89, (1910).
76. Drexel R.E., ve McAdams W.H., "Heat Transfer Coefficients for Air Flowing in Round Tubes, and Around Finned Cylinders", NACA ARR No. 4f28; also Wartime Report w-108, (1945).
77. Mills A.F., "Experimental Investigation of Turbulent Heat Transfer in the Entrance Region of a Circular Conduit", **J. Mech. Eng. Sci.**, 4: 63-77, (1962).
78. Lockerby D.A., Reese J.M., Emerson D.R., Barber R.W., "Velocity Boundary Condition at Solid Walls in Rarefied Gas Calculations", Physical Review E, 70, 017303, (2004)

**EKLER**

## EK-1 Hata Analizi

Gerçekleştirilen bir deneyde ölçülen bağımsız parametrelerin  $x_1, x_2, \dots, x_n$  olduğunu; ölçülen bu parametreleri kullanarak  $f$  bağıntısı ile  $y$  parametresini hesaplayacağımızı varsayalım. Bu söylem matematiksel olarak

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (0.1)$$

şeklinde ifade edilebilir. Ölçülen her  $x$  bağımsız parametresi çeşitli sebeplerden dolayı bir belirsizlik içerir. Bir  $x$  bağımsız parametresinin belirsizliğine  $w_x$  dersek,  $x$ 'ten kaynaklanan belirsizlik  $y$  parametresinde  $\frac{\partial f}{\partial x} w_x$  kadar belirsizliğe sebep olur. Bunu her bir  $x$ 'e uyguladığımızda  $y$ 'deki belirsizlik miktarı, yani  $w_y$

$$w_y = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} w_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} w_{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} w_{x_n}\right)^2} \quad (0.2)$$

şeklinde bulunur. Belirsizlik oranı ise  $\frac{w_y}{y}$  şeklinde ifade edilir.

Deney ölçümlerine ( $x$ 'lere) dayanarak bulunan diğer parametrelerin ( $y$ 'lerin) hesabında kullanılan bağıntılara ( $f$ 'lere) yukarıda bahsedilen belirsizlik analizi uygulanacaktır.

Bağıntı 1:  $\Delta T = T_y - T_m$

$\Delta T$ : sıcaklık farkı

$T_y$ : yüzey sıcaklığı

$T_m$ : akışkan sıcaklığı

## EK-1 (Devam) Hata Analizi

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial T_y} = 1 \qquad \frac{\partial \Delta T}{\partial T_m} = -1 \qquad (0.3)$$

$$w_{\Delta T} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_y} w_{T_y}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_m} w_{T_m}\right)^2} = \sqrt{w_{T_y}^2 + w_{T_m}^2} \qquad (0.4)$$

$$\frac{w_{\Delta T}}{\Delta T} = \sqrt{\left(\frac{w_{T_y}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{w_{T_m}}{\Delta T}\right)^2} \qquad (0.5)$$

Bağıntı 2:  $A_y = P_w L$ 

$A_y$ : Isı transferi alanı       $P_w$ : Kanatçığın çevresi       $L$ : Kanatçığın uzunluğu

$$\frac{\partial A_y}{\partial P_w} = L \qquad \frac{\partial A_y}{\partial L} = P_w \qquad (0.6)$$

$$w_{A_y} = \sqrt{(L w_{P_w})^2 + (P_w w_L)^2} \qquad (0.7)$$

$$\frac{w_{A_y}}{A_y} = \sqrt{\left(\frac{w_{P_w}}{P_w}\right)^2 + \left(\frac{w_L}{L}\right)^2} \qquad (0.8)$$

Bağıntı 3:  $h = \frac{\dot{Q}}{A_y \Delta T}$ 

$h$ : ısı transfer katsayısı

$\dot{q}$ : ısı yükü

$$\frac{\partial h}{\partial \dot{Q}} = \frac{1}{A_y \Delta T} \qquad \frac{\partial h}{\partial A_y} = \frac{-\dot{Q}}{A_y^2 \Delta T} \qquad \frac{\partial h}{\partial \Delta T} = \frac{-\dot{Q}}{A_y \Delta T^2} \qquad (0.9)$$

## EK-1 (Devam) Hata Analizi

$$w_h = \sqrt{\left(\frac{w_{\dot{Q}}}{A_y \Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\dot{Q} w_{A_y}}{A_y^2 \Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\dot{Q} w_{\Delta T}}{A_y \Delta T^2}\right)^2} \quad (0.10)$$

$$\frac{w_h}{h} = \sqrt{\left(\frac{w_{\dot{Q}}}{q \dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{w_{A_y}}{A_y}\right)^2 + \left(\frac{w_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2} \quad (0.11)$$

**Bağıntı 4:**  $D_h = \frac{4A_k}{P}$

$D_h$ : hidrolik çap

$A_k$ : kesit alan

$$\frac{\partial D_h}{\partial A_k} = \frac{4}{P} \quad \frac{\partial D_h}{\partial P} = \frac{-4A_k}{P^2} \quad (0.12)$$

$$w_{D_h} = \sqrt{\left(\frac{4w_{A_k}}{P}\right)^2 + \left(\frac{4A_k w_P}{P^2}\right)^2} \quad (0.13)$$

$$\frac{w_{D_h}}{D_h} = \sqrt{\left(\frac{w_{A_k}}{A_k}\right)^2 + \left(\frac{w_P}{P}\right)^2} \quad (0.14)$$

**Bağıntı 5:**  $Nu = \frac{hD_h}{k}$

$Nu$ : Nusselt sayısı

$k$ : ısı iletim katsayısı (sabit)

$$\frac{\partial Nu}{\partial h} = \frac{D_h}{k} \quad \frac{\partial Nu}{\partial D_h} = \frac{h}{k} \quad (0.15)$$

## EK-1 (Devam) Hata Analizi

$$w_{Nu} = \sqrt{\left(\frac{D_h w_h}{k}\right)^2 + \left(\frac{h w_{D_h}}{k}\right)^2} \quad (0.16)$$

$$\frac{w_{Nu}}{Nu} = \sqrt{\left(\frac{w_h}{h}\right)^2 + \left(\frac{w_{D_h}}{D_h}\right)^2} \quad (0.17)$$

**Bağintı 6:**  $Re = \frac{U_m D_h}{\nu}$

Re: Reynolds  
sayısı

$U_m$ : akışkanın kanala  
giriş hızı

$\nu$ : viskozite (sabit)

$$\frac{\partial Re}{\partial U_m} = \frac{D_h}{\nu} \quad \frac{\partial Re}{\partial D_h} = \frac{U_m}{\nu} \quad (0.18)$$

$$w_{Re} = \sqrt{\left(\frac{D_h w_{U_m}}{\nu}\right)^2 + \left(\frac{U_m w_{D_h}}{\nu}\right)^2} \quad (0.19)$$

$$\frac{w_{Re}}{Re} = \sqrt{\left(\frac{w_{U_m}}{U_m}\right)^2 + \left(\frac{w_{D_h}}{D_h}\right)^2} \quad (0.20)$$

**Bağintı 7:**  $f = \frac{-\Delta P \frac{D_h}{L_{ch}}}{\rho \frac{U_m^2}{2}} = \frac{-2\Delta P D_h}{\rho L_{ch} U_m^2}$

f: sürtünme faktörü

$\rho$ : havanın 298 °K'deki yoğunluğu

## EK-1 (Devam) Hata Analizi

$$\frac{\partial f}{\partial \Delta P} = \frac{-2D_h}{\rho L_{ch} u_m^2} \quad \frac{\partial f}{\partial D_h} = \frac{-2\Delta P}{\rho L_{ch} u_m^2} \quad (0.21)$$

$$\frac{\partial f}{\partial L} = \frac{2\Delta P D_h}{\rho L_{ch}^2 u_m^2} \quad \frac{\partial f}{\partial u_m} = \frac{4\Delta P D_h}{\rho L_{ch} u_m^3}$$

$$w_f = \sqrt{\left(\frac{2D_h w_{\Delta P}}{\rho L_{ch} u_m^2}\right)^2 + \left(\frac{2\Delta P w_{D_h}}{\rho L_{ch} u_m^2}\right)^2 + \left(\frac{2\Delta P D_h w_{L_{ch}}}{\rho L_{ch}^2 u_m^2}\right)^2 + \left(\frac{4\Delta P D_h w_{u_m}}{\rho L_{ch} u_m^3}\right)^2} \quad (0.22)$$

$$\frac{w_f}{f} = \sqrt{\left(\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P}\right)^2 + \left(\frac{w_{D_h}}{D_h}\right)^2 + \left(\frac{w_{L_{ch}}}{L_{ch}}\right)^2 + \left(\frac{2w_{u_m}}{u_m}\right)^2} \quad (0.23)$$

Parametre	Belirsizlik Oranı	Açıklama
$T_y, T_\infty$	%1.86	Kullanılan ısı çiftin hata oranı (%0.75) ile veri kaydedicinin hata oranı (%1.7) kullanılarak hesaplanmıştır.
$\Delta T$	%2.63	Denklem 1.1 kullanılarak hesaplanmıştır.
$A_y$	%1.41	Üretim hassasiyetleri göz önüne alınarak P ve L'nin hata oranları %1 olarak alınmıştır. Denklem 2.2 kullanılarak hesaplanmıştır.
$\dot{Q}$	%0.5	Deney sırasında uygulanan ısı yükleri göz önüne alınarak Q'daki hata oranı %0.5 olarak alınmıştır.
h	%3.03	Denklem 3.3 kullanılarak hesaplanmıştır.

## EK-1 (Devam) Hata Analizi

$D_h$	%1.73	Boyutlardaki hata payı göz önüne alındığında, $A_k$ 'deki hata oranı $A_s$ ile aynı (%1.41) alınmıştır. Denklem 4.4 kullanılarak hesaplanmıştır.
$Nu$	%3.49	$k$ bir sabit olduğu için onun hata payı ihmal edilmiştir. Denklem 5.5 kullanılarak hesaplanmıştır.
$u_m$	%5	Deneydeki en büyük ölçüm hatası hız ölçümünde yaşanmıştır. Ölçüm cihazının hata oranı %2 olmasına karşın, ölçüm sonucunun kanal içindeki hava sıcaklığı ve hız probunun kanal içindeki konumuna göre oldukça değiştiği gözlemlenmiştir. Bu değişimin yaklaşık %5 civarında olduğu gözlemlenmiştir.
$Re$	%5.29	Viskozite'nin ( $\nu$ ) hata oranı ihmal edilmiştir. Hata oranı denklem 6.6 kullanılarak hesaplanmıştır.
$\Delta P$	%1.5	Diferansiyel basınç ölçerin hata oranı %1.5'tir.
$f$	%10.87	Hata oranı denklem 7.7 kullanılarak hesaplanmıştır. Beklendiği gibi, büyük olan hata oranı $(2w_{U_m}/U_m)$ baskın çıkmıştır.

## EK-2 Örnek Hesaplama

Plakalı düz kanatçıkta deneysel veriler kullanılarak Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü gibi deneysel verileri kullanarak bir takım hesaplamalar yapılmıştır. Örnek hesaplama aşağıda verilmiştir.

Havanın ortalama giriş sıcaklığı	=	28.5 °C
Havanın ortalama çıkış sıcaklığı	=	54.2 °C
Yüzeyin ortalama sıcaklığı	=	71.2°C
Kanal uzunluğu	=	1350 mm
Havanın kanal içindeki hızı	=	7.3 m/s
Kanal içi fark basıncı ( $\Delta P$ )	=	129 Pa
Kanatçığa uygulanan ısı yükü	=	80 Watt
Kanatçığın çevresi	=	501.6 mm
Kanatçığın akış geçen yüzeylerinin alanı	=	25163 mm <sup>2</sup>
Alüminyum kanatçığın ısı iletim katsayısı	=	237 W/m.K

ÖZELLİK	SEMBOL	BİRİM	HAVA @ 298K
Özgül ısı	$c_p$	k. J/kg. K	1,00693
Kinematik viskozite	$\nu$	m <sup>2</sup> /2	15.8x10 <sup>-6</sup>
Isı iletim katsayısı	$k$	W/m. K	0.02614
Prandtl Sayısı	$Pr$		0.70552
Yoğunluk	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	1.1707

Hidrolik çap:

$$D_h = \frac{4A_k}{P} = 0.01515 \text{ m}$$

$$A_k = 0.0103 \times 0.0287 = 2.95 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$P = 2(0.0103 + 0.0287) = 0.039 \text{ m}$$

Kanal içindeki kesitte oluşan debi, hızdan bulunur:

## EK-2 (Devam) Örnek Hesaplama

$$\dot{V} = u_m A_k = 7.3 \times 2.95 \times 10^{-4} = 0.00216 \text{ m}^3/\text{s}$$

Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{u_m D_h}{\nu} = \frac{7.3 \times 0.01515}{1.58 \times 10^{-4}} = 7000$$

Ortalama kanatçık içi sıcaklık:

$$T_m = \frac{T_{hg} + T_{hç}}{2} = \frac{28.5 + 54.2}{2} = 41.35^\circ\text{C}$$

Ortalama ısı transfer katsayısı:

$$h = \frac{\dot{Q}}{A_y (T_y - T_m)} = \frac{80}{0.0251 \times (71.4 - 41.35)} = 67.35 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{h D_h}{k} = \frac{67.35 \times 0.015}{26.14 \times 10^{-3}} = 39.06$$

Sürtünme faktörü:

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{L_{ch}}{D_h} \frac{\rho u_m^2}{2}} = \frac{129}{\frac{1.35 \times 1.1707 \times 7.3^2}{0.015 \times 2}} = 0.0525$$

Kanatçığın karakteristik uzunluğu:

## EK-2 (Devam) Örnek Hesaplama

$$L_c = L + \frac{t_f}{2} = 10 + \frac{0.3}{2} = 0.01015 \text{ m}$$

Kanatçık verimi:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} = \frac{\tanh(32.7 \times 0.01015)}{(32.7 \times 0.01015)} = 0.96$$

$$m = \sqrt{\frac{hP_w}{k_{Al}A_k}} = \sqrt{\frac{67.35 \times 0.5016}{237 \times 7.5 \times 10^{-4}}} = 32.7 \text{ m}^{-1}$$

Yüzey verimi:

$$\eta_o = 1 - \frac{NA_f}{A_y} (1 - \eta_f) = 1 - \frac{0.05}{0.0251} \times (1 - 0.96) = 0.93$$

$$\theta_b = \frac{q}{\eta_o h A_y} = \frac{80}{0.93 \times 67.35 \times 0.0251} = 50.9^\circ\text{C}$$

Yani, soğutucunun taban sıcaklığı, soğutucu akışkanın sıcaklığından 50.9C daha fazladır.

**ÖZGEÇMİŞ****Kişisel Bilgiler**

Soyadı, Adı : ALTINSOY AYHAN, Meryem  
Uyruğu : T.C.  
Doğum Tarihi ve Yeri : 1985, Ankara  
Medeni Hali : Evli  
Telefon : 0 (312) 592 35 60  
Faks : 0 (312) 592 30 31  
E-mail : maltinsoyayhan@gmail.com

**Eğitim**

<b>Derece</b>	<b>Eğitim Birimi</b>	<b>Mezuniyet Tarihi</b>
Lisans	Gazi Üniversitesi Makine Eğitimi	2008

**İş Deneyimi**

<b>Yıl</b>	<b>Yer</b>
2008-Halen	Aselsan A.Ş.

**Yabancı Dil**

İngilizce