

**DİKDÖRTGEN VE ALTİGEN KANATÇIKLI ISI
ALICILARDA ISI VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN
DENEYSEL VE TEORİK ANALİZİ**

Faruk YEŞİLDAL

**Yüksek lisans Tezi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Doç. Dr. Kenan YAKUT
2007
Her hakkı saklıdır**

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DİKDÖRTGEN VE ALTİGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA ISI VE
AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE TEORİK ANALİZİ

Faruk YEŞİLDAL

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ERZURUM
2007

Her hakkı saklıdır

Doç. Dr. Kenan YAKUT'un danışmanlığında, Faruk YEŞİLDAL tarafından hazırlanan bu çalışma/.....2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan:

İmza :

Üye :

İmza :

Üye :

İmza :

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Mehmet ERTUĞRUL

Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tezimin belirlenmesi ve tamamlanması aşamalarında ilgi ve yardımlarını esirgemeyen herkese teşekkür ederim. Öncelikle, Yüksek Lisans tezimi büyük bir titizlikle değerlendirerek değerli görüş ve eleştirileriyle zenginleştiren, tez danışmanım ve değerli hocam Sayın Doç. Dr. Kenan YAKUT'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmamda katkılarından dolayı Sayın Yrd.Doç.Dr. Bayram ŞAHİN'e ve Sayın Arş.Gör. Nihal ALEMDAROĞLU'na teşekkür ederim. Çeşitli düzeltmelerle çalışmanın tamamlanmasına katkılarından dolayı Sayın Prof.Dr. Hanifi SARAÇ'a ve Sayın Yrd. Doç. Dr. İsak KOTÇİOĞLU'na teşekkür ederim.

Son olarak, yüksek lisans tezimin hazırlanması aşamasında sınırsız desteğini yanımda hissettiğim sevgili aileme şükran duygularımı sunarım.

Faruk YEŞİLDAL

Ağustos 2007

ÖZET
Yüksek Lisans Tezi

**DİKDÖRTGEN VE ALTİGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA ISI VE AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE TEORİK ANALİZİ**

Faruk YEŞİLDAL

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Kenan YAKUT

Elektronik endüstrisinde, ısı değiştiricilerinde ve nükleer reaktörlerin soğutulmasında ısının sistemden transfer edilmesi kanatçıklarla yapılmaktadır. Özellikle elektronik cihazların soğutulması için yaygın olarak kullanılan yöntemlerin başında taşınım ile ısı transferini artıran kanatçıklı ısı alıcılar gelmektedir. Isı alıcılar yüzey alanını ve türbülansı artırarak işletme sıcaklığını, dolayısıyla eklem sıcaklığını düşürürler. Basit yapıları ve düşük maliyetleri nedeniyle düzlem, silindirik, altıgen vb. gibi konvansiyonel geometriye sahip kanatçıklı ısı alıcılar yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, altıgen ve dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için daha önce Taguchi deney tasarımı ile $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ ortogonal dizisi kullanılarak bulunan ve "Genel" olarak adlandırılan optimum geometriye sahip altıgen ve dikdörtgen kanatçıklı elemanlarla deneyler gerçekleştirildi. Isı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerine en etkili parametre olan kanat yüksekliği için altıgen ve dikdörtgen kanatçıklarla 10cm, 15cm ve 20 cm' de deneyler yapıldı. En etkin ikinci parametre olan akış hızı için ise 5 ayrı hızda deneyler gerçekleştirildi. Deneyler sonucunda ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri Nu-Re ve f-Re grafikleri halinde sunuldu. Artan akış hızı ve buna bağlı olarak artan Reynolds sayılarında Nusselt sayısının arttığı, aynı zamanda da sürtünme katsayısının azaldığı gözlemlendi. Artan kanatçık yüksekliği ile Nusselt sayısı azalmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı elemanlarda Genel-1 de daha yüksek Nusselt sayıları, altıgen elemanlar için ise Genel-2 de daha yüksek Nusselt sayıları elde edildi. Genel elemanlar için türbülans şiddetleri incelendiğinde deneyler ve literatürde kanat yüksekliği arttıkça türbülans şiddeti (Tu)'nin düştüğü görüldü. Bu etki ısı transfer miktarı içerisinde türbülans kaynaklı oranın azaldığı şeklinde yorumlanmıştır. Elde edilen deneysel verilerle Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için özel kayıp fonksiyonu metodu kullanılarak korelasyonlar çıkarıldı. Daha sonra dikdörtgen ve altıgen kanatlar için I. kanun destekli artım verimi ve II. kanun destekli entropi artışı minimizasyonu analizleri yapıldı. Sonuçlar η -Re ve $N_{s,a}$ -Re grafikleri şeklinde verildi. Artan Reynolds sayısı ile entropi oluşum sayısı ($N_{s,a}$)'nın arttığı ve artım veriminin (η) düştüğü görüldü.

2007, 140 sayfa

Anahtar kelimeler: ısı transferinin iyileşmesi, elektronik cihazların soğutulması, entropi artışı minimizasyonu

ABSTRACT
MS Thesis

**EXPERIMENTAL AND THEORETICAL ANALYSIS OF HEAT AND FLOW
CHARACTERISTICS IN RECTANGULAR AND HEXAGONAL HEAT SINKS**

Faruk YEŞİLDAL

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Kenan YAKUT

In electronic industry, heat exchangers, and cooling of nuclear reactors, the fins are used for heat transfer from the system. Particularly, in order to cool the electronic devices, the most common method is to use heat exchangers with fins that increase convective heat transfer. Heat exchangers reduce junction temperature by increasing turbulence and surface area, hence increasing operation temperature. Due to simple structures and low costs, heat exchangers with fin having conventional geometry such as smooth, rectangular, cylindric, hexagonal etc. have been used commonly.

In this study, experiments were carried out on the elements called as “General” which were experimentally found as optimal geometry by Taguchi $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ orthogonal array for heat exchangers with hexagonal and rectangular fins. The height of fin found as the most effective parameter on heat transfer and friction characteristics. Thus, the experiments were made on hexagonal and rectangular fins with 10cm, 15cm 20 cm fin heights. For the flow rate which is the most effective second parameter, the experiments in five different flow rates are carried out. In the result of the experiments, heat transfer and friction characteristics have been submitted as in Nu-Re and f-Re graphics. It was observed that, with increasing flow rate, the number of Nusselt also increase, and that, at the same time, friction coefficient reduce. With increasing fin’s height the number of Nusselt reduce. In the elements with rectangular fins, higher Nusselt numbers were obtained in General-1 and for hexagonal elements the higher Nusselt numbers were obtained in General II. When the turbulence intensity for general elements were examined, both in the literature and experiments, it was observed that the intensity of turbulence reduced as the height of fin increased. This effect is interpreted as the reduction of the rate deriving from turbulence in heat transfer amount. With experimental data obtained loss function method was used for Nusselt number and friction factor, and correlations were found out. After that, for rectangular and hexagonal fins, enhancement efficiency with first law supported and entropy generation minimization analysis with second law supported were carried. The conclusions are given as in the graphics of η -Re and $N_{s,a}$ -Re. It was found out that the number of entropy generation ($N_{s,a}$) increase and the enhancement efficiency(η) decrease with increasing Reynolds Number.

2007, 140 pages

Keywords: heat transfer enhancement, electronics cooling, entropy generation minimization

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER	45
2.1.Genel Isı Transferi kavram ve tanımları.....	45
2.1.1. İletim ile Isı Transferi	46
2.1.2.Taşımla Isı Transferi(Konveksiyon).....	46
2.1.3.Işınlama ile Isı Transferi	48
2.2 Hız (Hidrodinamik) sınır tabaka.....	48
2.3 Isıl Sınır Tabaka.....	50
2.4 Sınır tabaka ayrılımları	52
2.5. Laminer ve Türbülanslı Akış.....	54
2.6. Termodinamik kanunları ile Entropi oluşumu arasındaki ilişkiler ve verim..	59
3. MATERYAL ve YÖNTEM	67
3.1. Rüzgar tüneli.....	67
3.2. Test bölgesi.....	70
3.3. Test Elemanları.....	72
3.4. Termoçiftler ve veri toplama sistemi.....	76
3.5. Isı Transferi deneylerinin yapılışı.....	80
3.6. Deneysel verilerin karakteristik hesaplarda kullanılması.....	80
3.7. Entropi Artışı Minimizasyonu ve Artım Verimi	86
3.8. Deneysel belirsizlikler	90
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	91
4.1. Isı Transferi ve Sürtünme Karakteristikleri	91
4.2. Dikdörtgen Elemanlar.....	91

4.3. Altıgen Elemanlar	109
5. SONUÇ	127
KAYNAKLAR	132
EKLER.....	139
EK 1	139
EK 2.....	140
ÖZGEÇMİŞ	141

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 Elektronik cihazlarda sıcaklıkla performansın değişimi	3
Şekil 1.2. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden temel faktörler	4
Şekil 1.3. Bir ısı alıcısına ait performans grafiği	6
Şekil 1.4. Elektronik cihazların soğutulmasında kullanılan bazı ısı alıcı tipleri.....	7
Şekil 1.5. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden faktörlerin etki yüzdeleri	9
Şekil 1.6. Moore'un tahminine göre Intel işlemcideki transistör sayısının zaman çizelgesi.....	10
Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi	49
Şekil 2.2. Kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi	49
Şekil 2.3. Isıtılmış bir boru içerisinde ısıl sınır tabakanın gelişimi	51
Şekil 2.4. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi	51
Şekil 2.5. Basınç gradyeninin sınır tabaka profilleri üzerindeki etkisi	52
Şekil 2.6. Türbülansın ayrılmaya olan etkisi.....	53
Şekil 2.7. Bir yakınsak lüle ve yayıcıdan oluşan sistemde sınır tabaka büyümesi ve ayrılması	54
Şekil 2.8. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi.....	55
Şekil 2.9. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı ve yerel taşınım katsayısının değişimi.....	56
Şekil 2.10. Ortalama ve çalkantı türbülans değişkenlerinin tanımı	57
Şekil 2.11. Ortalama ve çalkantı hız terimleri.....	58
Şekil 3.1. Rüzgar tüneli.....	69
Şekil 3.2. Deney sisteminin görünüşü	70
Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü	72
Şekil 3.4. Altıgen test elemanının görünüşü	74
Şekil 3.5. Dikdörtgen test elemanın görünüşü	75
Şekil 3.6. Veri toplama ünitesinin görünüşü.....	77
Şekil 3.7. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı.....	78
Şekil 3.8. Basınç ve hız ölçüm cihazları	79
Şekil 3.9. Değişik hızlarda elde edilen hız profilleri.....	85

Şekil 4.1. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkileri	94
Şekil 4.1. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkileri (devamı).....	95
Şekil 4.1. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkileri (devamı)	96
Şekil 4.2. Parametrelerin Nusselt sayısı (D_h) üzerine katkı yüzdeleri	96
Şekil 4.3. Dikdörtgen Genel-1 için Nu-Re grafiği	98
Şekil 4.4. Dikdörtgen Genel-2 için Nu-Re grafiği	98
Şekil 4.5. Dikdörtgen Genel-1 için f-Re grafiği.....	99
Şekil 4.6. Dikdörtgen Genel-2 için f-Re grafiği.....	99
Şekil 4.7. Dikdörtgen Genel-1 için $N_{s,a}$ -Re grafiği	102
Şekil 4.8. Dikdörtgen Genel-2 için $N_{s,a}$ -Re grafiği	103
Şekil 4.9. Dikdörtgen Genel-1 için η -Re grafiği.....	103
Şekil 4.10. Dikdörtgen Genel-2 için η -Re grafiği.....	104
Şekil 4.11. Dikdörtgen Genel-1 için % T_u değerleri	106
Şekil 4.12. Dikdörtgen Genel-2 için % T_u değerleri	107
Şekil 4.13. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkileri.....	112
Şekil 4.14. Parametrelerin Sürtünme katsayısı üzerine etkileri	112
Şekil 4.15. Parametrelerin Nusselt sayısı üzerine katkı yüzdeleri	113
Şekil 4.16. Parametrelerin sürtünme faktörü üzerine katkı yüzdeleri.....	113
Şekil 4.17. Altıgen Genel-2 için Nu-Re grafiği	115
Şekil 4.18. Altıgen Genel-3 için Nu-Re grafiği	116
Şekil 4.19. Altıgen Genel-2 için f-Re grafiği.....	116
Şekil 4.20. Altıgen Genel-3 için f-Re grafiği.....	117
Şekil 4.21. Altıgen Genel-2 için $N_{s,a}$ -Re grafiği	119
Şekil 4.22. Altıgen Genel-3 için $N_{s,a}$ -Re grafiği	120
Şekil 4.23. Altıgen Genel-2 için η -Re grafiği	120
Şekil 4.24. Altıgen Genel-3 için η -Re grafiği	121
Şekil 4.25. Altıgen Genel-2 için türbülans şiddeti grafikleri	123
Şekil 4.26. Altıgen Genel-3 için türbülans şiddeti grafikleri	124

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Son yıllarda yapılan deneysel çalışmalardan örnekler.....	8
Çizelge 1.1. Son yıllarda yapılan deneysel çalışmalardan örnekler (devamı).....	9
Çizelge 2.1. Bazı akışkanların ortalama konvektif ısı transferi katsayıları	47
Çizelge 3.1. Değişik akış tiplerindeki türbülans değerleri	68
Çizelge 3.2. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri (Altıgen Kanatçık).....	74
Çizelge 3.3. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri (Dikdörtgen Kanatçık)	75
Çizelge 3.4. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu	77
Çizelge 4.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri (Dikdörtgen Kanatçık)	92
Çizelge 4.2. Nusselt (D_h) için yapılan varyans analizi sonuçları	92
Çizelge 4.3. Nusselt (b) için yapılan varyans analizi sonuçları	93
Çizelge 4.4. Sürtünme katsayısı için yapılan varyans analizi sonuçları	93
Çizelge 4.5. Altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için çalışmada incelenen parametreler ...	109
Çizelge 4.6. Nusselt sayısı (D_h) için yapılan varyans analizi sonuçları	110
Çizelge 4.7. Nusselt sayısı (s) için yapılan varyans analizi sonuçları.....	110
Çizelge 4.8. Sürtünme katsayısı için yapılan varyans analizi sonuçları	111

SİMGELER DİZİNİ

A	Alan (m^2)
b	Dikdörtgen Kanat Genişliği (m)
c_p	Havanın Sabit basınçtaki Özgül Isısı (J/kgK)
D_h	Kanal Hidroilk Çapı (m)
f	Toplam Sürtünme Katsayısı
h	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı (W/m^2K)
h_k	Kanat Yüksekliği (m)
H	Test Bölgesinin Yüksekliği (m)
I	Sisteme Verilen Akım (A)
L	Test Elemanı Uzunluğu (m)
k	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
\dot{m}	Kütleli Debi (kg/s)
N	Kanat sayısı
N_s	Entropi oluşum artış oranı
Nu	Ortalama Nusselt Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
ΔP	Basınç Düşümü (Pa)
P	Islak Çevre (m)
R	Direnç (Ω)
Re	Reynolds Sayısı
s	Altıgen Kanat Genişliği
St	Stanton Sayısı(= $Nu/RePr$)
S_{gen}	Entropi Oluşum Sayısı (J/K)
q'	Birim Alan Başına Isı Transferi Miktarı (W/m^2)
Q	Isı Miktarı (W)
t	Kanat Kalınlığı (m)
T_g	Giriş Sıcaklığı (K)
$T_ç$	Çıkış Sıcaklığı (K)
T_m	Ortalama Akışkan Sıcaklığı (K)

T_y	Test Elemanı Yüzey Sıcaklığı (K)
T_u	Türbülans şiddeti
V	Sisteme Verilen Gerilim (Volt)
W	Genişlik (m)
U	Kanal İçindeki Kesit Ortalama Hızı (m/s)
U_{rms}	Çalkantı hızlarının karesel ortalamalarının karekökü
$X_{fd,h}$	Hidrodinamik Giriş Uzunluğu(m)
$X_{fd,t}$	Isıl Giriş Uzunluğu (m)
μ	Akışkanın Dinamik Viskozitesi (kg/ms)
η	Artım Verimi
ρ	Akışkanın Yoğunluğu (kg/m ³)
ν	Akışkanın Kinematik Viskozitesi (m ² /s)

Alt İndisler:

çık	çıkış
ff	serbest akış
gir	giriş
gen	oluşum
kay	kayıp
konv	konveksiyon
mean	zaman ortalamalı
ort	ortalama
rad	radyasyon
top	toplam
y	yüzey

1. GİRİŞ

Endüstriyel uygulamalarda ısı transferinin artırılması sıkça karşılaşılan ve sürekli geliştirilme ihtiyacı olan bir mühendislik problemidir. Özellikle elektronik sistemlerde bu ihtiyaç daha fazladır. Enerji tüketimi ve işlem hızı giderek artarken ve de elektronik cihazların boyutları küçülürken, elektronik sistemlerin soğutulması kısıtlayıcı bir dizayn problemi olarak ortaya çıkmaktadır. Elektronik cihazlarda ve sistemlerde yüksek performans ve çok fonksiyonellik taleplerinin artması ile bunların termal yapılarında birçok değişiklik yapılmış ve yapılmaya devam edilmektedir. Bir yüzeyle çevresindeki akışkan arasındaki taşınım ile ısı transferini artırmak için genellikle kanatçıklı ısı alıcılar kullanılmaktadır.

Özellikle elektronik cihazların ve türbin kanatlarının soğutulması bunların performansları açısından çok önemlidir. Küçük yapıda ısı değiştiricileri, toplam hacim başına fazla yüzey alanları ve yüksek ısı transferi etkinlikleri olduğundan dolayı, soğutma stratejilerinde nadiren bulunan birkaç avantajı sağlayabilirler. Kanatçıklı ısı değiştiricileri veya elektronik parçalar küçük boyutlarda üretildiklerinde kompakt ısı değiştiricisi olarak kullanılabilir ve böylece kolay dizayn edilebilirlik ve yüksek performans avantajlarını birleştirmiş olabilirler (Saha and Acharya 2003).

Sistemde üretilen ısının efektif olarak atılmasının zorunlu olduğu endüstriyel bir uygulama elektronik endüstrisidir. Isı üreten parçalarıyla elektronik sistemler doğal olarak soğutma problemlerine sahiptir. Özellikle, soğutma havasının dolaşımına engel teşkil edecek alt sistemlere sahip çok küçük boyutlu elektronik cihazlarda (laptop gibi) üretilen ve atılması gereken ısının ortamdaki uzaklaştırılması çok zordur (Zhang vd 2002). Yoğun bir güç tüketimiyle birlikte bu alt sistemler aşırı yerel ısınmaya neden olabilen güçlü lokal ısı kaynakları gibi davranırlar. Dolayısıyla verimli ve uzun ömürlü işletme şartları için sistemden ısıyı efektif bir biçimde atmak çok önemli bir problemidir (Niceno vd 2002).

Kompakt ısı değiştiricileri, ısı transfer yüzey alanını artırarak ve akışı karıştırıp akışkanın hareketinde değişiklikler yaparak ısı transferini artırmak amacı ile dizayn edilirler. Isı transferi artırımı akışta vorteks yapılarını büyüterek ya da kararsızlıkları artırarak da gerçekleştirilebilir. Bu amaçla değişik geometrilere dizayn edilmiş kanat konfigürasyonları ve vorteks üreteçleri kullanılmaktadır. Akışta vortekslerin üretilmesi ve yönlendirilmesi vorteks üreteçlerinin tipine ve konfigürasyonuna bağlı olarak değişir. Örneğin kanatların veya vorteks üreteçlerinin düz veya şaşırtmalı ve akış yönünde farklı açılarda dizilmeleri ve bazı geometrik özelliklerinin değiştirilmesi ile akışta farklı oranlarda vorteksler üretilir.

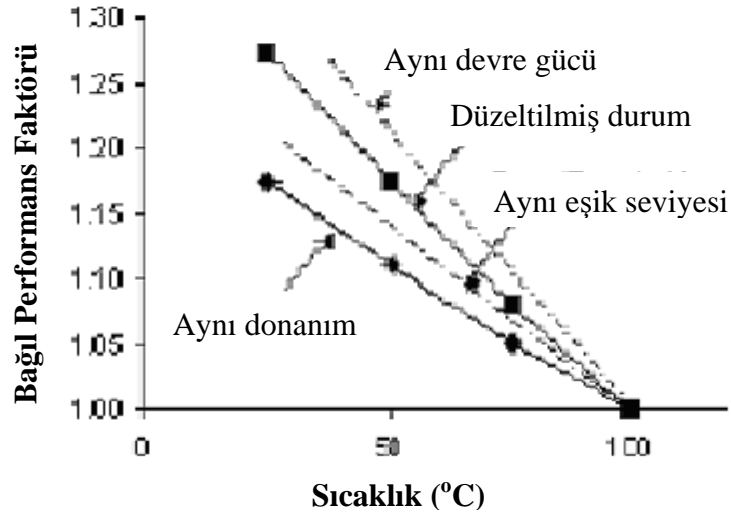
Isı transferi üzerinde türbülanslı akış üreticilerinin yararlı etkileri ilk olarak 1921 yılında fark edilmiş ve çalışmalara başlanılmıştır. Özellikle akışı rahatsız ederek ısı transfer katsayısının artırıldığı da bilinmektedir. “Rahatsız” edilmiş akışın ısı transferi iyileştirilmesine olan faydalı etkisi yüzyıllardır mühendisler ve araştırmacılar tarafından kabul edilmiştir. İnsanlar tarafından sezgisel olarak konmuş olan “rahatsız” terimi, 1883 yılında Osborne Reynolds tarafından akışın laminar ve türbülanslı olarak ikiye ayrıldığını tanımlamasından sonra yerini “türbülans” kelimesine bırakmıştır (akan 2000). Bu konuda birçok deneysel çalışma yapılmış ve değişik tiplerde türbülator denenmiştir. Kendi eksenini etrafında dönen palet karıştırıcıları dönmeli akış üreterek girdaplı akış elde edilmiş ve girdaplı akış üreticisinin kullanılması ile ısı transferinin arttığı keşfedilmiştir. Değişik türbülatorler de kullanılarak ısı transferi ve sürtünme kayıpları araştırılmıştır.

Isı transferinin çok önem kazandığı küçük ölçekli kanallardan oluşmuş elektronik sistemler aşağıda sıralanan özelliklere sahiptirler:

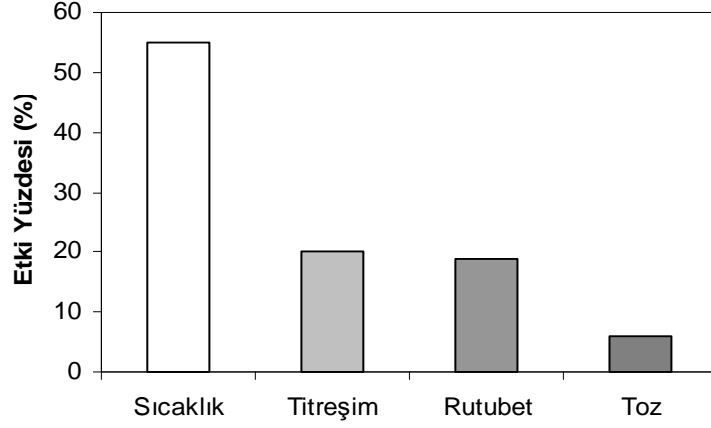
- Yüksek ısı akıları
- Küçük boyutlar ve ağırlıklar
- Çalışma akışkanı miktarının az olması
- Taşınabilir olmaları
- İleride seri üretimleri yapılarak ekonomikliklerinin sağlanabilmesi olasılığı

Bu özellikler küçük ölçekli sistemleri çekici kılsa da, bazı sorunlar aradan geçen yıllar içerisinde çözülememiştir. Örneğin; bu kanallarda yüksek ısı akılarını sağlayan çok küçük hidrolik çaplar, basınç düşümlerinin artmasına yol açmaktadır. Bunun da ötesinde, kanal boyutları küçüldükçe, cidar ve ara yüzey etkilerinin artmasından dolayı, akışın davranışı klasik teoriden uzaklaşmaktadır.

Isı alıcılarının tasarımı yapılırken yatırım maliyetinin yanı sıra işletme masrafları ve kullanma ömrü de göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle ısı alıcının dizaynında en önemli parametre etkinlik analizidir. Isı alıcının etkinliği de ısı transferini iyileştirerek artırılmaktadır. Elektronik cihazın dizaynı yapılırken termal şartlar dikkate alınmadan ısının etkin bir şekilde uzaklaştırılmasına müsaade edilmezse, cihazın eklem sıcaklığı üretici tarafından belirlenen maksimum güvenli işletme sıcaklığını aşacak (Rensburg 2001) ve bu durumda cihazın performansı, ömrü ve güvenilirliği düşecektir. Şekil 1.1’de sıcaklık arttıkça cihazın performansının düştüğü görülmektedir. Şekil 1.2’den de görüleceği gibi elektronik cihazlarda arızalanmaya en fazla %55’lik bir etki ile sıcaklık neden olmaktadır (Ohadi 2003). Ayrıca cihazın termal yutulma oranı arttıkça cihazı soğutma için gerekli maliyet de artacaktır. (Şekil 1.3)



Şekil 1.1. Elektronik cihazlarda sıcaklıkla performansın değişimi (Brooks 2004)



Şekil 1.2. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden temel faktörler (Ohadi 2003)

Uygun bir ısı alıcısı dizaynı ve seçimi, kullanılacağı uygulama dikkate alınarak yeterli termal ve geometrik kriterlerin sağlanmasını gerektirir. Efektif bir ısı alıcı dizaynında yüksek ısı transferi, düşük sürtünme faktörü, kolay işlenebilirlik, basit yapı ve düşük maliyet gibi bir takım kriterler göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle düzlem kanatçıklı ısı alıcılar daha yaygın olarak kullanılmıştır. Bir ısı alıcının etkinliği, kanatçıkların değişik geometrilere dizilimleri (örneğin lüle-difüzör yapı oluşturacak şekilde) ile akıştaki türbülansı artırarak iyileştirilebilir. Isı alıcıların gerçek performansını etkileyen birçok parametre vardır. Bu parametrelerin bir kısmı optimize edilebilen dizayn değişkenleri diğerleri ise dizayn kısıtlayıcılarıdır. Bu parametreler aşağıdaki gibi kategorize edilebilirler (R-Theta 1989);

Termal Yükleme Şartları:

- Maksimum ısı alıcı sıcaklığı
- Çevre sıcaklığı
- Toplam ısı dağılımı
- Yarıiletken cihazın yerleşimi, boyutu ve sayısı

Akış Şartları:

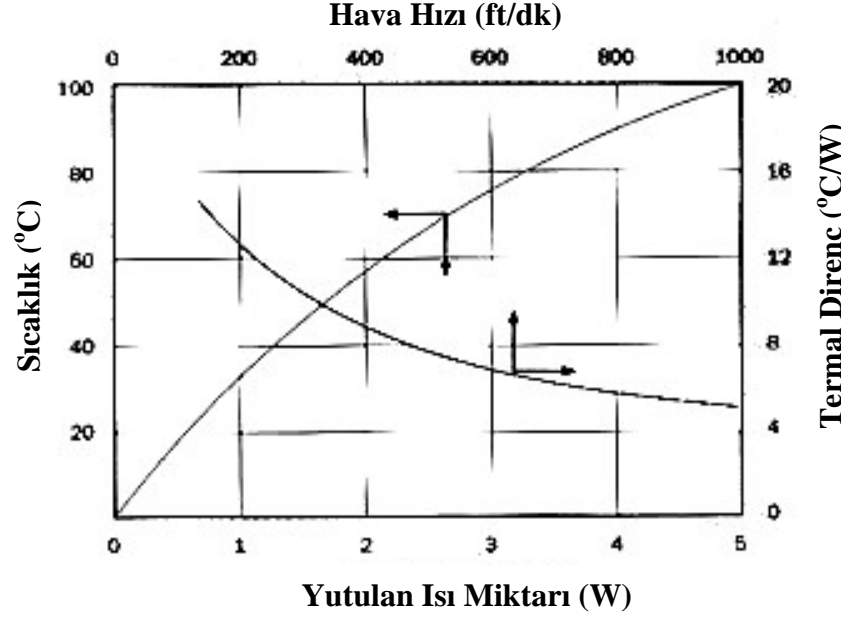
- Soğutucu akışkan tipi (genellikle havadır)
- Akış engelleri
- Akış hızı (doğal yada zorlanmış taşınım olma durumuna göre belirlenir)
- Yönlendirme (Doğal taşınım için)
- Denizden yükseklik (rakım) (Doğal taşınım için)
- Havalandırma (Doğal taşınım için)
- Güç dağılımı ve sıcaklık artışı (Doğal taşınım için)
- Akışın şekli (boyuna veya çarpan) (Zorlanmış taşınım için)
- Fan performans eğrisi (Zorlanmış taşınım için)
- Akışın kanal ya da by-pass olma durumu (Zorlanmış taşınım için)

Isı Alıcısı

- Toplam en, boy ve yükseklik
- Kanat kalınlığı
- Kanat yüksekliği
- Kanat aralığı (kanat sayısının belirlenmesinde etkindir)
- Kanat tipi
- Taban plaka kalınlığı
- Malzemenin cinsi
- İmalat yöntemi
- Ağırlığı
- Maliyeti
- Yüzey işlemleri (korozyona karşı koruma)
- Dayanıklılığı (değişik titreşim karşısında)

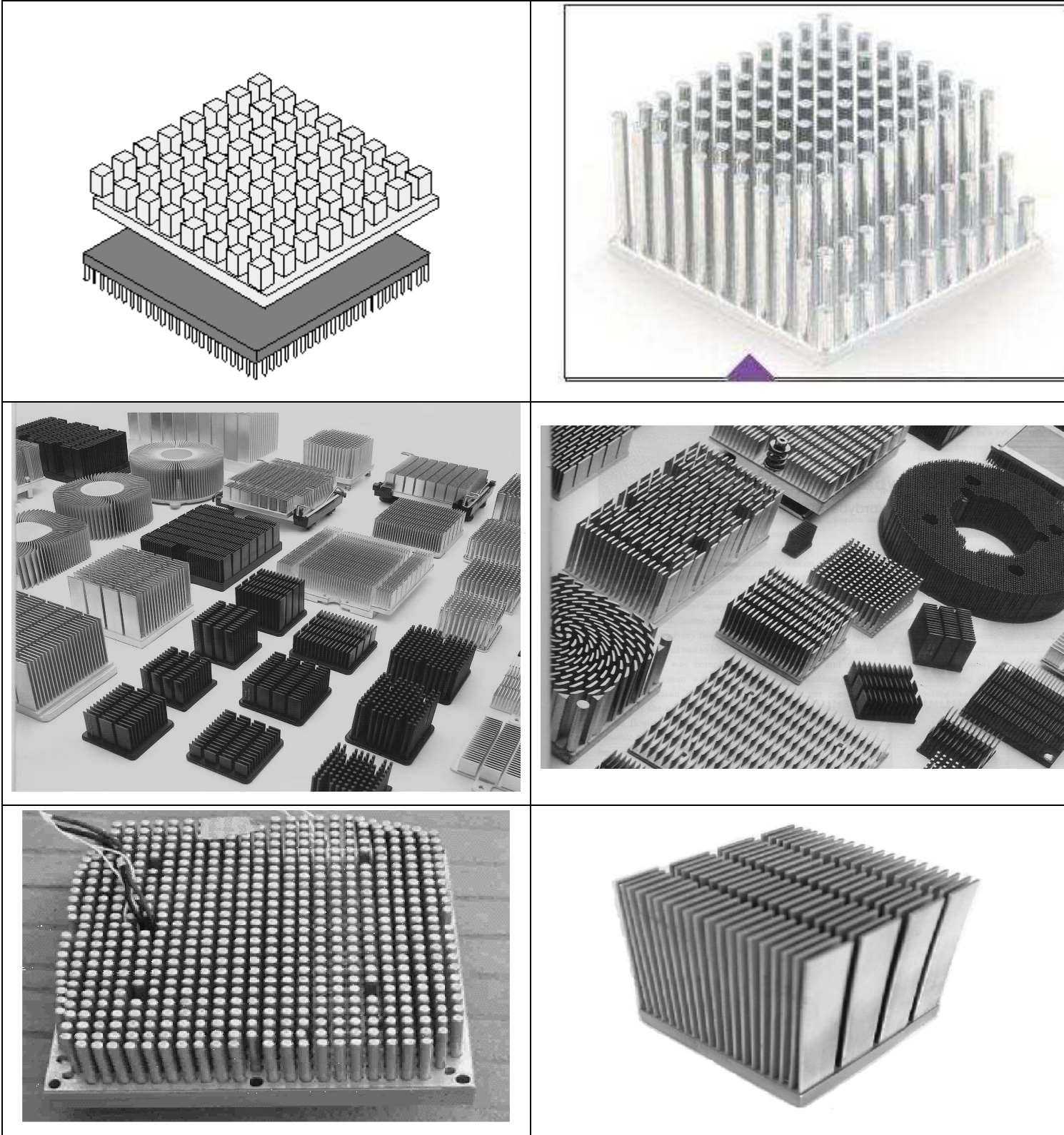
Bu dizayn kriterleri dikkate alınarak elektronik cihazların bileşenlerinden ısının atılması için soğutma sistemi dizaynı genellikle kritik bileşenler için ısı transfer katsayısının tam değerini hesaplamayı gerektirir.

Şekil 1.3'de ısı alıcı (heat sink) üretici ve pazarlayıcıları tarafından sunulan, bileşenlerin birbirleri ile olan ilişkilerini gösteren tipik bir performans grafiği sunulmuştur.



Şekil 1.3. Bir ısı alıcısına ait performans grafiği

Elektronik sistemlerden ısının etkili bir biçimde atılması için değişik geometrilere ısı alıcılar tasarlanmıştır (Şekil 1.4). Isı alıcılar yüzey alanını artırarak işletme sıcaklığını dolayısıyla eklem sıcaklığını düşürürler. Bugün elektronik teknolojinin yüksek olduğu ülkelerde ısı alıcılar birer sektör olmuş ve tüketicinin ihtiyaçlarına göre üretilmektedirler.

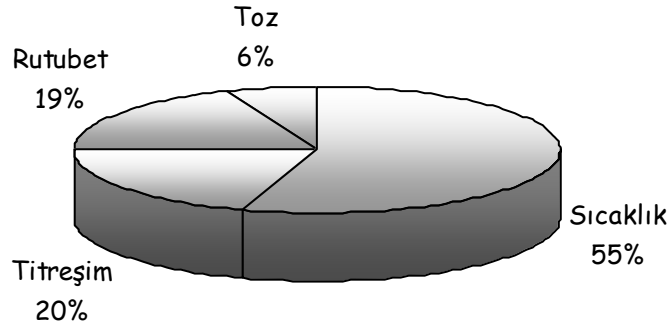


Şekil 1.4. Elektronik cihazların soğutulmasında kullanılan bazı ısı alıcı tipleri

Çizelge 1.1. Son yıllarda yapılan deneysel çalışmalardan örnekler

Araştırmacı	Kanat geometrisi	C/H	Re	Korelasyon
Al-Jamal ve Khashashneh (1998)	Üçgen ve iğne	Dikey	667-4350	$Nu = 0.344(Re_{\max} Pr)^{0.555}$ $Nu = 0.3313(Re_{\max} Pr)^{0.646}$
Gnielinski	Dairesel	0	3000- 5×10^6	$Nu = (f/8)(Re - 1000)Pr / 1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)$
Chen vd (1997)	Damla şekilli	0	1440-10000	$Nu = K_1 Re^{t_2}$
Leung vd (1997)	küp	5-9	610-2300	$Nu_c = 0.55 Re_c^{0.23} (H/B)^{0.77} (L/B)^{0.24}$
Li vd (1998)	eliptik	0	7000-90000	$Nu_p = 0.279 Re^{0.615}$ $Nu_p = 0.322 Re^{0.544}$
Naik vd (1999)	Boyuna çubuk	0-1	3100-34000	$\left(\frac{S_{opt}}{H}\right) = 0.0359 \left(\frac{H}{L}\right)^{-0.642} Re^{0.023}$
Tahat vd (2000)	Silindirik düz	0	3138-6683	$Nu = 0.00902 Re^{1.011} \left(\frac{S_x}{W_b}\right)^{0.285} \left(\frac{S_y}{L}\right)^{0.212}$
Tahat vd (2000)	Silindirik Şaşırtmalı	0	3138-6683	$Nu = 0.00704 Re^{0.953} \left(\frac{S_x}{W_b}\right)^{0.091} \left(\frac{S_y}{L}\right)^{0.053}$
Kim vd (2001)	dikdörtgen	0	15000	$Nu_{\infty} = 0.022 Re_{\max}^{0.8} Pr^{0.5}$
Bilen vd (2001)	Silindirik Düz	0	3700-30000	$Nu_d = 0.2721 Re_a^{0.46} (Sy/L)^{0.17}$
Şara vd (2001)	Dikdörtgen blok	0	6670-40000	$Nu = 0.377 Re^{0.584} \left(\frac{S_x}{D_e}\right)^{0.257} Pr^{1/3}$
Şara vd (2001)	Delikli dikdörtgen blok	0	6670-40000	$Nu / Nu_s = 19.586 Re^{-0.186} \left(\frac{S_x}{D_e}\right)^{-0.10}$ $(D/D_e)^{0.05} (\phi)^{0.10} (1 - \cos \theta)^{0.17}$
Şara (2003)	Kare blok	0-1	10000-34000	$Nu = 2.8358 Re^{0.58} (1 - C/H)^{-0.848} (S_x/D)^{-0.251} Pr^{1/3}$
Bilen vd (2001)	Silindirik Şaşırtmalı	0	3700-30000	$Nu_{\xi} = 0.3319 Re_a^{0.42} (Sy/L)^{0.04}$
El Sayed vd (2002)	Boyuna çubuk	1-1,25	24000-189000	$Nu_m = 5.734 (Re)^{0.424} \left(\frac{W}{L}\right)^{0.214} \left(\frac{H}{W}\right)^{-1}$
Dogruoz vd (2002)	kare	0-3	2-4 m/sn	---
Kim vd (2003)	V şeklinde çubuk	0	4000-20000	---

Chang (2005)	Pürüzlü kare kanal		1500-15000	$Nu = (0,0896+0,0596e^{-0,92(x/d)})Re^{0,815}$ $Nu = (0,169+0,638e^{-0,81(x/d)})Re^{0,7}$
Sahin (2007)	Delikli kare kanat	0,33-1	10000-45000	$Nu = 0,077Re^{0,716}Pr^{1/3}$
Altaç ve Kurtul (2007)	Eğilmiş dikdörtgen kutu	0	Ra 10 ⁵ - 10 ⁷	$Nu = 0,348Ra^{0,255}A^{0,66}(1-0,6156\sin\phi/A+0,6864\sin2\phi/A^2-0,415\sin3\phi/A^3+0,182\sin4\phi/A^4)$
Jeng and Tzeng (2005)	Dikdörtgen kanal	0	676-11252	$f_{la} = 31,72\xi^2 - 55,85\xi + 80,94$ $f_{tur} = 0,3164Re^{0,75}$
Mohamed (2005)	Elektronik kare bileşen	0,2-0,5	1500-7000	$Nu = 0,84Re^{0,58}Pr^{0,25}(C/H)^{0,47}$ veya pratik kullanım için; $Nu = 0,108Re^{0,76}$
Perkins	Dikdörtgen plaka	0	---	$Nu = (0,277-0,152(e^{-38,6z}))^{-1}$
Akyol and Bilen (2005)	Delikli dikdörtgen (in-line)	1,5-3,75	3000-32000	$Nu = 1,116Re^{0,45}(S_y/b)^{0,31}$ $f = 0,703Re^{0,09}(S_y/b)^{-0,45}$

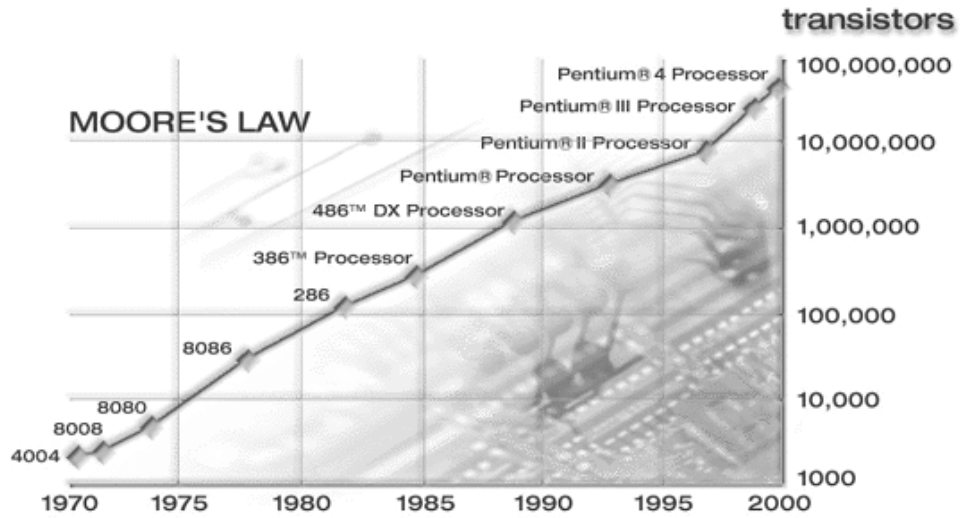


Şekil 1.5. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden temel faktörlerin etki yüzdeleri

Tipik entegre devrelerinde ısı yoğunluğu son birkaç yılda 2-5 W/cm²'den 10-20 W/cm² ye çıkmıştır ve önümüzdeki 5 yıl içerisinde 50 W/cm²'ye çıkması beklenmektedir (Leon vd 2002). Bu eğilim, son birkaç yıl içerisinde ısı yoğunluğunun 150-200 W/cm² ye yükselmesi beklenen telekomünikasyon güç yükselticileri için daha da önemli olmaktadır. Entegre devrelerdeki güç yoğunluğunun artıyor olması, devrenin sağlamlığı

ve performansı, termal mühendislik uygulamalarını önümüzdeki on yıllık bir süreç içerisinde mikroelektronik teknolojisinin gelişmesinde anahtar konumuna getirmiştir¹.

Intel P4 gibi modern işlemciler 100 W civarında maksimum güç üretmektedirler, örneğin internette verilen bilgilere göre 3.2D GHz μ PGA478 entegre devresi 103 W maksimum işletme gücüne sahiptir². 1965’li yıllarda her bir entegre devrenin sahip olduğu transistor sayısı ve devre elemanı maliyeti arasındaki ilişki tartışılmış ve Moore (Moore 1965) minimum devre elemanı maliyeti için kompleksliğin her yıl iki katı arttığını ve bu trendin devam edeceğini bildirmiştir. Bu ifade elektronik literatüründe Moore kanunu olarak bilinmektedir. Intel’in kurucusu Dr. Gordon Moore tarafından yapılan yarıiletken transistor gelişimine yönelik bu öngörü Şekil 1.6. da görülmektedir.



Şekil 1.6. Moore’un tahminine göre Intel işlemcideki transistor sayısının zaman çizelgesi

1 W güçteki entegre devrelerin ısı akısı 0.3 W/cm^2 ’dir ve doğal taşınım ile soğutma yeterlidir. Doğal taşınım ile soğutmayı iyileştirmek için chip üzerinde (on-chip) ısı alıcılar kullanılmıştır. Doğal taşınım da sistemden uzaklaştırılan ısı miktarının yetersiz olmasıyla bir fan yardımıyla soğutucu havayı ısı alıcı içinden geçirerek soğutma

¹ <http://www.etmcooling.com/pages/cooling.html>

² www.sandpile.org

uygulamaya konulmuştur. Bu durumda konvektif ısı transfer katsayısı 10 katına kadar artmaktadır (McGlen vd 2004).

Elektronik, uzay ve havacılık endüstrisinde ortaya çıkan termal problemlerin üstesinden gelmek ve çok kıymetli olan konvansiyonel enerji kaynaklarını daha verimli ve daha ekonomik bir şekilde kullanmak iyi bir ısı mühendisliği ile sağlanabilir. Bir enerji şekli olan ısıнын eldesi ve kullanımdaki verimliliğinin yanında, farklı sıcaklıktaki ortamlar arasında en ekonomik biçimde transfer edilmesi gerekmektedir. Enerji ve malzeme tasarrufu düşünceleri doğrultusunda, ısı transferini iyileştirme amacıyla çeşitli araştırmalar yapılmış ve yapılmaya devam edilmektedir. Literatürde ısı transferi performansını artırmaya yönelik çalışmalar ısı transferinin iyileştirilmesi, artırılması veya büyütülmesi olarak isimlendirilir (Bergles 1999).

Isı transferi şu yöntemlerle iyileştirilebilir:

- a) Sınır tabaka kalınlığını azaltma:** Sınır tabaka kalınlığı ısı transferi yüzeyine tümsekler yerleştirerek azaltılabilir. Bu tümsekler akımın akışını bozar ve kalın sınır tabaka oluşamaz. Alternatif olarak borunun içinde akan akışkana dönül bir hareket kazandırarak sınır tabaka kalınlığı azaltılabilir.
- b) Yüzey alanını artırma:** Yüzey alanı, kanat ekleme vb. gibi çeşitli yöntemlerle artırılabilir.
- c) Türbülans artırma:** Türbülans, iç ve dış yüzeylere suni pürüzlülük yerleştirerek ve türbülans destekleyici olarak boruların içerisine özel şekilli araçlar yerleştirilerek artırılabilir.

Isı transferini iyileştirme yöntemleri literatürde aktif ve pasif yöntemler olarak sınıflandırılmaktadır. Aktif yöntemlerde ısı aktarılan akışkana ilave bir enerji verilerek ısı transferinde iyileşme sağlamaktadır. Sistemde akışkanın veya yüzeyin titreştirilmesi, akışkanın karıştırılması, mekanik yardımcılar, sisteme akışkan enjektisi veya sistemden akışkanın emilmesi, akustik veya elektrostatik alanlar aktif yöntemlerden bazılarıdır. Aktif yöntemlerde ilave dış güç gerektiğinden, bunun maliyeti genel değerlendirmede

göz önüne alınmalıdır. Pasif iyileştirme tekniğinde ise akışkana hariçten bir enerji verilmeksizin sistem içerisinde gerçekleştirilen şekil değişiklikleri ile ısı geçişi iyileştirilir. Sistem içerisine yerleştirilen helisel yay, pervane, çeşitli geometrilerdeki türbülatorler, dönmeli akış cihazları, yüzey gerilim cihazları, sıvılar ve gazlar için katkı maddeleri ve sistem yüzeyinin geniş ve/veya pürüzlü imal edilmesi literatürde pasif ısı transferini iyileştirme tekniklerinden bazıları olarak göze çarpmaktadır. Endüstriyel uygulamalar için genellikle pasif yöntemler tercih edilmektedir (Bergles 1989).

Pasif teknikler doğal taşınım ile ısı transferinde çok az iyileşme sağlar. Bunun nedeni hızların akış ayrılmalarına ve ikincil akışa neden olamayacak kadar düşük olmasıdır. Türbülatorler sabit Reynolds sayısı veya sabit hızda Nusselt sayısında veya ısı transferi katsayısında oldukça büyük yükselmelere neden olur. Bununla birlikte sürtünme faktöründe büyük bir artışı da beraberinde getirir. Sanayide enerji tasarrufu ve ekonomiklik analizi daima ön planda tutulan kriterler olarak göz önünde bulundurulmaktadır. Ekonomiye olan katkısı açısından boyutları küçültülmeye çalışılan ısı değiştiricilerinde maksimum ısı transferini elde edebilmek için yapılan çalışmalar son yirmi yıldır büyük bir hızla artmaktadır.

Elektronik sistemlerden ısının etkili bir biçimde atılması için pasif teknik uygulamalarına giren “ısı alıcı-uzaklaştırıcı (heat sink)” olarak tanımlanan geometriler tasarlanmıştır (Şekil 1.4). Isı alıcılar yüzey alanını artırarak işletme sıcaklığını dolayısıyla eklem sıcaklığını düşürürler. Bugün elektronik teknolojinin yüksek olduğu ülkelerde ısı alıcılar birer sektör olmuş ve tüketicinin ihtiyaçlarına göre üretilmektedirler.

Uygun bir ısı alıcısı dizaynı ve seçimi, kullanılacağı uygulama dikkate alınarak yeterli termal ve geometrik kriterlerin sağlanmasını gerektirir. Bir ısı alıcısının gerçek performansını etkileyen bir çok parametre vardır. Bu parametrelerin bir kısmı optimize edilebilen dizayn değişkenleri diğerleri ise dizayn kısıtlayıcılarıdır. Bu parametreler aşağıdaki gibi kategorize edilebilirler (R-Theta 1989);

Günümüzde kanatçıklı ısı alıcılarında ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri, ısı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılması, nükleer reaktörlerin ve elektronik cihazların soğutulması gibi çok yaygın mühendislik uygulamalarındaki öneminden dolayı çok geniş çalışmaların konusu olmuştur. Kanatçıklar kanat yüksekliğinin kanat çapına oranına (h_k/d) göre kısa ve uzun kanatçık olmak üzere iki şekilde isimlendirilmektedirler. Kısa kanatçıklar ($0.5 < h_k/d < 4$) gaz-türbin kanatlarının kenarlarında, elektronik cihazların soğutulmasında ve havacılık endüstrisinde kullanılırken, uzun kanatçıklar ($h_k/d > 4$) ise daha çok yüksek ısı transfer katsayısına ihtiyaç duyulan ısı değiştirici uygulamalarında kullanılmaktadır.

Bugüne kadar çok çeşitli ısı değiştirici tiplerinin (karesel, içi dolu/boş silindirik, açısız, dikdörtgen, altıgen vb. kesitli) farklı geometrilerde dizilerek kullanıldığı çalışmalar yapılmış ve bu çalışmalarda birçok öneri ve tasarımlar sunulmuştur. Bu konuda çok fazla yayın mevcuttur.

Al-jamal and Khashashneh (1998), sabit ısı akısında üçgen ve iğne kanatlı ısı alıcılarında ısı transferi ile ilgili deneysel bir çalışma yapmışlardır. Her iki geometride de Nusselt Sayısı, Reynold ve Prandtl sayılarının bir fonksiyonu olarak belirlemişler ve aynı maksimum Reynolds sayısı için iğne kanatlardan olan ısı transferin üçgen kanatlardan daha fazla olduğu sonucuna varmışlardır. Nusselt in $Pr = 0,7$ de Re_{max} un fonksiyonu olduğu sonucuna varılmıştır.

Chen *et al.* (1997), dikdörtgen kanal içerisine akış yönünde şaşırtmalı olarak dizilmiş damla şekilli iğne kanatlardan olan taşınımla ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Kanat konfigürasyonunun ısı transferine ve basınç düşümüne etkileri tartışılmış ve ortalama Nusselt sayılarının diziliş sırasına göre değişimleri incelenmiştir. Kanatların I. sırasında i sıralara göre daha az ısı transfer edilmiş ve düşük Reynolds sayılarında II. ve III. sıralarda hemen hemen Nusselt sayısı aynı olmuştur. Araştırmacılar, bu tip kanatların dairesel olanlardan daha iyi ısı transferi gerçekleştirdiğini belirtmişler ve aynı zamanda bu geometrideki kanatların dairesel kanatlardan daha az akış direnci oluşturduğunu bildirmişlerdir.

Yang et al.(2007) Bu çalışmada dairesel, eliptik ve kare kesite sahip iğne kanatçıklı ısı alıcıların deneysel bir çalışmasını icra ettiler. Sıralı ve şaşırtmalı düzenlenmiş toplam 12 adet iğne kanatçıklı ısı alıcı yaptı ve test ettiler. Kanatçık yoğunluğunun ısı transferi performansına etkisi denendi. Sıralı bir düzenleme için dairesel iğne kanatçık kare kanat geometrisi için düzenlemede kanatçık yoğunluğunun etki etmediği yerlerde, kanat yoğunluğunun fark edilir bir etkisi gösterildi. Bu sıralı dairesel kanatçık konfigürasyonu ile birlikte olan akış sapması ilişkilendirildi. Şaşırtmalı düzenleme için ısı transfer katsayısı, her üç konfigürasyon için kanatçık yoğunluğunun artması ile arttı. Eliptik iğne kanatçık en aşağı basınç düşümü gösterdi. Sabit bir pompa gücünde aynı yüzey alanları için eliptik iğne (pin) kanatçık, şaşırtmalı düzenleme için en düşük ısı dirence sahip olduğu tesbit edildi.

Li and Chen (1998), içerisinde kısa eliptik kanatların şaşırtmalı dizildiği bir yüzey bulunan dikdörtgen bir kanal içerisindeki akış ve ısı transferi karakteristiklerini incelemek amacıyla bir deneysel çalışma yapmışlardır. Isı ve kütle transferi analojisi ve naftalin süblimasyon tekniği kullanılarak kanatlar ve taban plakada ortalama ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. Reynolds sayısının 1000 ile 10000 değerleri arasında eliptik kanatların dairesel kanatlara göre daha iyi ısı transfer sağladıkları, aksine eliptik kanatlı kanalda direncin daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.

Tahat *et al.* (2000) hava akışına dikey olarak yerleştirilmiş, şaşırtmalı ve düzgün olarak dizilen iğne (pin) kanatlardan kararlı haldeki ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Mevcut şartlarda, akışa dik yönde ve akış yönünde kanatlar arası mesafelerin optimum değerleri belirlenmiştir. Düzgün ve şaşırtmalı diziliş konfigürasyonlarının her ikisi için artan Reynolds sayısı ile kararlı hal ısı kaybının arttığını, bununla birlikte gerek akış yönünde gerekse akışa dik yönde artan iğne kanatların aralığı ile kararlı hal ısı kaybının azaldığını ifade etmişlerdir. Bu iki diziliş için optimal kanat dağılımları sırasıyla 7,6 ve 7,8 mm dir.Yine deneyler sonucunda ortalama ısı transferi katsayısının artan akış hızıyla birlikte arttığını vurgulamışlardır. Ve Genel korelasyon:

$Nu = 0,355(S_x/X)^{0,0446} * (S_y/L)^{0,048} * Re^{0,585}$ olarak bulunmuştur.

Tanda (2001) dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilen baklava dilimi şeklindeki elemanların dizilmiş olduğu bir yüzey için ısı transferi ve basınç düşümü deneyleri gerçekleştirmiştir. Düz ve şaşırtmalı dizilmiş kanatların yerleştirildiği yüzey üzerindeki ısı transferi katsayısını belirlemek için sıvı kristal termografi yöntemini kullanmıştır. Kanat dizilişlerinden kaynaklanan ısı transferi katsayısındaki yerel değişimlerin ölçüldüğü ve tartışıldığı çalışmada, her bir kanat konfigürasyonu için Nusselt sayısına ait korelasyonlar Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak geliştirilmiştir. Bu geometrideki kanatların boş dikdörtgen kanala göre aynı kütleli debide ısı transferini 4.4 kat kadar artırdığı, eşit pompalama gücünde ise 1.65 kat artırdığı ifade edilmiştir.

Sultan (2000) yatay bir kanal içerisinde pasif soğutulan elektronik parçalara benzetilen çeşitli çıkıntılardan zorlanmış taşınım ile ısı transferinin iyileştirilmesi konusunda bir çalışma yapmıştır. Isı kaynakları arasına iki sıra halinde şaşırtılmış dizide delikler açılmış, değişik delik/açık alan oranlarında deliklerden giren havanın ısı transferi karakteristikleri üzerine etkisi incelenmiştir. Bu geometrideki çalışma şartlarında ısının daha verimli bir şekilde atıldığı ve Reynolds sayısının 3428 değerine karşılık ısı transferinde %33.15'lik bir artışın gerçekleştiğini ifade etmiştir.

Wei ve Chang (2002) farklı kesit geometrilerine sahip yan yana dizilmiş iki boyutlu düzlem plaka, kare kesitli cisim ve dairesel kesitli cisimlerin akış yönündeki izlerinin akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Düz plaka-kare silindir, düz plaka-dairesel silindir ve kare silindir-dairesel silindir kombinasyonları karşılaştırılmıştır. Cisimler için iki farklı model benimsenmiş; bunlardan biri kesit alanları aynı fakat vorteks kopma frekansları farklı cisimler, diğeri ise kesit alanları farklı vorteks kopma frekansları aynı cisim konfigürasyonlarıdır. Araştırmacılar, iz akışının karakteristiklerinin kesinlikle cisimlerin geometrileriyle ilgili olduğunu iddia etmişlerdir.

Leon *et al.* (2002), bir ısı alıcının akışa olan direncinin sebep olduğu basınç düşümü üzerinde soğutucu kanat şeklinin etkilerini incelemiştir. Isı alıcılarını optimize etmek için hem maksimum ısı transferi hem de minimum akış direnci veren yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Dört farklı model üzerinde farklı simülasyonların yapıldığı çalışmada, aerodinamik kanat modelinde kanatlar arasındaki mesafe dikkate alınarak hesaplanan Reynolds sayısı 800'den büyük ya da eşit olduğu durumda, atılan ısıda herhangi bir değişiklik olmaksızın akışa karşı olan direncin azaldığı görülmüştür. Akışa karşı olan bu direncin azaltılması durumunda ise sistemde üretilen ses seviyesinde, soğutma için harcanan güçte ve fan boyutlarında düşüş görüleceğini belirtmişlerdir.

Babus'Haq *et al.* (1995) yatay bir plaka üzerine yerleştirilen iğne kanatların düz/şaşırtmalı diziliş ve farklı termal iletkenliğe sahip malzemelerin etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Şaşırtmalı dizilişin benzer şartlarda ve eşit kanat sayısı durumunda düzgün dizilişe göre daha fazla ısı transferi sağladığını belirtirken bütün konfigürasyonlar için toplam basınç düşümünün artan ortalama hız ve azalan kanat aralığı ile arttığını ifade etmişlerdir.

Tahat *et al.* (1994) yatay bir taban plaka üzerine yerleştirilen iğne (pin) kanatların, kararlı durumda termal performanslarını ve akış direncini deneysel olarak incelemiştir. Değişik kanat konfigürasyonları ve hava akış hızının etkilerinin incelendiği çalışmada, hem düz hem de şaşırtmalı dizilmiş kanat konfigürasyonlarında akışa dik doğrultuda optimum kanat dağılımı $1 \text{ mm} < S_x < 3 \text{ mm}$ ve $7.6 \text{ mm} < S_y < 7.8 \text{ mm}$ olarak tespit edilmiştir.

Tasaka *et al.* (1999) bir baskı devresinin soğutulmasında kullanılmak üzere yüksek performanslı bir ısı alıcı tipi belirlemek amacıyla hem çapraz akışlı hem de jet soğutmalı durumlar için ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini deneysel olarak belirlemiştir. Çalışmada 0.7 mm adımlarla yerleştirilen iğne kanatlı ve plaka kanatlı ısı alıcılar kullanılmış ve her iki akış durumunda da plaka tipli ısı alıcıların daha yüksek soğutma performansı sağladığı gözlemlenmiştir. Deneyleerin gerçekleştirildiği hava akış hızlarında, çapraz akışlı soğutmanın, jet soğutmaya oranla %20-40 daha fazla termal

iletkenliğe sahip olduğu bununla beraber 2-3 kat daha fazla basınç kaybı meydana getirdiği ifade edilmiştir. Mevcut ısı alıcıları için yapılan korelasyon daha büyük ebatlardaki bir ısı değiştiricisindeki çok yakın olarak bulunmuştur.

Leung *et al.* (1997) dikdörtgen bakır çıkıntılar kullanarak baskılı devre kartları (printed circuit board) düzeninin laminer tam gelişmiş akış koşullarında kararlı hal ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Kanat yüksekliği, kanat genişliği ve Reynolds sayısı parametre olarak seçilmiş ve bu parametrelere bağlı olarak kararlı halde Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü hesaplanmıştır. Konvektif ısı transferinin genelde geometrik elemanların üst kısımlarında olduğu ve $H/B > 8$ durumunda doğal konveksiyonun önemli, H/B oranının artması ile karışık taşınımın etkili olduğu vurgulanmıştır.

Leung *et al.* (1986) kanat uzunluğundaki artışın, kararlı haldeki ısı kaybına ve hem yatay hem de dikey dikdörtgen plaka üzerine dik yerleştirilmiş dikdörtgen kanatların dizilişi üzerine etkilerini deneysel olarak incelemiştir.

Hirota *et al.* (1997) dikdörtgen kesitli bir kanalda kanatsız durumda türbülanslı akış koşullarında zorlanmış taşınımlı ısı transferi için detaylı ölçümler yapmış ve deneysel verilerden ortalama sıcaklık, dalgalı sıcaklık yoğunluğu, dalgalı hız ve sıcaklık arasında korelasyon katsayıları ve türbülanslı ısı akılarını ortaya çıkarmışlardır. Eki difüziteleri ve türbülanslı Prandtl sayısı elde edilmiştir. Hız ve sıcaklık arasındaki korelasyon katsayısı kanal cidarlarının yakınlığında neredeyse sabit olmakla beraber merkeze doğru azalmakta olduğu ifade edilmiştir.

Vollaro *et al.* (1999) dikdörtgen kanatlı yüzeyleri doğal taşınımla ısı transferi gerçekleştirerek soğutmak için optimum konfigürasyon araştırmışlardır. Kanat boşluğunun optimum değerini belirlemek için boyutların, termal iletkenliğin, kanatların soğurma katsayısı ve akışkanın termo-fiziksel özelliklerine bağlı olarak basit ifadeler geliştirmişlerdir. Sonlu uzunluktaki bir kanadın iletkenliğine temel etkinin optimum kanat aralığının azalmasının yaptığı ifade edilmiştir.

Bilen *et al.* (2001) hava akışlı kare kesitli bir kanal içerisinde, 45°C sabit sıcaklıkta tutulan silindirik kanatlı bir yüzey için ısı transferi ve sürtünme kaybı karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Kanatların yüzeye düzgün ve şaşırtmalı dizildiği bu çalışmada parametre olarak Reynolds sayısı (3700 ile 30000 değerlerinde), akış yönünde kanatlar arasındaki mesafe ve kanat konfigürasyonu seçilmiş ve bu parametrelere bağlı olarak değişen Nusselt sayısı grafiksel olarak incelenmiştir. Araştırmacılar, her iki diziliş halinde de Nusselt sayısının artan Reynolds sayısı ile arttığını ve maksimum ısı transferinin $Sy/D=2,94$ konfigürasyonunda meydana geldiğini ve sabit pompalama gücünde, şaşırtmalı diziliş için ısı transferindeki iyileşmenin %33'e kadar arttığını belirtmişlerdir.

Bilen *et al.* (2001) dikdörtgen bir kanal içerisinde sabit sıcaklıkta tutulan içi boş silindirik kanatların bulunduğu bir yüzeyde ısı transferi ve sürtünme kaybı karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Dış çapı 29 mm olan silindirik kanatlar düzgün ve şaşırtmalı olarak yüzey üzerine dizilmiş ve Nusselt sayısındaki değişim Reynolds sayısının ve Sy/D parametresinin fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının arttığı ve maksimum ısı transferinin $Sy/D=2,59$ düzeninde meydana geldiği sonucuna varılmış ve ayrıca şaşırtmalı diziliş durumunda, sabit pompalama gücünde %25 civarında ısı transferi iyileşmesi olduğu belirtilmiştir.

Zheng and Wirtz (1999) silindirik kesite sahip pim kanatlardan oluşan kare bloğa fan tarafından tahrik edilen havanın çarpan akışı durumunda basınç düşümü/akış ölçümü deneyleri yapmışlar ve soğutucu akış oranı, kanat yoğunluğu ve kanat yüksekliklerine bağlı korelasyonlarla sonuçları değerlendirmişlerdir. Benzer şartlarda aynı akış debisinde jet kaynaklı çarpan akış ile fan kaynaklı çarpan akış koşulları karşılaştırıldığında fan ile çalışıldığı zaman daha düşük basınç düşümü ve ısı transferi olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca optimum kanat geometrilerinin akış dizayn kriterlerine bağlı olarak oluştuğunu ifade etmişlerdir.

Sara *et al.* (2001) dikdörtgen bir kanal içerisinde akışa dik ve akışa paralel konfigürasyonlarda dizilmiş olan dikdörtgen kesitli blokların diziliş parametrelerinin ısı transferi iyileşmesine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada $80 \times 160 \text{ mm}^2$ kesit alanına sahip bir kanalda Reynolds sayısı 6670-40000 arasında değiştirilmiş ve blokların kendi aralarındaki mesafeye, akışa paralel veya dik olmalarına yada düzgün veya şaşırtmalı dizilişlerine göre ısı transferinin iyileştiği yada azaldığı gözlemlenmiştir. Verilen sabit bir basınç düşümü değerinde, blokların akışa paralel ve şaşırtmalı olduğu diziliş durumlarında en iyi ısı transferinin olduğu ifade edilmiştir.

Sara *et al.* (2001) bir başka çalışmada ortalarından delinmiş dikdörtgen kanatları kullanarak delik çapı, delme açısı ve açıklık oranının ısı transferine ve basınç düşümüne etkilerini incelemiştir. Isı transferinin artan açı, açıklık oranı ve delik çapı; azalan kanatlar arası mesafe ve Reynolds sayısı ile arttığı ifade edilmiştir. Basınç düşümünün artan delik çapı, Reynolds sayısı, kanatlar arası mesafe ve açıklık oranı ile azalırken delik açısından etkilenmediği bildirilmiştir. Ayrıca performans analizi sonucunda, delikli blokların boş yüzeyle karşılaştırılınca %40 oranında net enerji kazancı sağladığı, deliksiz katı blokların ise %20 oranında enerji kaybına neden olduğu bildirilmiştir.

Sahin *et al.* (2005) daralan-geişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ve Yakut *et al.* (2005) altıgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde seçilen parametrelerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine olan etkileri incelenerek Taguchi deney tasarım metodunu kullanarak optimum dizayn parametrelerini belirlemiştir.

Lee (1995) kısmi olarak sınırlandırılmış bir konfigürasyondaki ısı alıcının termal performansını belirlemek ve optimize etmek için analitik bir simülasyon yöntemi geliştirmiştir. Değişik dizayn parametrelerinin bir ısı alıcının performansı üzerine etkilerini gösteren parametrik eğrilerin çizildiği çalışmada basit hesaplamalar yapılmıştır. Kanatlar arasında akan akışkanın gerçek hızının dizayn ediciler tarafından genellikle bilinmediği ve bu hızın aslında ısı alıcının toplam termal performansına oldukça büyük etkisinin olduğu bildirilmiştir. Bu çalışma ile kanatlar arasında akan akışkanın hızını belirlemeye yönelik basit bir yöntem sunulmuş ve tüm termal modelin

gelişimi açıklanmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre ısı alıcının optimizasyonu ve parametrelerin davranışları tartışılmıştır.

Lee and Garimella (2006) Bu çalışmada laminer konvektif ısı transferini dikdörtgen profilli mikrokanaal boyunca incelediler ve üniform duvar sıcaklığı ve aksel olarak sabit ısı akısı sınır şartlarında araştırdılar. Farklı kanat yüksekliği oranlarında termal olarak 3 boyutlu nümerik simülasyon yapıldı. Bu sonuçlar için korelasyon verildi ve daha önceki çalışmalarla karşılaştırıldı.

Harahap and Setio (2001) yatay bir plaka üzerine dikey olarak yerleştirilen duralumin malzemedan imal edilmiş 5 adet dikdörtgen kanat içerisindeki ısı dağılımını ölçmüşlerdir. Bu ölçümler, daha önce aynı deney sisteminde ve aynı yöntemle alüminyum malzemedan yapılmış kanatçıklı bir yüzey için elde edilen dataları genişletmek için yapılmıştır. Çalışmada kanat aralıkları 6.25 mm ile 7.95 mm arasında değişirken, taban plakanın sıcaklığı 19°C ile 125°C aralığında tutulmuştur. Kanat uzunlukları 127-254 mm seçilirken yükseklikleri 6.35 ile 38 mm arasında değişmiş, her bir dizilişte 10 ile 33 kanat kullanılmış ve kullanılan kanatların kalınlıkları 1.02 ile 3.10 mm arasında değişmiştir. Problemi tanımlayan iki farklı korelasyon geliştirilmiş ve bu korelasyonlardan sapmalar tartışılmıştır. Bunlardan ilkinde kanatlar arası boşluklar diğerinde ise yarı kanat uzunluğu başlıca geometrik parametre olarak kullanılmıştır.

Igarashi and Mayumi (2001) 2500-12800 Reynolds sayısı aralığında aynı hücum açısında dikdörtgen bir silindir etrafındaki ısı transferi ve akış karakteristiklerini belirlemek üzere deneysel bir çalışma yapmışlardır. Silindirin genişlik/yükseklik oranının 5 seçildiği ve hücum açısının 0-20° aralığında değiştiği çalışmada $\alpha=0^\circ$ pozisyonunda silindir eksenine ile akış aynı hizaya getirilmiş yani ayrılan kayma tabakaları alt ve üst yüzeylere kesik kesik birleşmiştir. $\alpha<15^\circ$ için yeniden birleşen akışın türbülanslı olduğu, $\alpha>15^\circ$ için ise akışın laminer kaldığı gözlemlenmiştir. Yeniden birleşme yüzeyi, alt ve üst yüzeylerdeki yerel ısı transferi katsayısı $Nu = C Re^{2-3}$ empirik formülüyle ilişkilendirilmiştir. Buradaki C katsayısının $\alpha>5^\circ$ için,

artan α ile azaldığı bildirilmiştir. Yazarlar sonuç olarak maksimum ortalama ısı transferinin α 'nın 0° ve 5° değerleri arasında meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

Zhang *et al.* (2002) alt ve yan yüzeylerinden ısıtılan, üst yüzeyinden soğutulan, en/boy oranı 6 olan yatay bir kanalda 40 Reynolds sayısında ve 100-4200 arasında Rayleigh sayılarındaki akış durumunda akış modelleri ve ısı transferi karakteristiklerini incelemiştir. Farklı termal/akış şartlarında kanalın üst yüzeyindeki Nusselt sayısı ve sıcaklık dağılımlarını ölçmüşler, kanal içindeki akış modelleri ile birlikte kanalın ısı transferi karakteristiklerini değerlendirmişlerdir. Etkili ısı transferi artırımının, boyuna vorteksler geliştiği sürece, düşük Reynolds ve Rayleigh sayılarında gerçekleşebileceğini ifade etmişlerdir.

Horvat and Catton (2004) bir elektronik yonganın soğutulması için en uygun ısı alıcı geometrisini belirlemek amacıyla kullanılan ısı transferi simülasyonu için bir algoritma geliştirmişlerdir. Transport denklemlerinden oluşan bir sisteme hacim ortalama tekniği (VAT) uygulayarak homojen ortam olarak bir ısı değiştirici modellenmiştir. VAT denklemlerinin ihtiyacı olan sürüklenme ve ısı transferi katsayıları literatürden alınmış ve bir bilgisayar koduna eklenmiştir. Zorlanmış taşınımına maruz kalan bir alüminyum ısı alıcısı için örnek hesaplamalar yapılmış ve geliştirilen bu kodun ısı transferi uygulaması olan herhangi bir yerde kullanılabileceğini ifade edilmiştir.

El-Sayed *et al.* (2002) boyuna dikdörtgen kanatlı yüzeylerde kanat diziliş geometrisinin ve kanat ucu ile kanalın tavanı arasında kalan boşluğun ısı transferi, akışkan akışı ve basınç düşümü karakteristiklerine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Deneylerde kanat yüksekliği (H), kanat kalınlığı (t), kanatlar arası mesafe (W), kanat sayısı ve kanat ucu-kanal arasındaki mesafe (C) gibi birçok geometrik parametreyi değiştirerek inceleme yapmışlardır. Havanın iş yapan akışkan olarak kullanıldığı sistemde türbülanslı akış şartlarında deneyler gerçekleştirilmiş ve test edilen model etrafındaki akış gözlemlenmiştir. Deneyler sonunda, model boyunca aksel basınç düşümünün aksel yönde akış yönünde artan kanat yüksekliği, Reynolds sayısı ve azalan kanatlar arası mesafe ve kanat kalınlığı ile arttığını gözlemlenmiştir. Ortalama Nusselt

sayısının ise artan Reynolds sayısı, kanatlar arası mesafe, kanat kalınlığı ve azalan kanat yüksekliği ile arttığını iddia etmişlerdir. Kanat uçları ile kanalın üst cidarı arasındaki boşluğun artması durumunda Nusselt sayısında belirgin bir azalma olmadığını belirtmişlerdir. Bu aktivitenin elektronik sinyallerin geçiş zamanını azaltmaya yönelik talepler ve yeni bilgisayar konfigürasyonları ve cihazlarının gelişiminden kaynaklandığını belirterek elektronik ekipmanların soğutulmasının ısı transferi araştırmalarının aktif bir branşı olduğunu ifade etmiştir.

Sara (2003) içerisinde kare kesitli kanatlı düz bir yüzeye yerleştirilmiş olan dikdörtgen bir kanalda taşınım ile olan ısı transferini, sürtünme kayıplarını ölçmüş ve performans analizi yapmıştır. Kanatlar yüzey üzerine şaşırtmalı olarak dizilmiştir. Değişik üst boşluk (by-pass) oranlarının ve kanatlar arası mesafelerin uygulandığı çalışmada kare kesitli kanatların özellikle ısı transferi artırımında bir avantaj olarak kullanılabileceği belirtilmiştir. Deneylerden elde edilen verilerin değerlendirilmesi sonucunda, yüksek termal performans elde edebilmek için, şaşırtmalı dizilişe sahip bir konfigürasyonda kanatlar arası mesafenin az olması, açıklık oranının düşük olması ve çok yüksek olmayan Reynolds sayılarında çalışmak gerektiği vurgulanmıştır. Ayrıca şaşırtmalı diziliş düz dizilişle karşılaştırılmış ve şaşırtmalı dizilişin daha fazla ısı transferi sağladıkları gözlemlenmiştir.

Prstic *et al.* (2000) kanat uzunluğunun, akışkanın kanala giriş hızının ve kenar ve üstte bulunan açıklıkların ısı alıcının termal performansına etkilerini incelemek amacıyla CFD çalışması yapmışlardır. Artan kanat yoğunluğu ve açıklık ile by-pass etkisinin arttığını ancak bu etkinin kanal giriş hızına bağlı olmadığını belirtmiştir. Sabit akışkan hızı, by-pass açıklığı, ısı alıcı hacmi ve kanat et kalınlığı için optimum geometrinin belirlendiği bu çalışmada ayrıca ısı alıcının üst kısmından hava akışı kaybının akışkan giriş hızıyla azaldığı ifade edilmiştir.

Naik *et al.* (1987) 3 mm kalınlığında ve 250 mm uzunluğunda dikdörtgen kanatlı yatay bir yüzeyin kararlı haldeki ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. 40°C sabit plaka sıcaklığında, maksimum ısı transferi için gerekli

optimum kanat ayırımını bulmuşlardır. Kanatlar üzerindeki boşluk sifıra doğru azalırken bu optimum değerin de %17 civarında azaldığını belirtmişlerdir. Dolayısıyla artan kanat üzerindeki boşlukla daha küçük basınç kaybı ve daha az bir ısı transferi oranı elde etmişlerdir.

Naik *et al.* (1999) tarafından yapılan bir başka çalışmada, değişik kanal geometrilerinde boyuna çubuklarla (rib) ısı transferinin iyileştirilmesi incelenmiştir. Sabit taban plaka sıcaklığında, kanatlardan (çubuklardan) olan maksimum ısı transferinin gerçekleştiği optimum kanat aralığının, kanat yüksekliğinin kanat boyuna oranı ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğunu ve kanatlar üzerindeki boşluk miktarından etkilenmediğini ifade etmişlerdir. İğne kanatlı (pin) ısı değiştirici konfigürasyonu ile boyuna kanat konfigürasyonu karşılaştırıldığında, boyuna kanatların yüksekliklerinin uzunluklarına oranı 0.24'den daha büyük olduğunda bu kanatlarla daha fazla ısı transferi gerçekleştirildiği gözlemlenmiştir.

Tsia and Hwang (1999) değişik pozisyonlarda çubukların (rib) yerleştirildiği bir dikdörtgen kanalda ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çubukların tamamının yüzeye temas ettiği veya tamamının yüzeye temas etmediği yerleşim pozisyonlarına göre, karma konfigürasyon durumunda giriş mesafesinin daha uzun olduğu, bunun ise üç farklı tip konfigürasyon arasında en büyük tam gelişmiş ısı transferi katsayısına ve orta büyüklükte bir basınç düşümüne neden olduğu belirtilmiş ve performans analizinin dikkate alınması durumunda, karma düzenin en iyi performansı sağladığı ifade edilmiştir. Ayrıca karma konfigürasyon durumu için çubuklar arası boşluğa ve Reynolds sayısına bağlı olarak değişen yarı-ampirik korelasyonlar geliştirilmiştir.

Tanda (2004) ısı değiştirici yüzeylerinde türbülansı artırmak ve taşınım ile ısı transferini iyileştirmek için tekrarlanmış kaburga tipli kanatlar (rib) kullanmıştır. Yapmış olduğu çalışmada, V tipi vortex üreticilerin yerleştirildiği kanalda sıvı kristal termografi yöntemiyle ısıtılmış bir yüzeydeki kararlı halde sıcaklık dağılımını video kameraya kaydetmiştir. Türbülanslı akış rejiminde değişik Reynolds sayılarında yerel ısı transferi

katsayısını tespit etmiştir ve bu sıcaklık dağılımlarını grafiksel olarak göstermiştir. Ayrıca ısı transferi katsayısı ile rib tipi ve şeklinin ilişkili olduğunu belirtmiştir. Literatürde yüzeyden değişik geometrilerle ısı transferinin artırılmasına ilişkin çok sayıda makale bulunmasına rağmen, kaburga tipli türbülatorlerin bulunduğu kanallarda ısı transferi katsayısının dağılımı ile ilgili detaylı deneysel verilerin bulunmadığını ifade etmiştir.

Han *et al.* (1989) karşılıklı iki cidarına kaburga tipli kanatlar (ribler) yerleştirilmiş dar en/boy oranına sahip kısa bir dikdörtgen kanalda, 10.000-60.000 Reynolds aralığı için rib hücum açısının lokal ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü dağılımları üzerine etkisini incelemişlerdir. Kanat genişliği/kanat yüksekliği oranı 1/4 ve 2/4 seçilerek hücum açıları 90°, 60°, 45° ve 30° olarak belirlendikten sonra yapılan çalışmada, sabit pompalama gücünde dar en/boy oranına sahip kanalların geniş en/boy oranına sahip kanallara oranla daha iyi ısı transferi sonucu verdikleri ve bu sonucun türbin kanatlarının soğutulması için kanal dizaynında kullanılabileceği ifade edilmiştir. $\alpha=60^\circ$, 45° veya 30° için, $X/D>3$ den sonra rib açısından kaynaklanan ikincil akışlardan dolayı yanal eksen boyunca Nusselt sayısının azaldığı, akış yönünde ise $\alpha=60^\circ$ veya 45° $X/D>3$ den sonra yine aynı ikincil akışlardan dolayı Nusselt sayısının periyodik olarak arttığı belirtilmiştir.

Kiml *et al.* (2001) en/boy oranı 2:1 olan ve iki karşılıklı cidarına rib(kaburga)'lerin yerleştirildiği dikdörtgen bir kanaldaki akış davranışlarını ve bu davranışların lokal ısı transferine etkilerini detaylı olarak araştırmışlardır. Isı transferi ve akış gözlemleme deneylerinin yapıldığı çalışmada 90°, 75°, 60° ve 45° dört farklı konfigürasyon test edilmiştir. Sonuç olarak; tabandaki ısı transferi iyileşmesinin, soğuk havayı kanalın merkezindeki bölgeden alt cidara taşıyan ikincil akışlar nedeniyle olduğu belirtilmiştir. Ayrıca daha geniş bir açıyla tabana çarpan ikincil akışların güçlü dönme momentleri nedeniyle 60° paralel rib (kaburga) modelinde diğerlerine göre daha yüksek bir ısı transferi elde edilmiştir.

Jubran and Al-Salaymeh (1996) değişik geometri ve ebattaki riblerin dizildiği dikdörtgen parçalarda ısı transferi katsayısının ve basınç düşümü karakteristiklerinin etkilerini farklı Reynolds sayılarında deneysel olarak incelemiştirlerdir. Özellikle gaz türbini kanatlarının soğutulmasında kullanılan film soğutma tekniğinin elektronik cihazların soğultmasında kullanılabilirliğini araştırmak amacıyla yapılan çalışmada dikdörtgen parçalara yerleştiren değişik geometri ve boyuttaki riblerin ısı transferini etkili bir şekilde artırdığı gözlemlenmiştir. Bu artış büyük Reynolds sayılarında daha etkin olmuş ve artan rib yüksekliği ile artmış ve ısı transferi katsayısındaki iyileşme parçalardan sonraki 5. dizide %50 değerinde olmuştur. Film soğutmaya benzeyen bu yöntemin elektronik cihazların soğutulmasında etkili bir yöntem olarak kullanılabileceği ve rib dizisiyle karşılaştırıldığında önemli ölçüde düşük basınç kaybına neden olduğu gözlemlenmiştir.

Han *et al.* (1991) yaptıkları bir başka çalışmada kare kesite sahip ve karşılıklı cidarları riblerle donatılan kanalda rib (kaburga) yerleşimlerinin yerel ısı transferi ve basınç düşümüne etkilerini deneysel olarak incelemiştirlerdir. Dokuz adet rib konfigürasyonunun çalışıldığı çalışmada yazarlar, Nusselt sayısının 90° , 60° , 45° 'lik çapraz riblerle ve 60° veya 45° 'lik Λ şekilli riblerle artan aksel mesafe ile azaldığını ifade etmişlerdir. 60° veya 45° paralel ribler veya 60° veya 45° V şekilli ribler kullanılması durumunda ise Nusselt sayısının rib konfigürasyonundan kaynaklanan uygun ikincil akışlar nedeniyle maksimum değere ulaştığını bildirmişlerdir. Öte yandan 15000-90000 Reynolds sayısı aralığında 60° veya 45° Λ şekilli riblerde en yüksek basınç düşümüne rastlandığını, 60° veya 45° çapraz riblerin en düşük ısı transferi iyileşmesi ve en az basınç düşümü sağladıkları bildirilmiştir.

Niceno *et al.* (2002) düz bir kanalın bir duvarına yerleştirilmiş içten ısıtılmalı çok tabakalı küpler dizisi üzerinde ısı transferi ve akış dinamiğini "geniş girdap benzeşimi (large eddy simulation (LES))" ile bir sonlu hacim programı yardımıyla sayısal olarak incelemiştirlerdir. Vorteks yapıları ve akış örneklerinin yerel ısı transferi ve sıcaklık dağılımı üzerine etkilerini daha iyi gözlemleyebilmek için bu çalışmada nümerik akış gözlemeleme ve animasyon tekniklerini kullanmışlardır. Küp konfigürasyonlarının içten

kanat veya çubuklarla donatılmış gaz türbini kanatçığı veya elektronik cihazların parçalarının soğutulmasını göz önüne alındığı çalışmada, küp etrafındaki türbülans yapısı ve kompleks vorteks yapısının sonucu olarak küp yüzeylerinde sıcaklık dağılımının çok düzensiz olduğunu bildirmişlerdir. Küplerin ön yüzeyindeki ortalama ısı transferi katsayısı, küp ortalama değerinden %24 daha büyük iken arka yüzeyde %23 daha az olduğu gözlemlenmiştir.

Khorunzhii *et al.* (2003) 1 kW güce sahip yarı iletken bir modül için akışkan soğutmalı bir ısı değiştiricinin bilgisayar modelini ticari bir software olan ABAQUS programı ile geliştirmişlerdir. Isı değiştiricinin termal direncinin belirlendiği çalışmada, hacimsel debi miktarının düşük akış hızlarında termal direnç üzerinde en fazla etkiye sahip olduğu ifade edilmiştir. Isı değiştirici termal iletkenliği 180-200 W/mK değerine ulaşıncaya, ısı dönüştürücünün termal direnci üzerine olan etkisi azaldığından kanal termal iletkenliğinin ısı değiştirici termal direnci üzerine çok küçük bir etkisi olduğu belirlenmiştir.

Yu *et al.* (2005) düzlem kanatçıklı bir ısı alıcı ile bu kanatlar arasına iğne yapılı kanatçıkların şaşırtmalı olarak dizilmiş olduğu ısı alıcı arasındaki termal performans değişimini hem teorik hem de deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre aynı hız değerinde, düzlem kanatçıkları arasına iğne yapılı kanatçıkların yerleştirilmiş olduğu ısı alıcının termal rezistans değeri düzlem kanatçıklı ısı alıcınınkinden %30 daha düşük olmaktadır. Ayrıca aynı fan gücünde iğne kanatçıkları bulunan ısı alıcının %20 daha etkin olduğu gözlemlenmiştir.

Dogruoz *et al.* (2002) düzgün sıralı dizilmiş kare kanatlı ısı alıcılarında hem kanatlarla kanal arasında boşluk olduğu hem de bu boşluğun sıfır olduğu durumda ısı transferi karakteristiklerinin incelemek üzere deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Toplam termal direnç Reynolds sayısının ve boşluk oranının bir fonksiyonu olarak ölçülmüştür. Boşluk oranı sıfırdan 3'e artarken termal direnç değerinde %25'lik bir artış gözlemlenmiştir. Deneysel sonuçları basit bir boyutlu "iki kollu boşluklu model" ine dayanan önceki çalışmalarla karşılaştırmışlardır. Bu karşılaştırmalar sonucunda

deneysel verilerle modele dayalı tahminler arasında iyi bir uyum olduğu bununla birlikte ısı alıcı yüksekliği ve akış hızı azaldığı zaman uyumsuzluğun arttığını ifade etmişlerdir.

Kobus and Oshio (2005) iğne kanatçıklı bir ısı alıcının termal performansı ile ilgili hem teorik hem de deneysel çalışma yapmışlardır. Deneysel veriler ve teorik model değerlendirilerek, kanat çapı, kanat uzunluğu, kanat boşlukları gibi farklı parametrelerin termal rezistans üzerine etkileri incelenmiştir. Yapılan çalışmada, verilen bir kanat boşluğunda, kanatçıklı ısı alıcının termal performansının zayıf bir fonksiyonu olduğu, kanat uzunluğu arttıkça iyileştiği sonucuna varılmıştır. Ayrıca belirlenen akış şartlarında optimum kanat boşluğu da 1.8 cm olarak bulunmuştur.

Zhang *et al.* (2005) elektronik ekipmanlar için sıvı soğutmalı mikrokanal ısı alıcı ile ilgili bir çalışma sunmuşlardır. Taban plaka boyutları 15 mm uzunluk ve 12.2 mm genişlik olan alüminyum malzemedeki kanatçıklı bir sıvı soğutmalı ısı alıcı dizayn edildi ve üretildi. Mikrokanal ısı alıcı kontak termal rezistansı düşürmek için bir termal arayüz malzemesi kullanılarak çip üzerine monte edilmiştir. 12 mm çip için akışkanın girişinde ölçülen termal rezistans değeri değişen akış hızına göre 0.44–0.32 °C/W olarak tespit edilmiştir. En yüksek termal rezistans değeri ise 10 mm çip için ısı alıcının taban plakasından 0.59-0.44 °C/W olarak ölçülmüştür. Basınç kaybı ve termal rezistans değerleri için bir analitik metot geliştirilmiş ve hesaplarla deneysel ölçülen basınç kaybı ve termal rezistans değerleri örtüşmüştür.

Feng and Xu (2004) elektronik cihazların soğutulması uygulamaları için bir kübik ısı yayıcısının termal rezistansını belirlemek için Fourier açılımını kullanarak üç boyutlu bir analitik çözüm geliştirmişlerdir. Geliştirilen modelde ısı, ısı yayıcısı içerisinde üç boyutta dağılmakta ve daha sonra sabit bir ısı transfer katsayısı ile bir ısı alıcısına transfer olmaktadır. Maksimum termal rezistansı, yüzey sıcaklık alanlarını ve ısı akışı dağılımını hesaplamak için; ısıtma yüzey alanı, plaka kalınlığı ve Biot sayısının bir fonksiyonu olarak boyutsuz bir ifade geliştirilmiştir. Burada geliştirilen korelasyon termal rezistans tahmini için etkin ve doğru olarak değerlendirilmiştir.

Laraqi *et al.* (2004) üç boyutlu sıcaklık dağılımını ve termal rezistansı hesaplamak için farklı yapılar üzerinde ısı kaynağını hareket ettirerek kesin analitik çözümler geliştirmişlerdir. Üç farklı konfigürasyonda çalışmışlardır. Bunlar;

- A. Bir dikdörtgen prizma üzerinde dikdörtgen bir ısı kaynağı
- B. Bir dikdörtgen prizma üzerinde eliptik bir ısı kaynağı
- C. Dönen bir silindir üzerinde eksantrik dairesel bir ısı kaynağı

olarak değişmektedir. Geometrik parametreleri değiştirerek bu farklı durumlar için çözümler elde etmişlerdir. Her bir konfigürasyon için geometrik parametrelerin ve hızın fonksiyonu olarak termal rezistansı veren bazı sonuçlar sağlamışlardır.

Issa and Ortega (2002) yatay bir plaka üzerine sıralı dizilmiş kare kanatları olan ısı alıcılarında hava jeti çarpmasının akış karakteristiğine, basınç düşümüne ve ısı transferine olan etkilerini deneysel olarak incelemişleridir. İğne kanat konfigürasyonuna havanın üstten jet şeklinde girdiği ve taban plakaya çarptıktan sonra yanlardan terk ettiği deney elemanından elde edilen sonuçlara göre; herhangi bir Reynolds sayısında, basınç düşümü iğne kanatların sayısı ve çapları ile artmış, kanat yüksekliği ile ise azaldığı, ancak basınç kayıp katsayısının Reynolds sayısına çok fazla bağımlı olmadığı ve bunun nedeninin ise akışın tamamen türbülanslı rejimde olmasından kaynaklandığı görülmüştür. Artan jet hızı, kanat yoğunluğu ve kanat çapı ile termal direncin azaldığı kaydedilirken yüksek Reynolds sayılarında, ortalama termal direncin üst açıklık oranına çok fazla duyarlı olmadığı belirtilmiştir.

Yu and Joshi (2002) pim kanatlı ısı alıcılar kullanarak 127 mmx127 mmx1.3 mm ebatlarındaki kapalı bir alanda 25.4 mmx25.4 mm ebatlarındaki bir ısı kaynağından doğal taşınım, iletim ve ışımla olan ısı transferinin incelenmesi amacıyla sayısal modelleme, sıcaklık ölçümleri ve akış görüntüleme deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Çevrilmiş duvarlarla akışı bir bölgeye hapsedmenin pim kanatlı ısı kaynaklarından olan ısı transferine etkilerinin oldukça belirgin olduğu gözlenmiştir. Yatay yöndeki ısı

alıcılarında dikey yöndekine göre %20 daha düşük termal direnci elde edildiğinden bu ısı alıcıların ısı transferi artırımında daha etkin olduğu belirtilmiştir.

Ryu *et al.* (2003) çok sayıda mikro-kanalı bulunan bir ısı alıcının termal performansını belirlemek amacıyla üç boyutlu bir analiz prosedürü geliştirmiş ve bu prosedürü ısı alıcı dizaynını optimize etmek için uygulamışlardır. Akış ve termal alanlar için yönetici denklemler SIMPLE tip sonlu hacim yöntemi ile çözülmüştür. Verilen sabit bir pompalama gücünde ve çeşitli sayısı en düşük termal direnci sağlayan kanal genişliği, kanat kalınlığı ve giriş/çıkış genişlik oranı sayısal olarak hesaplanmıştır. Yazarlar, ısı alıcı performansı dikkate alındığında değişik dizayn parametreleri arasında kanal genişliği ve derinliğinin en kritik parametreler olduğunu ifade ederek optimum boyutlar ve uygun termal direncin fan gücüne bağlı olarak değişen bir güç kuralına sahip oldukları belirtilmiştir.

Rocha *et al.* (1997) bir ve iki sıralı boruların silindirik eliptik kesitlerinde ve düzlem kanatçıklı ısı değiştiricilerinde deneysel olarak belirlenen ısı transfer katsayılarını kullanarak iki boyutlu ısı transfer analizi ile ilgili bir çalışma yapmışlardır. Isı değiştiricisi için kanat üzerinde ve serbest akış bölgesinde sıcaklık dağılımı ve de kanat verimi Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak belirlendi. Borular ve ısı değiştiricileri için eliptik kesitte kanat verimi için yapılan sayısal çözümler daha önceki çalışmalarda silindirik kesit için yapılan sonuçlarla karşılaştırılmış ve eliptik kesitte kanat veriminin %18 daha iyi olduğu belirlenmiştir.

Bougriou *et al.* (2004) bir boru demeti içerisinde düz veya şaşırtmacalı dizilmiş dairesel kanatçıkların içerisindeki sıcaklık dağılımını incelemiş ve Reynolds sayısının, geometrinin ve boru demetinin konumunun etkilerini araştırmıştır.

Arslanturk (2005) termal iletkenliğe bağlı sıcaklıkla kanat verimini hesaplamış ve kanat içerisinde sıcaklık dağılımını belirlemiş ve termal iletkenliğin kanat verimi üzerinde etkili bir parametre olduğunu gözlemlemiştir.

Velayati and Yaghoubi (2004) bir yüzey üzerine yerleştirilmiş kanat gibi davranan ısıtılmış dikdörtgen düzlem bloklarda ısı transferi ve türbülanslı akış karakteristiklerini sonlu hacim sayısal simülasyon metodunu kullanarak belirlemişlerdir. Bloklar üzerinde sıcaklık alanları belirlenmiş ve Nusselt sayısı ile kanat verimi için Reynolds sayısı ve blokaj oranına bağlı olarak değişen korelasyonlar geliştirilmiştir.

Yaghoubi and Velayati (2005) bir başka çalışmalarında, bir yüzey üzerine dizilmiş sonlu ısı elemanlarını temsil eden akışa dik doğrultuda dizilmiş küpler etrafında gelişen üç boyutlu türbülanslı akışı teorik olarak incelemişlerdir. Uygun sınır şartları kullanılarak sonlu hacim metodu ile bloklar ve akışkan arasındaki etkileşimler çözülmüş ve ısı iletimi eşitlikleri kullanılarak küp blokların dış yüzeylerindeki sıcaklık alanları elde edilmiştir. Reynolds sayısı ve blokaj oranına bağlı olarak Nusselt sayısı ile kanat veriminin değişimleri incelenmiştir.

Türbülötörler asıl hız alanlarını değiştirebilen ve hız sınır tabakada cidar yakınındaki katmanların yapısını ve türbülans özelliklerini değiştirebilen yüksek türbülanslı vorteks hareketleri üretirler. Bu vorteks hareketleri ısı transferi karakteristiklerinde değişikliklere neden olur. Elektronik cihaz bileşeninin soğutulması durumunda bu hız alanlarının tespit edilmesi bileşenin yüksekliği, uzunluğu, genişliği ve soğutma kanalının yüksekliği gibi çeşitli boyut ölçüleri ve akışın doğal kararsızlığından dolayı oldukça uğraştırıcı bir problemdir. Bu nedenle bu hız alanları deneysel ve teorik olarak birçok çalışmada araştırılmıştır. Özellikle değişik prob tipleri ve sıcak tel anemometre tekniklerinin kullanıldığı çalışmalarda akışı ve etkilerini hassas olarak belirleme hedeflenmiştir.

Bailey and Bunker (2003) içerisinde 45° şaşırtmalı dizilmiş ve oldukça yüksek blokaj oranına sahip türbülötörler bulunan ve en/boy oranı 0.4 olan bir dikdörtgen kanal içinde ısı transferi ve sürtünme katsayısı değişimlerini incelemiştir. Tüm konfigürasyonlar için değerinde sabit adım/yükseklik oranı kullanılıp hidrolik çap oranları 0.193 ile 0.333 arasında değiştirilerek inceleme yapılmıştır. Türbülötörler arasındaki yüzeylerde ısı transferi karakteristiklerini ve ortalama tam gelişmiş ısı transferi katsayılarını

belirlemek amacıyla sıvı kristal tekniği kullanılmıştır. Reynolds sayısı değerlerinin 20000 ile 100000 arasında değiştiği çalışmada düz kanala göre Nusselt sayısındaki iyileşme 3.6 kat olurken sürtünme katsayısındaki artış 65 kat olmuştur. Düşük blokajlı türbülanslı kanallarla karşılaştırılınca, türbülatorlerin 45° diziliminde ölçülen Nusselt sayısının 90° diziliminde ölçülen Nusselt sayısından daha küçük olduğu ifade edilmiştir.

Chen and Shu (2003) dış delta-kanatlı vorteks üreteçlerinin ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerine etkilerini fan akışında ve uniform akışta deneysel olarak araştırmışlar ve karşılaştırma yapmışlardır. Isı transferi yüzeyi olarak kanalın alt tabanına yerleştirilen ısıtılmış düzlem bir plaka kullanılmıştır. Akış yapılarını karakterize etmek ve eksenel ortalama hız, eksenel vorteks ve türbülans kinetik enerjisi gibi cidara yakın akış parametrelerini elde etmek için Laser Dopler Velocimetry cihazı kullanılarak üç adet ortalama ve dalgalanma hız ölçümleri yapılmıştır. Sonuç olarak araştırmacılar, fan akışında dış delta-kanatlı vorteks üreteçlerinin cidar yakınındaki ortalama eksenel hız ve eksenel vorteksler üzerine çok az bir etkiye sahip olduğunu, bununla birlikte artan X/D aralığında türbülans kinetik enerjisinin arttığını ifade etmişlerdir. Fan akışında delta-kanatlarla türbülans kinetik enerjisindeki artışın ısı transferi üzerine çok az bir etkiye sahip olduğu ve bu tür akışlarda bu vorteks üreteçlerinin ısı transferi iyileşmesine pek fazla bir katkı sağlamadığı sonucuna varmışlardır.

Gentry and Jacobi (1997) delta-kanatlı vorteks üreteçlerini kullanarak düşük Reynolds sayılarında ortalama %50-60 civarında ısı ve kütle transferinde iyileşme olduğunu gözlemlemişlerdir. Çalışmada iyileşmeye neden olan mekanizmalar belirlenmiş ve bunların etkisini saptamak için tek bir parametre tanıtılmıştır. Akış görüntüleme verilerinden bu parametreyi hesaplamak için açık bir metot kullanılarak, kanat-kiriş uzunluğuna bağlı olarak Reynolds sayısının 600, 800 ve 1000 değerleri için optimum delta-kanat geometrisi belirlenmiştir. Sınır tabakanın yakın kenarlarında yüksek dolaşımli bir vorteksin yer alması durumunda, bunun sınır tabaka kalınlığını etkilediği ifade edilmiştir. Sonuç olarak, hızların vorteksleri sınır tabakanın yakınında tutabilmesi

için söz konusu vortekslerin ortak bir akış düzeninde oluşturulması gerektiği vurgulanmıştır.

Torii *et al.* (1994) kompleks vorteks yapılarını incelemek üzere bir plaka üzerine yerleştirilen vorteks üreteçlerinden hemen sonra eğik bir sıcak tel probu ve dönen prob tekniği kullanarak hız bileşenlerini ölçmüşlerdir.

Biswas *et al.* (1996) tam gelişmiş laminer akışın olduğu bir kanalda delta kanatlı boyuna vorteks üreteçlerinden oluşan akış yapısının ısı transferine ve basınç düşümüne etkilerini sayısal olarak incelemişler, sıcak tel anemometresi ile belirlenen akış karakteristiklerini sayısal sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak da bu vorteks üreteçleri için optimum hücum açısı seçilmiştir. Ayrıca bu tür vorteks üreteçlerinin düz kanatlı zıt akışlı ısı değiştiricilerinde ısı transferini artırmak için kullanılabileceği de ifade edilmiştir.

Fiebig (1995) ısı transfer yüzeyine kolayca birleşebilen delta tipi üçgen kanatçıklarla (delta-wing), dikdörtgen geometrili kanatçıkların (winglet) ısı transferine performanslarını inceleyen bir çalışma yapmıştır. Üç farklı ısı transferi artırımı methodu incelenmiştir. Bunlar; (1) vorteks üretici yüzeydeki sınır tabaka kalınlığını artırmak, (2) girdap oluşturmak ve (3) akışı bozmaktır. Değişik tipteki kanat tipli vorteks üreteçleri ile termal ve hidrolik şartların dikkate alındığı çalışmada vortekslerin kritik Reynolds sayısını oldukça azalttığı vurgulanmıştır. Boyuna vortekslerin enine vortekslere göre daha fazla ısı transferi iyileşmesi sağladığı ve winglet tipi kanatların diğerlerine göre aynı ısı transferi iyileşmesi değerlerinde daha az basınç düşümüne neden olduğunu bildirilmiştir.

Shabaka *et al.* (1985) düşük hızlı bir rüzgar tünelinin hemen girişindeki akım düzenleyici kısmına yerleştirilen delta tipli kanatlarla üretilen vortekslerden etkilenen akışı ve türbülans karakteristiklerini detaylı olarak ölçmüşlerdir. Ölçümler sonunda sınır tabaka içerisine yerleştirilen vorteks üreteçleri etrafındaki sirkülasyonlar muhafaza edilmekte yalnızca akışa dik yöndeki yüzey gerilmelerinden dolayı biraz düştüğü

belirtilmiştir. Yazarlar ölçülen Reynolds gerilmelerinden ortaya çıkan girdap viskozitelerinin (eddy viskoziteleri) değişik bileşenleri ve üç boyutlu akış olaylarının şu anda kullanılmakta olan türbülans modelleri ile basit ampirik korelasyonların bu nitelikleri detaylı olarak açıklayamayacağını vurgulamışlardır.

Kuznik *et al.*(2005) mekanik olarak hava verilmiş hücreli bir kanalda deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği(HAD) metodlarından yararlanarak hız ve akış alanlarını incelediler. Çeşitli koşullarda hava akış karakteristikleri ölçtüler. Deneysel dataları doğrulamak için HAD modeli kullanıldı. Navier-Stokes eşitliği ve LES(geniş girdap benzeşimi) kullandılar. Sonuçta havalandırılmış sistemde akış alanı tahminleri yaptılar.

Yakut and Sahin (2004a, 2004b) vortekslerin kopma frekanslarının ve genliklerinin ısı değiştirici dizaynında sistem emniyeti açısından dizayn aşamasında göz önüne alınmasının gerekliliğini vurgulamışlardır. İlk çalışmada akış yönünde sırayla dizilmiş koni şeklindeki diğer çalışmada ise yay şeklindeki türbülötörleri kullanmışlardır. Ayrıca Yakut *et al.* (2004c) yaptıkları bir başka çalışmada bu vorteks karakteristiklerinin termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre yapılan performans analizleri ile birlikte değerlendirilebileceğini ifade etmişlerdir.

Yakut *et al.* (2005) çift taraflı dizilmiş delta kanatların hücum açısı, akış yönünde kanat adımı, kanat yüksekliği, akışa dik yönde kanatlar arası mesafe ve akış hızı parametrelerinin ısı transferi ve akış karakteristikleri düşünülerek optimizasyonu yapılmıştır.

Prasad and Williamson (1997) bir silindirin iz bölgesine kanatçık uç kısımlarının etkisini gözlemleyebilmek amacıyla yüksek Reynolds sayısı aralığında (200-10000) akış ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Üç boyutlu olayı anlayabilmek için ise daha yüksek Reynolds sayılarında küçük bir çalışma yapmışlardır. Uç şartlarını uygun bir şekilde kontrol etmek suretiyle, geniş bir Reynolds aralığında 80 silindir çapı bir mesafeye kadar açıklık boyunca eğri ve paralel vorteks dalgalarını kontrol etmenin mümkün

olduğu belirtilmiştir. İz bölgesindeki eğri ve paralel vortekslerin birbirlerinden farklı özellikler gösterdiği ve bu özelliklerin tespit edilmesinin özellikle akıştan kaynaklanan titreşim, gürültü ve rezonans gibi olayların kontrol edilebilmesi için önemli olduğu ifade edilmiştir.

Chen and Liu (1999) bir kare piramitin sıfırdan farklı duruş açılarında yüzey basınçları ve vorteks kopma frekanslarını incelemek amacıyla deneysel bir çalışma yapmışlardır. Reynolds sayısının 2000-21000 aralığında çalışılmış ancak sonuçlarda düşük Reynolds değerleri vurgulanmıştır. Reynolds sayısının 5300'den büyük olduğu durumlarda Strouhal sayısının değişen açı ile benzer eğilim gösterdiği gözlemlenmiştir. 13° duruş açısında Strouhal sayısında hızlı bir artış olduğu, bu artışa ise, simetrik alt yan yüzeylerdeki güçlü bir basınç artışını da beraberinde getiren akışın yeniden birleşmesinin neden olduğu ifade edilmiştir. Daha düşük Reynolds sayılarında maksimum Strouhal sayısı rölatif olarak daha yüksek olan 17°'lik açıda meydana geldiği belirtilmiştir. Piramitin yan yüzeylerinde ölçülen dalgalı basınç katsayılarının spektral analizi ile akış türü incelenmiştir.

Lau *et al.* (1999) ısıtılmış ve içerisinde dikdörtgen şeklindeki vorteks üretmeçlerinin boyuna vorteksler oluşturduğu ve türbülanslı akış olan kanalda hız ve sıcaklık ölçümleri yapmışlardır. Bu akış koşullarında hız ve sıcaklık alanlarının haritası anlık hız vektörü ve sıcaklık ölçümüne olanak sağlayan dörtlü hot-wire problemleriyle belirlenmiştir. Ölçümlerden, Reynolds gerilme tensörleri ve türbülans ısı akısı vektörünün bileşenleri belirlenmiştir.

Lau (1995) yalnızca bir duvarına hem akış yönünde hem de akışa dik yönde dikdörtgen kanat çiftlerinin periyodik olarak yerleştirilmiş olan bir kanalda sıcak tel anemometresi kullanarak akış karakteristiklerini incelemiştir. X tipi ve dörtlü sıcak tel problemleri kullanılarak gerçeleştirilen deneysel çalışmada kanalın merkezinde ölçülen 11000 Reynolds sayısı değerini için ortalama hızın üç bileşeni, zaman ortalamalı Reynolds gerilmeleri ve türbülans kinetik enerjisi belirlenmiştir. Zaman ortalamalı akış

özelliklerine göre en büyük türbülans kinetik enerji değerlerinin hızın u bileşeninin iz tipi profile sahip olduğu vorteks çekirdeğinde meydana geldiği ifade edilmiştir.

Shizawa and Eaton (1992) üç boyutlu türbülanslı sınır tabaka içerisinde oluşan boyuna vorteksli durum için türbülans ölçümleri yapmışlardır. Yapılan ölçümler doğrultusunda, üç boyutlu sınır tabakadaki rahatsız edilmiş boyuna vortekslerin akışın gelişmesinde temel etken olduğu belirtilmiştir. Ayrıca türbülansın gelişmesinin vorteks izine çok duyarlı olduğu ve bir iz için türbülans bölgesinde vorteksten kaynaklanan tedirginliğin çok çabukça bozulduğu, türbülanslı bölgenin dışında ise rahatsızlığın yüksek seviyelerde türbülans kinetik enerjisi ve gerilmeler meydana getirdiği ifade edilmiştir. Bunun nedeninin ise sınır tabaka dışında kuvvetli hız gradyeninin varlığı olduğu vurgulanmıştır.

Meinders and Hanjalic (2002) tam gelişmiş türbülanslı akışın olduğu bir kanal içerisinde bulunan iki adet cidara monte edilmiş küpün değişik konfigürasyonlarından oluşan engellerin taşınım ile ısı transferine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Birbirlerinden değişik mesafelerde uzaklıkların seçildiği şaşirtmalı ve düzgün dizilişlerin gerçekleştirildiği çalışmada, yerel ısı transferi katsayısı dağılımları kızılötesi termografi yöntemi ve yerel konvektif ısı akışı analizi ile belirlenmiştir. Küpler etrafındaki akış ve türbülans alanlarını belirlemek için Laser Doppler Anemometresi ölçümleri ve akış görüntüleme deneyleri yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda araştırmacılar, düzgün diziliş durumunda simetrik akış modelleri ve ısı transferi dağılımları elde edilirken, şaşirtmalı dizilişte belirli kombinasyonlarda ayrık asimetric akış modellerinin elde edildiğini belirtmişlerdir. Zaman ortalamalı ısı transfer katsayılarının dağılımındaki belirgin değişimlere rağmen, küp ortalamalı ısı transferi katsayılarının iki kübün görelî yerleşiminden bağımsız olduğu ifade edilmiştir.

Meinders and Hanjalic (1999) cidara monte edilmiş küp dizilerinde türbülanslı akış şartlarında ısı transferi ve vorteks yapısı üzerine bir çalışma yapmıştır. Türbülans yoğunluğunun yüksek seviyelerde olduğu durumlar hariç akışın, küpün üstünde ve akış koridorlarında yumuşak bir bozulmaya uğrarken, küpe en yakın noktalarda göze çarpan

vorteks yapılarına sahip olduğunu bildirmişlerdir. Akış yönündeki keskin kenarlı üst yüzeyler ve yan yüzeylerdeki akış ayrılmalarının bu yüzeylerde akış resirkülasyonlarına ve sonradan da yeniden birleşmelere neden olduğunu vurgulamışlar, akış kararsızlıklarının küpün yan yüzeylerinde vorteks kopmalarını meydana getirdiğini ifade etmişlerdir. Belirli akış ayrılma ve birleşmelerinde gözlenen yerel akış yapılarının yerel ısı transferi katsayısı dağılımında dikkate değer değişimlere neden olduğunu bildirmişler, küpün üst ve yan yüzeylerinde büyük gradientlerin meydana geldiğini ifade etmişlerdir.

Yaghoubi and Mahmoodi (2004) düşük hızlı bir rüzgar tüneline tek telli sıcak tel anemometre kullanarak değişik türbülans yoğunluklarında ve hava hızlarında akış alanlarını belirlemek üzere sonlu uzunluktaki plakaların etrafındaki ortalama akış hızlarını ve türbülans çalkantılarının kare ortalamalarının kare kökü değerlerini ölçmüşlerdir. Ayrıca plakanın en-boy oranının ve serbest akım türbülans yoğunluğunun akış devir daimlerine, yeniden birleşme noktasına ve sınır tabakanın yeniden gelişimine etkilerinin belirlendiği çalışmada daha önce yapılmış olan sayısal ve deneysel çalışmaların sonuçları ile bir karşılaştırma yapılmıştır.

Park *et al.* (2006) Hava saptırcılı levha kanat ısı alıcının şekil optimizasyonu arzu edilen maksimum sıcaklık ve geometrik olarak kısıtlamalara tabi tutulan basınç düşümünü minimize etmek için nümerik olarak yapıldı. FVM kullanılarak fonksiyon değişimi birçok hesaplamalı maliyetlerde akış/ısı sistemlerde gereklidir. Böylece global yaklaşık optimizasyon teknikleri akış/ısı sistemlerin optimizasyonunda oluşturuldu. Bu çalışmada metamodellerden biri olan Kriging metodu CFD ile ilişkilendirilmiş optimal çözümleri elde etmek için kullanıldı. Kriging metodu maliyeti temsili olarak verimliliği sağlamak için SQP ile karşılaştırıldığında 1/6 oranında azaltabilir.

Arzulanan maksimum sıcaklık sağlanırken plate fin heat sink in optimum dizayn değişkenlerini basınç düşümünü minimize etmek için nümerik olarak gözlemlendi. Termal ve akış karakteristikleri sonlu hacim metodu kullanılarak analiz edildi. Metamodellerden biri olan Kriging metodu optimizasyonu tamamlamak için kullanıldı. Optimizasyon sonucunda saptanan bulgular:

Çoğu etkin dizayn değişkenleri basınç düşümü ve termal direnç için B_1 (Base-port kanat genişliği), B_2 (Lower-port kanat genişliği), t (Kanat kalınlığı) olmak üzere diğer dizayn değişkenleriyle karşılaştırıldı. Sonuçlarda gösterdiği 40 K sıcaklık artışı için optimal dizayn değişkenleri $B_1 = 2,44\text{mm}$; $B_2 = 2,09\text{mm}$; ve $t = 7,58\text{mm}$ olarak bulunmuştur. Bu durumda optimal model için termal direncin %10,6 azaldığı ve basınç düşümünün %10,3 arttığı gözlemlendi. Sonuçlar ilk modelle karşılaştırıldı.

Dogruoz *et al.*(2005) Kanatçıklı ısı alıcılarında merkezdeki akış ayrılma gösterir. Bu yüzden basit analitik sınır tabaka veya duvar sürtünme analizine izin vermez. Gerçekten form veya artan yüzey sürüklenmesi aşırı basınç düşüşü viskoz duvar sürtünmesinden daha önemli bile olabilir. Bu yayında; kare ve sıralı iğne kanatlı ısı alıcıların davranışlarını gözlemlemeyi amaçlayan analitik ve deneysel çalışmalardan bazı bulgular sunuldu. Deneysel çalışmada sabit yüzey $25*25\text{mm}$ de ve kanat yüksekliği $12,5\text{mm}$, $17,5\text{mm}$ ve $22,5\text{mm}$ de çeşitli ölçülerde alüminyum ısı alıcıları kullanıldı. İki dallı by-pass modeli ısı alıcısı boyunca akışkan akışı ve üstündeki by-pass kanallı alışılmış bir boyutlu diferansiyel yaklaşımda geliştirildi. Temel analizlerle ısı alıcısı içindeki giriş,çıkış ve basınç düşümü korelasyonları açıklanmıştır. Basınç düşüşü tahminleri; kullanılan ısı alıcısı için basınç düşüş katsayıları ölçüldüğünde deneysel sonuçlar ile ilişkilendirildi. Sürtünme faktörü,basınç düşüşü ve by-pass oranı sonuçları çeşitli yüksekliklerle sıralı iğne ve kare iğne kanatlı ısı alıcıları için gösterildi.Deneysel ve hesaplamalı sonuçlar birbiriyle karşılaştırıldı. Detaylı basınç düşüşü ölçümleri yapabilmek için SLA model kuruldu ve test edildi.

Valdes *et al.*(2006) Bu çalışmanın temel amacı halka mikrokanallar boyunca laminar akışkan akışında yüzey pürüzlülüğünün etkilerini nümerik simülasyon yoluyla araştırmak ve bu mikrokanallar boyunca akışkan akışının simülasyonu ve hesaplanmasında yüzey pürüzlülüğü etkilerinin de hesaba katmak için metod teklif etmekte. Bu metod klasik viskoz akış eşitliklerine dayandırıldı ve pürüzlü yüzeyle aynı akış direncine sahip eşit pürüzsüz kanalla karşılaştırıldı. Momentum ve süreklilik denklemleri sırasıyla çözümlenerek süreklilik denklemi basınç için eşitlik olarak kullanıldı. SIMPLE algoritması süreklilik denkleminde basınç için kullanıldı. FLUENT paket programı kullanılarak kanal boyunca 10 hücreli mesh (ağ) haline getirildi. Tam mesh

giriş ve çıkış bölgelerinde iyi bir şekilde yapıldı. İlk ve son mesh ler çap,hücre sayısı,uzunluk,çap,basınç bakımından karşılaştırıldı. İlk mesh 12300 hücreye sahipken son mesh 31000 hücreye sahiptir. Ayrıca Poiseuille numarası değerleri karşılaştırıldı.

Çok dar ve kısa dairesel kanallar boyunca laminar akışta sürtünme etkisi nümerik simülasyonla araştırıldı ve analitik olarak klasik viskoz eşitlikleriyle hesaplandı.Sonuçta pürüzlü bir kanala göre aynı hidrolik çap ve kesit alana sahip düz kanalın akış hacmi ve ıslak yüzey alanı hesaplanarak analitik modelde özellikle $Re > 50$ de giriş,çıkış ve gelişmiş akış tan dolayı ikincil kayıplar hesaba katıldı.

Subhashini and Nigam (2005) Bu çalışmada çeşitli endüstriyel uygulamalarda önemli olan çift fazlı akış problemlerine CFD paket programı Fluent kullanarak değinmiştir. İki fazlı CFD hesaplamaları, Euler modeli ve FLUENT 6.0 paket programı kullanılarak borulardaki gaz-sıvı çift fazlı akışını hesaplamak için yapıldı. Çalışmadaki değişkenler: gaz hızı, arayüz pürüzlülüğü ve sıvı hacim oranı olarak belirlendi. Gaz hızı 1,2...12,5 m/s, sıvı hızı 0,0066...0,1 m/s arasında ölçüldü. Nümerik sonuçlarda literatürdeki deneysel sonuçlarla onaylandı.

Fluent 6.0 sonlu hacim metodunu esas alarak hesaplamaları yapar. Fluent; hem sonlu hacim hem de sonlu eleman eşitlikleri için ayrılma şemalarının seçiminde esneklik sağlar. Ayrılmış eşitlikler, başlangıç ve sınır şartları ile birlikte elde edilen nümerik çözümler ayrı ayrı çözüldü. Kütle korunumu ve momentum iteratif olarak çözüldü ve kütle ve momentum korunumunu sağlamak için basınç-düzeltilme eşitliği kullanıldı. k-ε modeli türbülans davranışı için her iki fazda kullanıldı.

Marin *et al.*(2003) Bu yayında eşkenar üçgenimsi döşenen kare ve altıgen çokgen kanatçıklar analiz edildi ve kanatçıklar aynı yüzey alanlarına oturtulmuş eşdeğer radyal dikdörtgen kanatçıklarla karşılaştırıldı. Adı geçen kanatçıklar için yarı analitik çözümler sınır element metodu kullanılarak elde edildi ve ilave olarak yakınsama, stabilite ve çalışılmış nümerik metodların tutarlılığı kontrol edildi. Bu çalışmada analiz edilmiş dikdörtgen kanatçıklara uyan ısı akısı, aşırı yarıçaplarda adyabatik sınır şartları ile alınan radyal kanatçık normal enerji prosedüründe mukayese edildi. Bu yayında

araştırılan geometriler için grafikler sunuldu. Dikdörtgenimsi kanatçıklar için geliştirilmiş nümerik analizler tipik geometri temelindedir ve evaporatör ve kondenserde kullanılan operasyon şartları 5 kW endüstriyel soğutma sistemi buhar-geri sıkıştırma çevrimiyle çalışan sistemdir.

Sheam *et al.*(2004) Bu çalışmada ısı transferinin artırılması için genişletilmiş yüzeyler yardımıyla CPU soğutma için konvansiyonel ısı alıcılarda düşey düzlem kanatçık dizini kullandılar. Bu paralel kanatçık dizini içindeki kesit alanları daima değişmeden kaldı. Ancak, kanatçıkların sayısını artırarak yüksek hızlı bir CPU dan üretilmiş bu durumu karşılamak için oluşan artımla akış kanalının alanı azalır ve ısı transferi alanındaki artışa rağmen akış direnci kaydadeğer bir şekilde büyür. Bu çalışmada giren hava akımındaki istenmeyen bu blokajı azaltmak için çapraşık düzlemsel kanatçıklar, ısı alıcı montajının çapraşık düzlemsel kanatçıklar, ısı alıcı montajının tüm performansını iyileştirmek için ısı alıcı montajlarında kullanıldı. İlave olarak, bir yüksek basınç aksenal akış fanı (70*70*15 mm³), tüm ısı alıcı montaj ünitelerini şekillendirmek için düşey ve çapraşık kanatlar ile birleştirmek için dizayn edildi. Prototipler bir CNC tezgah kullanılarak işlendi.

Bunun yanında bir Intel Pentium 4 işlemci için bir CPU simülatör yapıldı ve referans fan ile karşılaştırma için termal performans ölçümünü gerçekleştirmek için kullanıldı. Kullanılan CPU simülatörün güç tüketim miktarı 82 W dı. Deneysel sonuçlar gösterdi ki, daha geniş yüzey alanları kanatçıklar arasında hızlanan akıştan dolayı, çapraşık düzlemsel kanatçıklar ile ısı alıcı montajı, tipik düşey kanatçıklardan daha iyi performansa sahiptir. 200 rpm de çalışan yüksek basınç kanatçığının durumu için ilave soğutma etkisi, çapraşık kanatçıkları üreterek de CPU sıcaklık durumunda 6 °C lik bir azalmayla sonuçlandı. Dahası, 4000 rpm de çalışan (referans fandan 5,7 CFM düşük olan) dizayn edilmiş fanın akış oranı sadece 31,4 CFM olsa bile, onun statik basıncı ve statik verimi sırasıyla, 1,3 mm Aq ve referans fandan % 3,8 yüksektir. Düşük akış oranlarında dizayn edilmiş fan, referans fanın yapabildiğinden daha iyi ısı yayılımı sağladı.

Kim *et al.* (2003) Bu çalışmada Intel Pentium 4 gibi performanslı bir masaüstü CPU nun ısı dizayn gücünün keskin bir düşüş gösterdiğini ortaya çıkardılar. Geleneksel soğutma metodlarından beri akustik gürültü artımı ve ağırlık artımı, uzaktan ısı değişimi sağlayan ısı borusu kullanımının şekillendirilmesinde bir soğutma modülü geliştirdiler. Ayrıca ısı alıcısı ve soğutma modülü için fan hızı ve termal direnç grafiklerini sundular. Isı alıcılarında faz hızı arttıkça termal direncin düştüğü görüldü. Özellikle sistem, fanı kullanarak iç ısıyı uzaklaştırmak ile CPU yu soğutmak, fanın düşürülmüş kapasitesi ile akustik gürültüyü azaltır ve imalat masrafını düşürür. Bu yayın ısı borusu kullanarak soğutmayı önerir.

Brucker and Majdalani (2005) Bu çalışmada çeşitli geometrik şekillerdeki ısı alıcıları için ısıl iletkenlik etkilerini incelediler. Ayrıca bu zamana kadar yapılmış çalışmalar ve korelasyonları tablolar halinde verdiler. Ayrıca Nusselt sayısı için delikli blok modellerde korelasyon geliştirdiler.

Mohamed Mousa M.(2005) Deneysel olarak araştırılarak dizilmiş çeşitli kare elektronik modüllerle hava soğutma karakteristiklerini inceledi. Kanal boyunca hava hızları 3,24 m/s ile 6,84 m/s arasında değişti.Yüzeyde ölçtüğü sıcaklık değerleri 40-100 °C arasında değişti. Çeşitli yüksekliklerdeki ve dizilişlerdeki modüllerde yapılan deneyler Nusselt sayısı Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve kanat yüksekliğinin kanal çapına oranına bağlı olarak ilişkilendirildi. Elde edilen korelasyon daha önceki çalışmalarla karşılaştırıldığında uyumlu sonuçlar vermiştir.

Akyol and Bilen (2005) Bu deneysel çalışmada ısıtılmış yüzeyinin bir tarafına delikli dikdörtgen profilli kanatçıklar takılmış yatay dikdörtgen bir kanalda ısı tranferi ve sürtünme kayıpları karakteristiklerini iyileştirmek için düzenlendiler. Reynolds sayıları 3000 ile 32000 aralığındaki hidrolik çap ve ortalama giriş akış hızına göre incelendi. 10 cm yüksekliğinde ve $a*b=2 \text{ cm}*4 \text{ cm}$ çaplarında 0,2 cm kalınlığındaki delikli dikdörtgen profilli kanatçıklar bir ısıtma yüzeyine dikey olarak çakıldı. Reynolds sayısı, kanatçık düzenlemesi ve akış yönündeki kanat aralığı deneysel parametreler olarak belirlendiler. Doğrusal ve çapraz kanatçık düzenlemesinin her ikisinde, sabit bir uzunluk için kanatlar arası mesafenin kanat uzunluğuna oranları $S_x/a = 3$ ve dört farklı uzunluk

mesafesinde sırasıyla $S_y/b = 1,5, 1,875, 2,5$ ve $3,75$ için çalıştılar. Nusselt sayısı sürtünme faktörü ve termal performanslar için korelasyon eşitliğini düz kanal kanatçiksız durum için tayin ettiler. $Nu-Re$, $f-Re$ ve performans katsayısı hesaplayarak $\eta-Re$ grafiklerini çizdiler.

Sahin and Demir (2007) Bu çalışmada kare profilli delinmiş ısı alıcıları için kare kesitli bir kanalda performans istatistiklerini incelemek amacıyla deneysel bir çalışma yaptılar. Reynolds sayısı 13500-42000, açıklık oranları (C/H) 0,33-1 arasında değişti. Akış yönünde kanatlar arası mesafenin kanat kalınlığına oranı olan S_y/D oranları 1,208, 1,524, 1,944 ve 3,417 olarak çalışıldı. Deneysel sonuçlarda bu delinmiş kare kanatçıkların ısı transferinde bir iyileşme sağladığı belirtildi. Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılarak optimum dizayn parametreleri ve seviyeleri araştırıldı. $L_9(3^3)$ ortogonal dizilişi deneysel plan olarak seçildi. Düz ve artırılmış yüzeyler için deneyler yapıldı. Deneysel sonuçlarda Nusselt sayısını Reynolds sayısı ve Prandtl sayısına göre ilişkilendirdiler. Sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı için Reynolds sayısı, kanat yüksekliği ve açıklık oranlarına göre performans istatistikleri sonuçlarını grafik halinde verdiler.

Chang *et al.*(2005) Bu yayında $1500 \leq Re \leq 15000$ aralığındaki Reynolds sayıları için ileri ve aşağı doğru yönlerde yönlendirilmiş akış ile iki karşıt duvarda ölçekli yüzeylerle pürüzlendirilmiş dikdörtgen bir kanalda ısı transferi ve basınç düşümünün deneysel bir çalışmasını gerçekleştirdiler. Ölçekli pürüzlendirilmiş ve düz duvarla çevrilmiş kanal akışlarında Nu/Nu_∞ oranları laminar ileriye ve aşağı doğru akışlar için sırasıyla 7,4-9,2 ve 6,2-7,4 oranlarındaydı. Nu/Nu_∞ değerleri, ileri ve aşağı doğru akışlar ile ölçekli pürüzlendirilmiş yüzeylerde türbülanslı geliştirilmiş akışlar için sırasıyla yaklaşık 4,5 ve 3 civarındaydı. Yüzey pürüzlendirmenin farklı tiplerini kullanan rapor edilmiş sonuçlar ile mevcut dataların bir mukayesesi, $Re > 10000$ şartlarında yatay akış ile mevcut yüzeyi pürüzlendirilmiş kanalın termal performansının daha iyi olduğunu göstermiştir. Isı transferi ve sürtünme katsayısının deneysel korelasyonu mevcut ölçekli pürüzlendirilmiş kanal için türetildi. Ayrıca Nu/Nu_∞ ve $\eta-Re$ grafikleride çizdiler.. Bu korelasyonu
$$Nu = (0.0896 + 0.0596e^{-0.92 \times (x/d)}) \times Re^{0.815}$$
 olarak sundular.

Chiang *et al.*(2006), bu yayında dizayn parametrelerinin etkisi ve çoklu termal performans karakteristikleri ile bir ısı alıcı iğne kanatçık için optimum dizayn parametrelerini ortogonal dizin temelinde gri bulanık mantık kullanarak incelediler. Yükseklik, kanatların çapları ve kanatçıklar arasındaki mesafe gibi değişik dizayn parametreleri deneylerle keşfedildi. Ortalama ısı transfer katsayısı, termal direnç ve basınç düşümü çoklu performans karakteristikleri kullanılarak ortaya konuldu. Gri bulanık mantık analizi boyunca, çoklu termal performans karakteristiklerinin karmaşıklığının optimizasyonu, bir tekli gri bulanık sınıflandırma mantığının optimizasyonuna dönüştürüldü. İlave olarak varyans analizi, her bir veya tüm termal performans karakteristiklerindeki dizayn parametrelerinin etkisini bulmak için uygulandı. Daha sonra, dizayn parametrelerinin optimal oluşturuluş seviyesi ile doğrulama testlerinin sonuçları, çoklu termal performans karakteristiği ile ısı alıcı iğne kanatçık (PFHS) optimizasyonunda bu mantık yaklaşımının verimli olabirliği açık bir şekilde gösterildi.

Sahiti *et al.*(2005), Bu çalışmada iğne kanatçık dizilimleri, yüksek termal yüke sahip elektronik bileşenlerin soğutulması için sık sık kullanıldı. Basınç düşümü ve ısı transfer katsayısını etkileyen bağlantı kesitlerinin nasıl şekillendirileceğini kontrol etmek için altı değişik biçimde şekillendirilmiş iğne kanatçık nümerik olarak araştırıldı. Isı transferi sınır şartlarının birleştirilip kullanılmasıyla gerçek çalışma şartlarına yakın nümerik simülasyonlar yapıldı. İki geometrik mukayese kriteri, nümerik hesaplamalardan türetilmiş sonuçlar, değişik olası geometrik parametreler ve çalışma şartlarını olası kılmak için değerlendirme de yapıldı. Çapraz ve düz iğne kanatçık düzenlemelerinin her ikisi içinde çalışıldı. Isı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri, uygun boyutsuz değişimlerle sunuldu. Isı transferi ve basınç düşümlerini içeren iğne kanatçık performansı değerlendirildi. Çeşitli kanat geometrileri için karşılaştırmalar Nu-Re grafikleri ile verildi.

Jeng and Tzeng (2006), bu çalışmada kısa süreli tek akış tekniği kullanarak dikdörtgen bir kanalda kare dizilişli bir iğne kanatçığın ısı transferi ve basınç düşümünü çalıştılar. Değişen parametreler, akış boyunca izafi olarak kanatlar arası mesafe($X_L = 1.5, 2, 2.8$), çapraz mesafe ($X_T = 1.5, 2, 2.8$) ve doğrusal ve çapraz düzenlemedir. Mevcut

yayınlarla mukayesede mevcut izafi aralıklar daha küçüktür ve bağımsız olarak değişebilir. Soğutma bölümleri gibi kare iğne kanatçıkların performansı dairesel iğne kanatçıklar ile mukayese edilmiştir. Bunun yanında basınç kayıpları ve ısı transferi için ampirik formülasyonda verildi. Sonuç olarak optimal giriş kanatçık aralığı, çapraz düzenlemelerde $X_T = 1,5$ ve $X_L = 1,5$ kadar iyi olan düz hat dizin düzenlemeleri için $X_T = 2$ ve $X_L = 1,5$ olan kare iğne kanatçıklarla optimal giriş kanatçık aralığı böyle iken, aynı pompa gücü altında daha geniş Nusselt sayıları ile ortaya konuldu. Ayrıca Nu-Re grafikleride sunuldu.

Abbasi H.(2006) Bu çalışmada düzenli olarak ısıtılmış bir mikrokanalın entropi artışını analiz etti. Mikrokanal ısı alıcıda zorlanmış taşınım problemlerini çözmek için analitik yaklaşım olarak delikli ortalama bir model temelinde akış için genişletilmiş Darcy eşitliği ve ısı transferi için de iki eşitlik modeli kullandı. Eş zamanlı bir şekilde dikdörtgen kanalda hız çözümünün kapalı formu z yönündeki viskoz yayılım etkisini zaptetmek için sağlandı. Ayrıca akış boyunca entropi artışını belirtti. Daha sonra eşitlikler analitik olarak çözüldü. Elde edilen hız ve sıcaklık değerleri ışığında problemin ikinci kanun analizi yapıldı ve entropi artış sayısı boyutsuz olarak elde edildi. Ortalama entropi artış sayısından sistem performans tahmini için yararlanıldı. Sonuç olarak, kanal en-boy oranı (α_s), termal iletkenlik oranı (c) ve gözeneklilik (ϵ) gibi etkili parametreler termal ve toplam entropi artışında araştırıldı. Analizin doğruluğunu incelemek için ısı değerlendirmeye daha önce yapılmış termal optimizasyon sonuçlarıyla karşılaştırdı.

Lyman *et al.*(2002), Bu yayında panjurla kaplanmış kanatçıklarla basınç düşümünde bir engelleyici olmaksızın kompakt ısı değiştiricilerinin ısı transfer performansını iyileştirmek için bir metod çalıştılar. Kanatçıklardan çıkan panjurlar boyunca üç boyutlu çözülmüş ısı transfer katsayılarına, kompakt ısı değiştirici performansının detaylarını anlamak için ihtiyaç duyuldu. Deneyler, değişen kanatçık adımlarıyla çok sayıda panjurlanmış modellerde ve Reynolds sayılarının geniş bir aralığı üzerinde değişik panjur açılarında yürütüldü. Bu yayın, konvektif ısı transfer katsayılarını tanımlamak için, hacim akış sıcaklığı ve adyabatik duvar sıcaklığı gibi değişik referans sıcaklıkları kullanan, üç boyutlu çözülmüş panjur ısı transfer katsayılarını değerlendirmek için bir

metod sunar. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar belirli bir panjuru çevreleyen termal alanın bu panjurdan elde edilen ısı transferindeki etkiyi azalttığını gösterir.

Şahin B. (2004), doktora çalışmasında literatürde karşılaşılmayan lüle-difüzör şeklinde dizilmiş olan kanatların ısı transferi, sürtünme ve akış açısından optimum parametrelerini Taguchi deney tasarım tekniği kullanılarak belirlemiştir. İlk aşamada ısı transferi ve sürtünmeye etki eden parametreler belirlenmiş ve $L_{18}(2^1*3^7)$ ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir. Kanal hidrolik çapına göre ve kanat genişliğine göre hesaplanan Nusselt sayıları dikkate alınarak genel optimum şartlar belirlenmiştir. Deney planına göre imal edilen elemanların kanatları arasında dört farklı istasyonda ikişer santim aralıklarla sıcak tel anemometresi kullanılarak hız ve türbülans ölçümleri yapılmıştır.

Alemdaroğlu N. (2005), yüksek lisans çalışmasında altıgen kanatçıklı bir ısı alıcısında kanat yüksekliği, kanat genişliği, akışa dik doğrultuda kanatlar arası mesafe, akış doğrultusunda kanatlar arası mesafe ve akış hızının ısı transferi ve akım karakteristiklerine etkilerini incelemiştir. Belirlenen beş parametre için Taguchi $L_{18}(2^1*3^7)$ ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir. İkinci aşamada ise ısı transferine etki eden akış parametreleri sıcak tel anemometresi kullanılarak kanatlar arasında ortalama akım hızı ve türbülans şiddetleri belirlenmiştir.

Bu çalışmada daha önce Doç.Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında yapılan “Daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi” konulu doktora ile “Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi” konulu yüksek lisans çalışmalarında dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için belirlenen optimum şartlarda 5 ayrı hızda ve 3 ayrı boyda deneyler yapılarak ısı transferi ve sürtünme faktörüne etki eden parametreler incelenmiştir. Sıcaklık ve basınç ölçümleri alınarak bu sonuçlar Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü korelasyonları haline getirilmiştir. Sonuçlar $Nu-Re$ ve $f-Re$ grafikleri halinde verilmiştir. Ayrıca bu elemanların performans analizleri yapılmış ve entropi artış minimizasyonları incelenmiştir. Sonuçlar $N_{s,a}-Re$ ve $\eta-Re$ grafikleri halinde sunulmuştur.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları

Isı transferi konusu mühendisliğin tüm dallarında uygulama sahası bulmakta ve özellikle Makine Mühendisliğinde bu daha da geniş olmaktadır. Makine Mühendisliği, ısı transferi ilmini ısıtma, soğutma, klima, havalandırma konularında, içten yanmalı motorlarda, buhar üretiminde, ısı değiştiricilerinin dizaynında ve Makine Mühendisliğinin daha pek çok dallarında geniş ölçüde kullanmaktadır. Isı transferi teorisi ileri fizik ve ileri matematik uygulamaları ile irdelenebilmekte, çoğu problemlere ancak basitleştirmek ve bazı kabuller yapmak suretiyle matematiksel bir çözüm getirebilmektedir.

Isı transferi sıcaklık farkı nedeniyle sistem ile çevresi arasındaki enerji transferini inceler. Termodinamikte bir işlem sırasında, sistem ile çevresi arasındaki sıcaklık farkı nedeni ile, sistemin sınırından geçen enerji ısı olarak tanımlanır.

Isı transferi mekanizması üç değişik şekilde olmakta ve bunlar:

- A. İletim (Kondüksiyon)
- B. Taşınım (Konveksiyon)
- C. Işınım (Radyasyon)

olarak adlandırılmaktadırlar.

Her üç ısı transferinde de bir sıcaklık farkı gelmekte, ısı yüksek sıcaklık bölgesinden alçak sıcaklık bölgesine doğru akmakta ve bir kaynaktan çıkan ısı miktarı onu alan elemanların ısı artışına eşdeğer olmaktadır.

Endüstriyel uygulamaların birçoğunda ısı transferinin bu üç şekilde mevcuttur. Bununla birlikte uygulamadaki çalışma şartlarına ve dominant ısı transferi türüne göre biri veya bir kaçını ihmal edilebilir.

2.1.1. İletim ile Isı Transferi

Isı iletimi bir ortam içerisinde bulunan bölgeler arasında veya doğrudan doğruya fiziki temas durumunda bulunan farklı ortamlar arasında, atom ve moleküllerin farklı edilebilir bir yer değiştirmesi olmaksızın bunların doğrudan teması sonucu meydana gelen ısı geçişi işlemidir. Termodinamiğin II. Kanununa göre ısı yüksek sıcaklıkta bulunan bir bölgeden düşük sıcaklıktaki bir bölgeye akar. Kinetik teoriye göre bir maddenin sıcaklığı, bu maddeyi meydana getiren moleküllerin veya atomların ortalama kinetik enerji ile orantılıdır. Kinetik enerjinin fazla olması iç enerjinin fazla olması demektir. Bir bölgede moleküllerin ortalama kinetik enerjisi, sıcaklık farkından dolayı bitişik bölgedeki moleküllerin ortalama kinetik enerjilerden fazla ise, enerjileri fazla olan moleküller bu enerjiyi komşu olan moleküllere iletirler.

Isı iletimi Fourier yasası ile tanımlanır. Sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi aşağıdaki denklemle ifade edilir:

$$q = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Buna göre ısının çeşitli malzemeler üzerinden iletme oranı;

- 1) Malzeme kalınlığı
- 2) Kesit alanı
- 3) Malzemenin iki tarafındaki sıcaklık farkı
- 4) Malzeme ısı iletkenliği
- 5) Isı akışının süresi gibi faktörlere bağlıdır.

2.1.2. Taşınım İle Isı Transferi (Konveksiyon)

Taşınım ile ısı transferi, akışkan hareketi ile enerji taşınım işlemidir. Ortam bir sıvı veya gaz ise, akışkan hareketi ile ısı enerjisi bir bölgeden diğer bir bölgeye sıcaklık farkından dolayı transfer edilecektir. Isı transferinin en önemli konusu konveksiyondur. Isı değiştiricilerinde akışkanlar, katı cisimler (yüzeyler) ile birbirinden ayrılmış olduklarından, konveksiyon, bir yüzey ile akışkan arasındaki enerji taşınımında en önemli ısı transferi mekanizmasıdır.

Sıcak bir nesneden soğutucu akışkana olan ısı transferi Newton'un Soğutma Yasası olarak bilinen aşağıdaki eşitlikte ilişkilendirilmektedir:

$$q_c = h_c A_s (T_s - T_m) \quad (2.2)$$

Konveksiyon katsayısı h , akış yönündeki katı cismin şekli ve boyu gibi bir takım fiziksel geometrilere ve akışkanın tipi ve çalışma sıcaklığı gibi termodinamik özelliklerine bağlıdır. Isı alıcılarda bu özelliklerle birlikte kanatlar arasındaki boşluklar soğutma alanını belirlediği için kanatlar arasındaki boşlukta konvektif ısı transfer katsayısını etkilemektedir.

Çizelge 2.1. Bazı akışkanların ortalama konvektif ısı transferi katsayıları (Kakaç ve Yüncü 1999)

Akışkan	Doğal Konveksiyon W/m ² K	Zorlanmış Konveksiyon W/m ² K
Gazlar	5-30	30-300
Su	30-300	300-10000
Sıvı metaller	50-500	500-20000
Su kaynaması	2000-20000	3000-100000
Su buharı yoğuşması	3000-30000	3000-200000

2.1.3. Işınım İle Isı Transferi

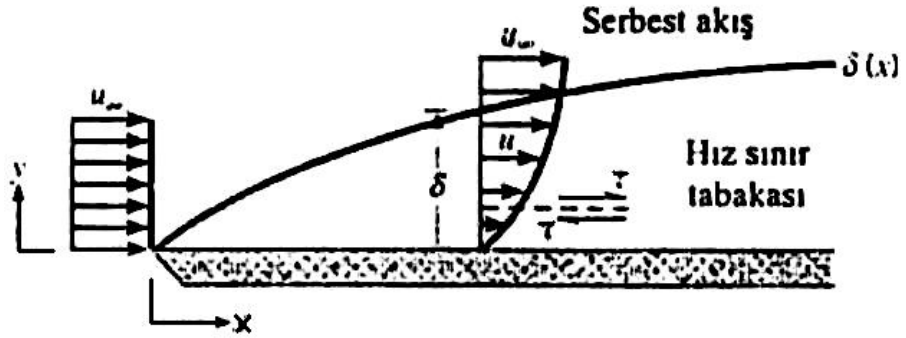
Radyasyonla ısı transferi sonlu sıcaklıktaki malzeme tarafından yayılan ve elektromanyetik dalgalarla iletilen enerjidir. Enerji iletim ve taşınım ile transfer edilirken bir madde ortamına gerek duyar, fakat radyasyonda buna gerek yoktur. Sonlu sıcaklıktaki her bir cisim ya da nesne radyasyon yaydığı gibi aynı zamanda bu cisim yada nesnelere çevrelerindeki radyasyon yayan cisimlerin yaydığı bu radyasyonlar için alıcı konumundadır. Bu olay radyasyonun soğutulması olarak bilinir. Bu nedenle radyasyonun etkisinden bahsedilirken aşağıdaki eşitlikle verilen bir yüzey ve çevresi arasındaki net radyasyon ısı değişim miktarını dikkate almak gerekmektedir;

$$Q = \epsilon A_s \sigma (T_y^4 - T_c^4) \quad (2.3)$$

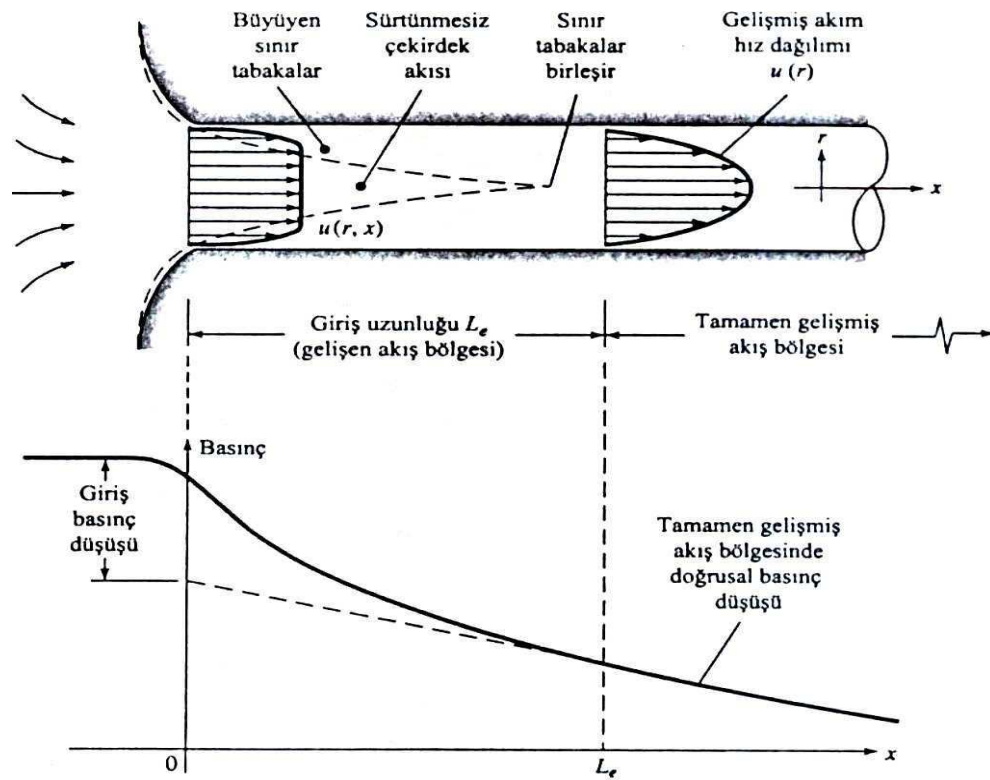
Radyant ısı, koyu renkli veya donuk cisimler tarafından kolayca soğutulur. Oysa açık renkli yüzeyler, ışık ışınlarını olduğu gibi, radyant ısı dalgalarını da yansıtırlar. Bu nedenle buzdolapları açık renkte imal edilirler.

2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka

Akışkan parçacıkları yüzeye temas ettiklerinde hızları sıfır olur. Bu parçacıklar bitişik akışkan tabakaları içindeki parçacıkların hareketini yavaşlatır ve bu etki azalarak belli bir uzaklıkta göz ardı edilebilir duruma gelir. Hız sınır tabakanın gelişiminin gösterildiği Şekil 2.1'deki akışkan hızına paralel düzlemlerde akışkan hareketinin bu yavaşlaması yüzeyde etkili olan kayma gerilmesi τ ile ilgilidir. Yüzeyden y uzaklığının artışıyla akışkan hızının x bileşeni u , serbest akış değeri u_∞ 'a ulaşmaya kadar artar. Δ büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır ve genellikle $u = 0.99u_\infty$ değerine ulaşıldığı y değeri olarak tanımlanır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde u hızının y ile değişimini gösterir (Incropera and DeWitt 2006).



Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakasının gelişimi (Incropera and DeWitt 2006)



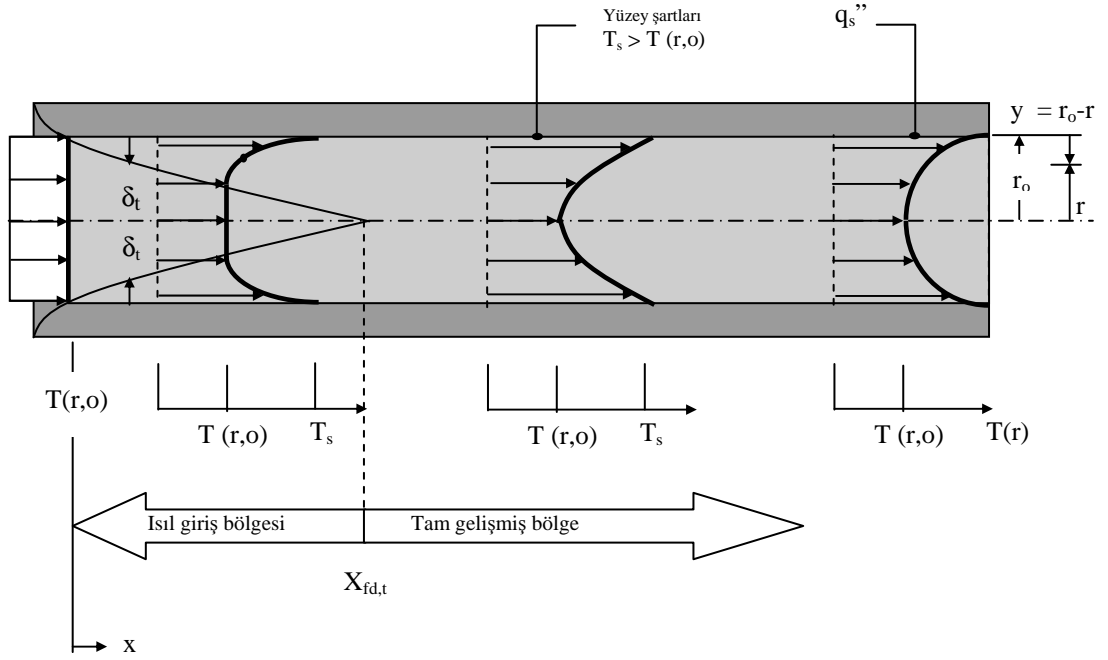
Şekil 2.2. Kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi (White 2005)

Şekil 2.2’de ise bir kanal içerisinde hız ve basınç profilleri gösterilmiştir. Kanal içerisindeki bir akış onu çevreleyen cidarlarla sınırlandırılmıştır ve sürtünme etkileri büyüyüp karışarak tüm akışa yayılacaktır. Hemen hemen yukarı akım akışının yakınsadığı ve boruya girdiği bir giriş bölgesi vardır. Viskoz sınır tabakalar, cidardaki aksenal akışı yavaşlatıp, merkezdeki akışı hızlandırarak aşağı akım tarafına doğru kalınlaşırlar (White 2005).

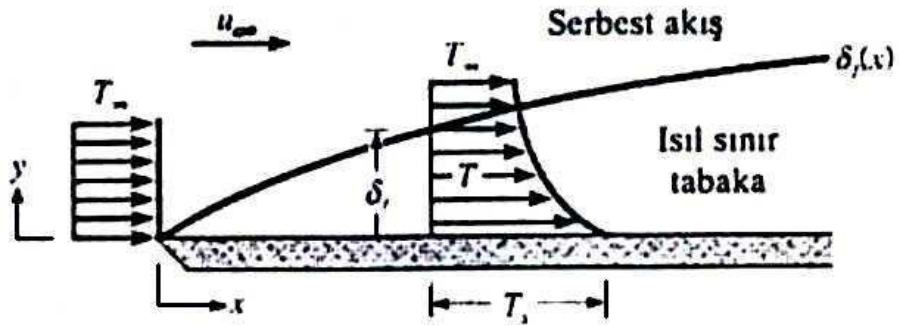
Girişten sonlu bir uzaklıkta, sınır tabakalar birleşir ve sürtünmesiz çekirdek bölgesi kaybolur. Bu uzaklığa ‘hidrodinamik giriş uzunluğu’ denir. Boru içindeki akış bundan sonra tamamıyla sürtünmelidir ve aksenal hız, x ile artık hiç değişmediği $x=L_e$ uzaklığına kadar hafifçe ayarlanır ve bundan sonraki akışa ‘tamamen gelişmiş akış’ adı verilir. Burada $u \approx u(r)$ dir ve bu bölgede hem laminer hem de türbülanslı akış için hız dağılımı ve cidar kayma gerilmesi sabit olup basınç x ile doğrusal olarak azalır.

2.3. Isıl Sınır Tabaka

Bir yüzey üzerinde akış olduğunda bir hız sınır tabakası gelişirken, akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı ise bir de ısı sınır tabaka gelişir. Şekil 2.3’de boru içerisinde ve Şekil 2.4’de de düz bir levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi gösterilmiştir. Levha giriş ucunda sıcaklık profili düzgün dağılımlı olup $T(y) = T_\infty$ dur. Bununla beraber akışkan parçacıkları levha ile temas ettiklerinde levha ile aynı sıcaklığa ulaşır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık gradyanlarına yol açar. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının olduğu bu bölge ısı sınır tabakadır ve bu tabakanın kalınlığı δ_t , genellikle $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0.99$ oranını sağlayan y değeri olarak tanımlanır. Giriş ucundan uzaklaştıkça ısı geçişi serbest akışı daha fazla etkiler ve ısı sınır tabaka büyür (Incropera and DeWitt 2006).



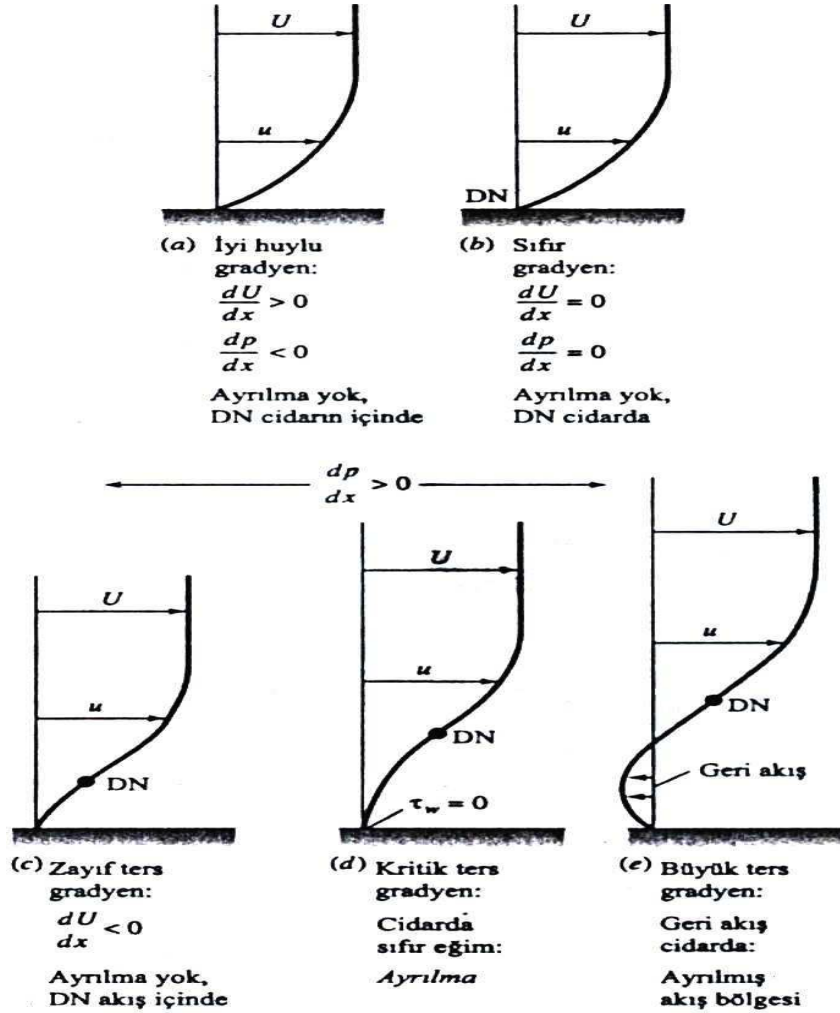
Şekil 2.3. Isıtılmış bir boru içerisinde ısıl sınır tabakanın gelişimi (Incropera and DeWitt 2006)



Şekil 2.4. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi (Incropera and DeWitt 2006)

2.4. Sınır Tabaka Ayrılmaları

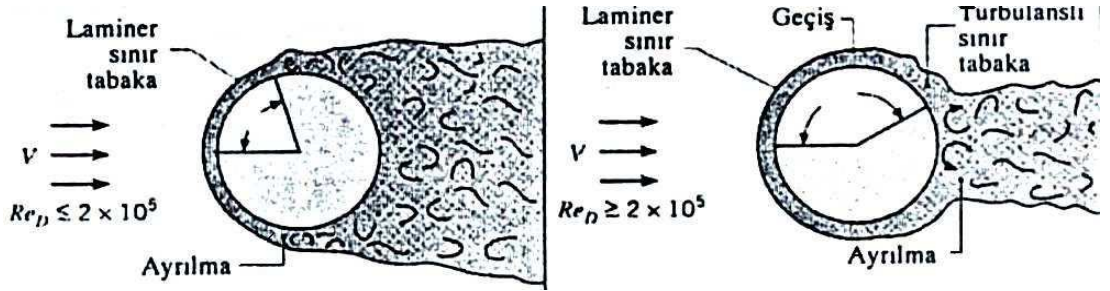
Artan bir ters basınç gradyenine karşı hareket eden bir sınır tabaka içinde cidar yakınında oluşan aşırı momentum kayıpları ayrılmalara neden olur. İyi huylu bir gradyen olarak tarif edilen azalan basınç ise hiçbir zaman ayrılmaya neden olmaz. Şekil 2.5’de basınç gradyeninin sınır tabaka profillerine etkisi gösterilmiştir. Bir iyi huylu gradyende (Şekil 2.5.a) profil çok yuvarlatılmış, dönüm noktası yok, ayrılma olmaz ve bu tip laminer profiller türbülansa geçişe karşı çok dirençlidirler.



Şekil 2.5. Basınç gradyeninin sınır tabaka profilleri üzerindeki etkisi; DN: dönüm noktası (White 2005)

Bir sıfır basınç gradyeninde (Şekil 2.5b) dönüm noktası cidarın kendi üzerindedir. Ayrılma olmaz ve akış yaklaşık 3×10^6 'dan daha büyük olmayan Reynolds sayısında geçiş yaşayacaktır. Bir ters gradyende (Şekil 2.5c'den e'ye) cidardan uzaklığı ters gradyen şiddeti ile artan bir dönüm noktası sınır tabakanın içinde oluşur. Zayıf gradyen için akış gerçekte ayrılmaz ama türbülansa geçiş için hazırdır. Bir orta değerdeki gradyende cidar kayma gerilmesinin sıfır olduğu nokta ayrılma noktası olarak tanımlanır. Çünkü burada daha kuvvetli başka bir gradyen cidarda geri akışa neden olacaktır (Şekil 2.5e). Bu durumda sınır tabaka kalınlaşır ve ana akım cidardan koparak ayrılır.

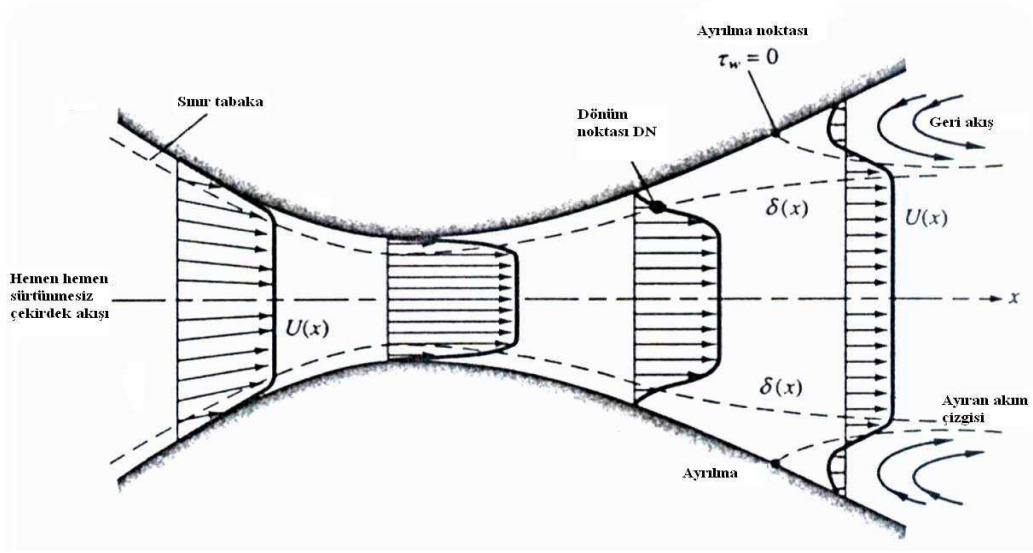
Bir silindir etrafındaki akışta ayrılma olayı Şekil 2.6'de gösterilmiştir. Serbest akışın ön durma noktasında hızı sıfır olur ve akış doğrultusunda uygun basınç gradyeni nedeniyle hızlanır. Basınç sıfır olduğunda da en yüksek hıza ulaşır ve ters yöndeki basınç gradyeni nedeniyle de yavaşlar. Akışkan yavaşlarken yüzeydeki hız gradyeni sıfır olur. Ayrılma noktası denilen bu bölgede, arkadan gelen akışkan geri yöndeki akışa neden olduğu için sınır tabaka ayrılması oluşur (Incropera and DeWitt 2006).



Şekil 2.6. Türbülansın ayrılmaya olan etkisi

Şekil 2.7'da ise bir yakınsak lüle ve yayıcıdan oluşan sistemde sınır tabaka ayrılması görülmektedir. Lüle akışı basınç düşük olduğundan dolayı bir iyi huylu gradyenli akıştır ve cidardan ayrılma olayı olmaz. Basınç gradyeninin yaklaşık olarak sıfır olduğu boğaz bölgesinde de yine ayrılma meydana gelmez. Fakat genişleyen kesitli yayıcıda düşük hız ve artan basınçtan dolayı bir ters basınç gradyeni oluşur. Yayıcı açısı çok fazla ise

ters gradyen artar ve sınır tabaka geri akışla, artan kayıplarla ve zayıf basınç geri kazanımı ile tek cidarda veya her iki cidarda ayrılır (White 2005).



Şekil 2.7. Bir yakınsak lüle ve yayıcıdan oluşan sistemde sınır tabaka büyümesi ve ayrılması (White 2005)

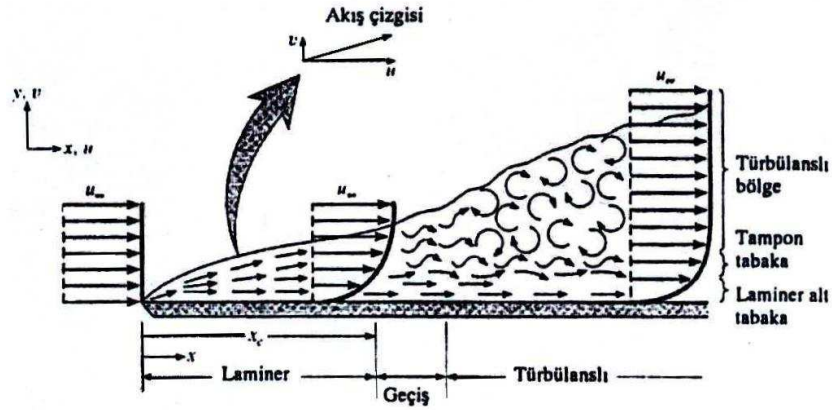
2.5. Laminer ve Türbülanslı Akış

Herhangi bir taşınım probleminin incelenmesinde ilk adım sınır tabakanın laminer veya türbülanslı olduğunun belirlenmesidir. Akışkan bir ortamda akarken laminer, geçiş veya türbülanslı akım rejimlerinde bulunur. Yüzey sürtünmesi ve taşınım ile ısı geçişi akışın laminer veya türbülanslı olmasına büyük ölçüde bağlıdır.

Laminer sınır tabaka içinde, akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıkların akış çizgileri boyunca hareket ettikleri gözlemlenir. Bir akış çizgisi boyunca akışkan hareketi x ve y yönlerinde hız bileşenleri ile tanımlanabilir. v hız bileşeni yüzeye dik yöndeki bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum, enerji veya kütle geçişine önemli katkıda bulunur. Yüzeye dik yönde akışkan hareketi, sınır tabakanın x yönündeki gelişiminin bir sonucudur (Incropera and Dewitt 2006).

Buna karşılık, türbülanslı sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensizdir ve akış içinde ani hız değişimleri gözlemlenir. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırır ve bundan dolayı taşınım ile geçiş hızı gibi yüzey sürtünmesi de artar. Düzensiz değişimlerin sonucu akışkanın karışması türbülanslı sınır tabaka kalınlığını artırır ve sınır tabaka profilleri (hız, sıcaklık ve derişiklik) laminar akıştakine oranla daha düzdür.

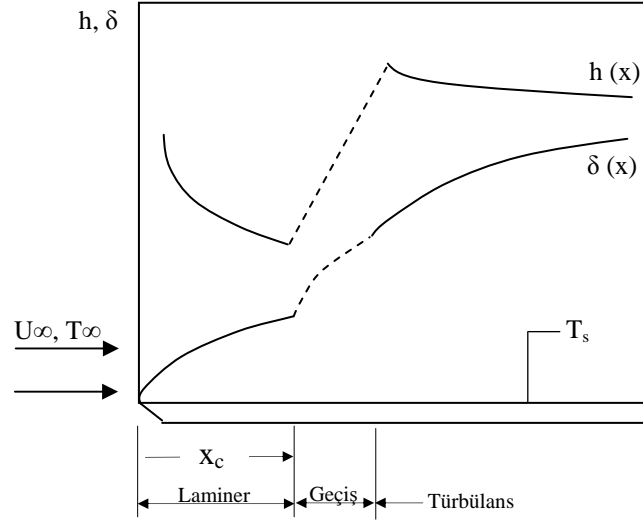
Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakası gelişirken laminar, geçiş ve türbülans bölgeleri Şekil 2.8’de gösterilmiştir. Laminar akımın söz konusu olduğu akışta, ele alınan herhangi bir noktada hız vektörü zamanla değişmemekte, ancak türbülanslı akış koşullarında hız vektörü belirli bir değer etrafında düzensiz değişimler göstermektedir.



Şekil 2.8. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi (Incropera and Dewitt 2006)

Sınır tabaka başlangıçta laminardır, fakat giriş ucundan biraz ötede, küçük çalkalanmalar başlar, bunlar şiddetlenir ve türbülanslı akışa geçiş olur. Akışkan içerisindeki çalkalanmalar geçiş bölgesi içerisinde gelişmeye başlar ve sınır tabaka sonunda tamamen türbülanslı olur. Tam türbülanslı bölge içerisinde akışkanın üç boyutlu gelişigüzel hareketleri söz konusudur ve türbülansa geçişte sınır tabaka kalınlığında, yüzey kayma gerilmesinde ve taşınım katsayısında önemli artışlar olur.

Şekil 2.9’de sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı δ ve yerel taşınım katsayısı h görülmektedir.



Şekil 2.9. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı (δ) ve yerel taşınım katsayısı (h)’nin değişimi (Incropera and Dewitt 2006)

Akışın laminar veya türbülanslı olmasına atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanan Reynolds sayısının almış olduğu değerler ile karar verilir. Düz levha üzerinde akış için;

$$Re = \frac{\rho u_\infty x}{\mu} \quad (2.4)$$

ifadesi ile belirlenen Reynolds sayısı değeri 10^5 ile 3×10^6 arasında olup, kritik değer yani laminardan türbülansa geçiş değeri olarak da 5×10^5 alınmaktadır. İç akış sistemlerinde ise Reynolds sayısı 2300’den küçük ise akım Laminar olarak kabul edilmekte, 2300 değerinden sonra türbülansa geçiş başlamakta ve tam türbülanslı akım için daha büyük Reynolds sayıları gerekmektedir.

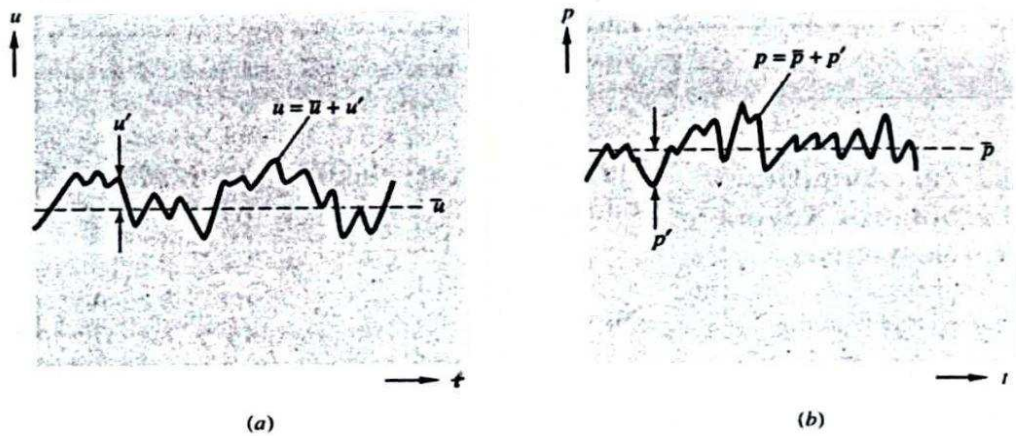
Hem laminar hem de türbülanslı akışlarda hız ifadesi için;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.5)$$

olarak bilinen süreklilik denklemi kullanılmaktadır. Türbülanslı akış için, çalkantılardan dolayı, (2.5) denklemindeki her hız terimi zaman ve konumun hızlı değişen rasgele bir fonksiyonudur. Denklem (2.5)'ün çözümü için hiçbir tek $V(x,y,z,t)$ ve $p(x,y,z,t)$ rastgele fonksiyon çifti bilinmemektedir. Mühendislikte türbülanslı akışta hız, basınç, kayma gerilmesinin ortalama değerleri kullanılmaktadır. Bir türbülans fonksiyonu $u(x,y,z,t)$ 'nin zaman ortalaması \bar{u} ,

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T u dt \quad (2.6)$$

şeklinde tanımlanır (White 2004). Burada T çalkantıların kendisinin herhangi bir önemli periyodundan daha büyük olacak şekilde alınması gereken bir ortalama alma periyodudur. Türbülanslı hız ve basıncın ortalama değerleri Şekil 2.10'da gösterilmektedir.



Şekil 2.10. Ortalama ve çalkantı türbülans değişkenlerinin tanımı: (a) hız; (b) basınç (White 2004)

Bu durumda hız terimleri aşağıdaki gibi olacaktır:

$$u = \bar{u} + u' \quad (2.7)$$

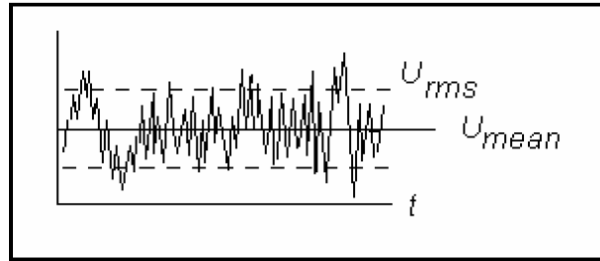
$$v = \bar{v} + v' \quad (2.8)$$

$$w = \bar{w} + w' \quad (2.9)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (2.10)$$

Burada u' çalkantı bileşeni, u 'nun kendi ortalama değerinden sapma olarak tanımlanır.

Şekil 2.11'da tipik bir nokta hız ölçümü görülmektedir. Burada U_{mean} akışkanın belirli bir zaman periyodunda ölçülen ani hızlarının ortalamasını göstermektedir. U_{rms} ise ani hızların ortalamadan sapmasını göstermektedir.



Şekil 2.11. Ortalama ve çalkantı hız terimleri

Ortalama hız;

$$U_{mean} = \frac{1}{N} \sum_1^N U_i \quad (2.11)$$

ifadesi ile, çalkantı hızları ise;

$$U_{rms} = \left(\frac{1}{N-1} \sum_1^N (U_i - U_{mean})^2 \right)^{0.5} \quad (2.12)$$

ifadesi ile bulunur. Bir çalkantı bileşenin ortalama değeri sıfırdır. Buna karşılık, bir çalkantı bileşenin karesinin ortalaması sıfır değildir ve bu değer türbülans şiddetinin bir ölçüsüdür. Türbülans şiddeti (yoğunluğu);

$$Tu = \frac{U_{rms}}{U_{mean}} \quad (2.13)$$

ifadesi ile bulunur.

2.6. Termodinamik Kanunları ile Entropi oluşumu arasındaki ilişkiler ve verim:

Etkinlik veya verimin genel bir tanımı, elde edilmek istenen değeri, bunu elde etmek için harcanması gereken değere bölerek yapılabilir.

$$Etkinlik(verim) = \frac{\text{elde edilmek istenen deger}}{\text{harcanması gereken deger}} \quad (2.14)$$

Bu durumda bir ısı makinesinin ısı verimi şöyle tanımlanabilir:

$$ısıverim = \frac{\text{çıkan net is}}{\text{giren ısı enerjisi}} \quad \text{veya} \quad (2.15)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,cik}}{Q_{gir}} \quad (2.16)$$

$$W_{net,cik} = Q_H - Q_L \quad (2.17)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.18)$$

İkinci yasa verimi;

Literatürde aynı sistem için farklı ikinci yasa verimi tanımlarına rastlanır. İkinci yasa verimini tanımlamaktaki amaç tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektir.

$$\eta_{II} = \frac{\text{sistemden elde edilen kullanılabilirlik}}{\text{sisteme sağlanan kullanılabilirlik}} \quad (2.19)$$

Buradan

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{yok edilen kullanılabilirlik("tersinmezlik")}}{\text{sisteme sağlanan kullanılabilirlik}} \quad (2.20)$$

İkinci yasa verimini belirlerken ilk yapılacak işlem, hal değişimi sırasında ne kadar kullanılabilirliğin veya iş yapma olanağının tüketildiğini hesaplamaktır.

Bu konuda Bejan(1995) İç akışta entropi oluşum sayısı hesaplarken aşağıdaki sırayı izlemiştir.

$$d\dot{S}_{gen} = \dot{m}ds - \frac{q'dx}{T + \Delta T} \quad (2.21)$$

Termodinamiğin 1. kanunu uygulanırsa;

$$\dot{m}dh = q'dx \quad (2.22)$$

Bu iki denklem aşağıdaki şekilde düzenlenir.

$$\frac{dh}{dx} = T \frac{ds}{dx} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} \quad (2.23)$$

Buradan

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{q'\Delta T}{T^2(1+\tau)} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \text{ ve } \dot{S}'_{gen} = \frac{d\dot{S}'_{gen}}{dx} \quad (2.24)$$

yazılır. Ugulamalarda boyutsuz sıcaklık farkı (τ) ihmal edilir. Formül;

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{q'\Delta T}{T^2} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad (2.25)$$

halini alır.

Bu eşitlik ortalama ısı transferi ve akış sürtünmesi ile ilişkilendirilirse Stanton numarası;

$$St = \frac{q'/(p\Delta T)}{c_p G} \quad (2.26)$$

Burada $G = \frac{\dot{m}}{A}$ dır.

Çoğu kanal geometrisinde Stanton sayısı Reynolds sayısına bağlıdır.

$$\text{Re} = \frac{DG}{\mu} \quad (2.27)$$

D_h hidrolik çap olup

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad (2.28)$$

ile ifade edilir. Daha sonra akış sürtünmesi

$$f = \frac{\rho D}{2G^2} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad (2.29)$$

Entropi oluşum sayısının Stanton sayısı ve sürtünme faktörü ile ilişkisini göstermek için birim uzunluk için ısı transferi değeri (q') ve kütleli debi (\dot{m}) de formülde belirtilir.

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{q'^2}{4T^2 \dot{m} c_p} \frac{D}{St} + \frac{2\dot{m}^3}{\rho T^2} \frac{f}{D_h A^2} \quad (2.30)$$

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{q'^2}{\pi k T^2 Nu} + \frac{32 \dot{m}^3 f}{\pi^2 \rho^2 T D^5} \quad (2.31)$$

olarak bulunur.

Termodinamik performansta önerilen artırım tekniğinin gerçek etkisi artırım tekniklerinin uygulanmasından önce ve sonra ısı değıştirci aparatlarının entropi oluşum oranı karşılaştırmasıyla değeriendirilebilir.

Entropi oluşum uzunluğu

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{S}'_{gen,\Delta T} + \dot{S}'_{gen,\Delta P} \quad (2.32)$$

ile tarif edilir. Entropi oluşum sayısı da

$$N_{s,a} = \dot{S}'_{gen,a} / \dot{S}'_{gen,s} \quad (2.33)$$

ile hesaplanır.

Açık sistemlerde sistem ve çevre arasındaki ısı transferi değeri \dot{Q} 'dur. Gerçek uygulamalarda herhangi bir ısı transferi etkileşimi sonlu sıcaklık farklarında gerçekleşir. Çoğu genel durumlarda açık sistemlerde zamana bağlı denklemlerle termodinamiğin 1. ve 2. kanunları aşağıda verilmiştir. Eşitlik (2.14) ve (2.15) de aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \sum_{gir} \dot{m}(h + \frac{1}{2}V + gz) - \sum_{cik} \dot{m}(h + \frac{1}{2}V + gz) + \dot{Q} + \dot{W}_{sh} \quad (2.34)$$

$$\frac{\partial S}{\partial t} \geq \sum_{gir} \dot{m}s - \sum_{cik} \dot{m}s + \frac{\dot{Q}}{T_0} \quad (2.35)$$

(2.15) eşitliği entropi oluşum oranı (\dot{S}_{gen}) açısından termodinamiğin 2. kanununa göre şöyle yazılabilir:

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\partial S}{\partial T} - \frac{\dot{Q}}{T_0} - \sum_{gir} \dot{m}s + \sum_{cik} \dot{m}s \geq 0 \quad (2.36)$$

Eşitlik (2.14) , (2.15) ten terimlerin yeniden düzenlenmesiyle teorik üst sınır için güç transferi \dot{W}_{sh} :

$$\dot{W}_{sh} \leq \sum_{gir} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz - T_0 s \right) - \sum_{cik} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz - T_0 s \right) - \frac{\partial}{\partial T} (E - T_0 S) \quad (2.37)$$

Bu eşitsizlik tersinmez genel akış sistemleri için uygulanabilir. Bu eşitlik \dot{W}_{sh} in maksimum değeri için tersinir sınırdadır;

$$\dot{W}_{sh} = \sum_{gir} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz - T_0 s \right) - \sum_{cik} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz - T_0 s \right) - \frac{\partial}{\partial T} (E - T_0 S) \quad (2.38)$$

halini alır. Bu iki değer arasındaki farkın derecesi bize kayıp iş veya yok edilen ekserjiyi sistem tersinmezliğinin bir derecesi olarak verir:

$$\dot{W}_{lost} = \dot{W}_{sh,max} - \dot{W}_{sh} \quad (2.39)$$

Tersinmez durumlarda \dot{W}_{lost} daima pozitif değerdedir. Eğer ısı transferi sistemden dışarı doğruysa kayıp ekserji de pozitiftir.

Kayıp iş ve entropi oluşumu arasında (2.37), (2.38) ve eşitlik (2.34) den geliştirilen son hali şu şekildedir.

$$\dot{W}_{lost} = T_0 \left(\frac{\partial S}{\partial T} - \frac{\dot{Q}}{T_0} - \sum_{gir} \dot{m}s + \sum_{cik} \dot{m}s \right) \quad (2.40)$$

Veya eşitlik (2.16) dan

$$W_{lost,0} = T_0 S_{gen} \quad (2.41)$$

şeklinde yazılabilir.

Kararlı halde açık sistemlerde maksimum güç

$$W_{sh,max} = \sum_{gir} \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_{cik} \dot{m}(h - T_0 s) \quad (2.42)$$

$b = h_0 - T_s$ ve

Genel koşullarda;

$$\dot{W} = \sum_i \dot{Q}_i + \dot{Q}_0 + \sum_{gir} \dot{m}h - \sum_{cik} \dot{m}h \quad (2.43)$$

$$\dot{S}_{gen} = -\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} - \sum_{gir} \dot{m}s + \sum_{cik} \dot{m}s \quad (2.44)$$

Tersinmez sistemlerde ise;

$$\dot{W}_{\max} = \sum \dot{Q}_i + \dot{Q}_{0,rev} + \sum_{gir} \dot{m}h - \sum_{cik} \dot{m}h \quad (2.45)$$

$$0 = -\sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \frac{\dot{Q}_{0,rev}}{T_0} - \sum_{gir} \dot{m}s + \sum_{cik} \dot{m}s \quad (2.46)$$

$\dot{Q}_{0,rev}$ eşitlik (2.25) ve (2.26) kullanılarak elimine edilirse;

$$\dot{W}_{\max} = \dot{W} + \dot{W}_{lost,0} = \sum_{gir} \dot{m}(h - T_0s) - \sum_{cik} \dot{m}(h - T_0s) + \sum_i \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \quad (2.47)$$

Bu ifade (2.27), sistem sınırı boyunca akış hesabını oluşturur.

Daha sonra II. kanun verimi şöyle tanımlanır:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{\max}} = 1 - \frac{\dot{W}_{lost}}{\dot{W}_{\max}} \quad (2.48)$$

1. kanun verimi;

$$\eta_I = \frac{W}{Q_H} = \eta_{II} \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) \quad (2.49)$$

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.50)$$

ile ifade edilir ve buradan;

$$\eta_I = \eta_{II} \eta_{Carnot} \quad \text{yazılır.}$$

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada daha önce Doç.Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında yapılan “Daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi” konulu doktora ile “Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi” konulu yüksek lisans çalışmalarında deney planı çıkarılarak bulunan optimum şartlar üzerine en etkili parametreler araştırılmıştır. Bu çalışmalar ve optimum şartlara ait çizelgeler Ek-1 ve Ek-2 de gösterilmiştir. Taguchi $L_{18}(2^7*3^1)$ ortogonal dizisine göre üretilen ve Genel olarak adlandırılan test elemanlarından hem dikdörtgen hem de altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışmalar ısı transferi ve akım karakteristiklerini belirlemek amacıyla iki aşamada yürütülmüştür. Yapılan deneyler sonucunda korelasyonlar çıkarılmış ve Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve verim analizleri grafiklerle verilmiştir. Her iki aşamada da Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Laboratuvarında özel olarak dizayn edilmiş Rüzgar Tüneli kullanılmıştır. Isı transferi karakteristikleri belirlenirken test bölgesi izole edilerek sıcaklık ölçümleri veri toplama kartları yardımıyla yapılmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan materyal ve veri elde etme yöntemi detaylı olarak sunulmuştur.

3.1. Rüzgar Tüneli

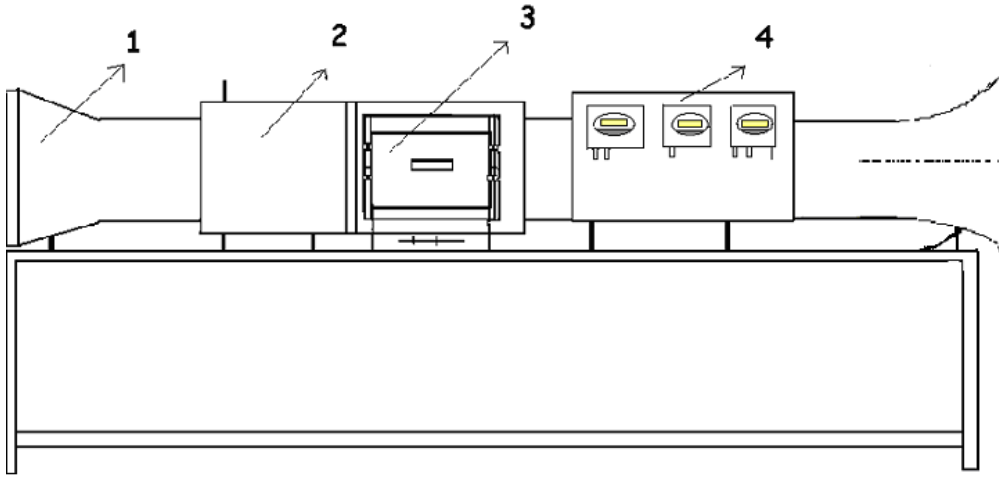
Isı transferi ve akım karakteristiklerini belirlemeye yönelik çalışmalarda akışın serbest akım karakteristiğinin bilinmesi ve dikkate alınması son derece önemlidir. Aksi takdirde çeşitli geometrik cisimler etrafındaki akışta meydana gelen olayların akışın kendi karakteristiğinden mi yoksa geometrik elemandan mı kaynaklandığını belirlemek çok zor olacaktır. Çeşitli tip akışlarda türbülans şiddetinin geniş bir aralıkta değiştiğini göstermek amacıyla bazı tipik değerler Çizelge 3.1 de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Değişik akış tiplerindeki türbülans değerleri (Holman 2001)

<i>Akış Tipi</i>	<i>Türbülans Şiddeti</i>
İyi dizayn edilmiş bir rüzgar tüneli	% 0.05
Izgara ile oluşturulmuş türbülans	% 0.02-2
Pervane veya cisimler arkasındaki tür.	% 2-5
Sınır tabaka ve boru içindeki türbülans	% 3-20
Türbülanslı jet	% 20-100

Türbülans şiddetinin çok düşük olması nedeniyle akış deneylerinde rüzgar tüneli kullanımı oldukça yaygın pratik bir yaklaşımdır. Böylelikle özellikle türbülans oluşturmaya yönelik değişik geometrilerin etrafındaki akış ve ısı deneylerinde meydana gelen türbülans artışın tamamen bu geometrilerden kaynaklandığı gözlemlenecektir (Kondjoyan, 2002).

Deneysel çalışmalarda kullanılan tünel, test kısmı (300 mm x 300 mm) boyutlarında olan açık devreli emmeli tip bir tüneldir (Şekil 3.1). Tünelin emmeli tip olması sisteme giren akışkanın fan tarafından ısıtılması dolayısıyla havanın soğutma kapasitesinde olası azalmayı engellemiştir. Hava tünele titiz olarak şekillendirilmiş giriş (efüzör) vasıtasıyla girmektedir. Ayrıca girişe koruyucu bir ızgara konmuştur. Bu çelik ızgara yabancı cisimlerin tünele çekilmesini engellediği gibi akışın düzelmesine de yardımcı olmaktadır. Test kısmının giriş ve çıkışlarının üst ve alt tarafında statik basınç ölçme prizleri vardır. Bu basınç prizleri eşdeğer çapta olup pirinç malzemeden imal edilmiştir. Test kısmından hemen sonra akım karıştırıcı bulunmaktadır. Karıştırıcıdan sonra difüzör bulunmakta ve difüzörden sonra ise aksel akışlı fan bulunmaktadır. Hava hızları fana bağlı bir varyak ile sağlanmaktadır. Maksimum hava hızı, maksimum basınç farkı oluşturmaktadır ve bu basınç farkları, rüzgar tüneli çerçevesine monte edilen KIMO firmasının ürettiği basınç transmitter leri ile dijital olarak okunmaktadır. Şekil 3.1’de şematik resmi verilen rüzgar tünelinin özellikleri aşağıdaki verilmiştir :



Şekil 3.1. Rüzgar Tüneli

(1) Fan, (2) Karışım Odası, (3) Test Bölgesi, (4) Basınç ve Hız Ölçüm Cihazları

Test kısmı boyutları: 300mmx300mm, Maksimum hava hızı: 5 m/s, Maksimum fan gücü: 300 W, Fan devir sayısı: 1400 d/d
Tünel uzunluğu: 4380 mm



Şekil 3.2 . Deney sisteminin görünüşü

3.2. Test Bölgesi

Enerji Laboratuvarında bulunan rüzgar tüneli dış akışta cisimler etrafındaki aerodinamik yapıları inceleme amaçlı dizayn edilmiş ve akış karakteristiklerini belirlemeye yarayan standartlara uygun bir tüneldir. Bu çalışmada tünelde hem akış hem de ısı transferi deneyleri yapılacağı için bir takım modifikasyonlar yapılmıştır. Test bölgesi tamamen pleksiglas malzemeden imal edildiği için hidrolik olarak pürüzsüz bir akış alanı kabul edilebilir. Üniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek için (300 mm x 300 mm x 600 mm) ebatlarındaki test bölgesinin altına (300mmx300mm) ebatlarında ısıtıcı ünite yerleştirilmiştir.

Ahşap malzemeden yapılan (300 mm x 300 mm) ebatlarındaki kutunun içerisine taban plakanın tam ortasına gelecek şekilde (300 mm x 300 mm) ebatlarında 50 mm kalınlığında ateş tuğlası yerleştirilmiş ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanala her biri 1000 W gücünde 220 V şehir şebekesi ile beslenen 2 adet ısıtıcı konmuştur. Ateş tuğlasının altı ve yan kenarları ile kutu kenarları arasındaki boşluk önce 750°C sıcaklığa

dayanabilen taş yünü ile diğer boşluklar ise seramik yünü izolasyon malzemesi ile doldurulmuştur. Isıtıcıyı besleyen güç girişi kontrol edilebilir bir varyak ile sağlanmıştır. Sabit ısı akısı termal sınır şartını sağlamak için sisteme sabit gerilim verilmiştir. şehir şebekesindeki düzensizliklerden kaynaklanan dalgalanmaların etkisini dikkate almak için sistem kararlı hale gelene kadar her 10 dakikada sisteme giren güç kaydedilmiş ve ortalaması alınmıştır. Varyak, özellikle elektronik cihazlarda eklem sıcaklıkları 25°C ile 100°C arasında olduğu için (R-Theta 1998) bu sıcaklıklara karşılık gelecek şekilde yapılan ön deneylerle belirlenen 125 V ve 9-10 A sağlayacak şekilde ayarlandı. Deneylerde kullanılan varyağın teknik özellikleri aşağıdaki gibidir:

Giriş Gerilimi: 220 V AC 50 Hz

Çıkış Gerilimi: 0.....220 V

Gücü : 11250 VA (250 V 45 A)

Pleksiglastan üretilen test bölgesindeki ışınımla ısı kayıplarını minimuma indirgemek için cam yününün alüminyum kaplı kısmı pleksiglas yüzeye gelecek şekilde yalıtılmıştır (şekil 3.3). Test bölgesinin sonuna (300 mm x 300 mm x 650 mm) ebatlarında MDF lam kaplı bir kanal eklenmiş, sürtünme katsayısı çok düşük kanalın içine akışı karıştırıcı engeller konmuş ve çıkış sıcaklıkları bu karıştırıcıdan sonra kanal kesiti ile aynı uzunlukta içlerine yağ doldurulmuş 6 mm çaplı beş adet bakır boru içerisine konulan 5 termoelemanla okunmuştur. Termoelemanlarla bakır boru içerisinde beşer santimetre aralıklarla boru kesiti dikey yönde taranmış ve böylelikle otuz farklı noktadan alınan sıcaklıkların ortalaması alınarak çıkış sıcaklığı belirlenmiştir. Test bölgesi ve akım karıştırıcı dışarıdan plaka tipi cam yünü yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır.



Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü

3.3. Test Elemanları

Özellikle elektronik endüstrisinde ısı değiştirici olarak kullanılacak malzemenin özelliklerini doğru seçmek, ısı alıcının üretilebilirliğini ve performansını etkileyen önemli bir parametredir. Özellikle bakır ve alüminyum en çok tercih edilen malzemelerdir. Bakırın ısı alıcı içerisindeki iletim direncini düşüren termal iletkenliği alüminyumun yaklaşık olarak iki katı değerlerindedir (Incropera 1996). Yinede bu durum toplam termal direncin yarıya inmesi anlamına gelmez. Alüminyum ile karşılaştırıldığında bakır toplam termal direnci yaklaşık olarak %30 değerinde düşürür. Hava hızının çok yüksek olduğu ve ısı kaynağı ebadının küçük olduğu uygulamalarda bakır en avantajlı malzeme olarak gözükmektedir. Bununla birlikte alüminyum ile karşılaştırıldığında oldukça pahalı olması ve fiyatının günden güne sürekli değişmesi/dalgalanması, alüminyumdan yaklaşık olarak 3 kat daha ağır olması, homojen olmayan bir malzeme olması ve işlenebilirliğinin daha zor olması bakırın ilk anda sayılabilecek dezavantajlarıdır. Birçok durumda, yukarıda sayılan termal avantajlarının dezavantajlarına ağır basmaması nedeniyle elektronik cihazlar üreten

firmalar için alüminyum en yaygın ve uygun malzemedir (R-Theta 1998). Bu nedenle test elemanlarının tabanları (base) ve kanatlar için alüminyum (Al 1050 O) malzeme kullanıldı. Dikdörtgen elemanlarda daha önce Doç.Dr. Kenan Yakut danışmanlığında Dr. Şahin (2004) tarafından yapılan doktora çalışması için üretilen ve 2 mm et kalınlığına sahip dikdörtgen kanatlar kullanıldı. Altıgen elemanlar için de daha önce Doç.Dr. Kenan Yakut danışmanlığında Alemdaroğlu (2005) tarafından yapılan çalışmada alüminyum tabanlar ve kanatlar üretilmişti. Altıgen ve dikdörtgen kanatlar üretilen bu taban plakalar üzerindeki deliklere yerleştirildi. Bu elemanların üretim detayları (Şahin, B. 2004.) ve (Alemdaroğlu, N. 2005.) çalışmalarında bulunabilir.

Bu elemanlardan deney planında seçilen ve çizelge 3.2 ve 3.3 de verilen optimum geometrik özelliklerdeki elemanlar kullanıldı. Bu kanatlar taban plaka üzerindeki kanallara her birinin ucuna ısı iletim bileşiği sürülerek yerleştirildi. Taban plaka her bir ısı alıcı geometri için farklı olduğundan literatürdeki çoğu çalışmada olduğu gibi test bölgesinin altına sabit bir şekilde yerleştirilememiştir. Dolayısıyla altıgen kanatlarda yüzey sıcaklıkları tabana sabitlenen termoçiftlerle ölçülememiş, bunun yerine termoçiftler yüzeyde kanatlar için açılan deliklerin çok yakınında açılan deliklere yerleştirilmiştir. Havadan etkilenmemesi için açıkta kalan kısımlar için termoçiftlerin üstüne macunla koruma sağlanmıştır.

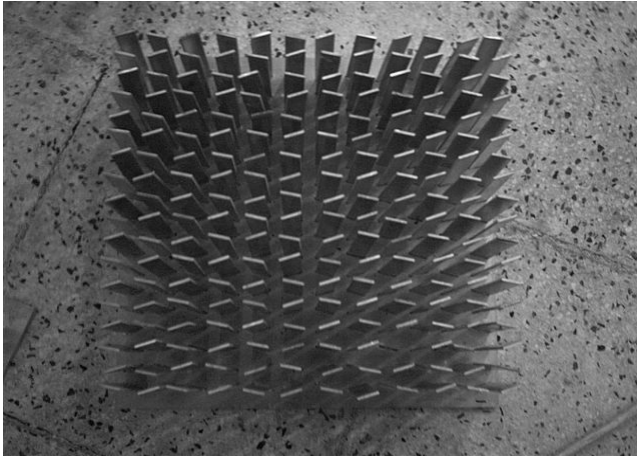
Çizelge 3.2. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri (Altıgen Kanatçık)

Parametreler		Optimum elemanlar	
		Genel-2	Genel-3
A	Kanat yüksekliği, h_k [cm]	10,15,20	10,15,20
B	Kanat genişliği, s [mm]	14	14
C	Akışa dik yönde kanatlar arası mesafe, a [mm]	20	20
D	Akış yönünde kanatlar arası mesafe, b [mm]	20	10
E	Akışkanın kanala giriş hızı, V [m/sn]	1,2...4,6	1,2...4,6

**Şekil 3.4.** Altıgen test elemanının görünüşü

Çizelge 3.3. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri (Dikdörtgen Kanatçık)

Parametreler		Optimum elemanlar	
		Genel-1	Genel-2
A	Kanat genişliği, b [mm]	15	15
B	Hücum açısı, α [derece]	15	15
C	Kanat yüksekliği, h_k [cm]	10,15,20	10,15,20
D	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	20	15
E	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, c [mm]	10	15
F	Dilimler arası akış yönündeki mesafe, e [mm]	20	20
G	Dilimler arası akışa dik mesafe, f [mm]	20	20
H	Akışkan kanala giriş hızı, V [m/sn]	1,2.....4,6	1,2.....4,6

**Şekil 3.5.** Dikdörtgen test elemanının görünüşü

3.4. Termoçiftler ve Veri Toplama Sistemi

Yüzey sıcaklıklarının belirlenmesinde termoeleman, sıvı kristal tekniği ve son zamanlarda kütle transferi analoji ile naftalin süblimasyon tekniği literatürde en fazla tercih edilen tekniklerdir. Özellikle kanat yüksekliği tabana göre çok yüksek olan iğne kanat vb. uygulamalarda termoeleman kullanımı en uygun yöntemdir. Bu çalışmada yüzey sıcaklığını belirlemek için tabana yayılmış 15 adet, girişte hava sıcaklığını ölçmek için 2 adet, çıkış hava sıcaklığını ölçmek için 5 adet ve kanat sıcaklıklarını ölçmek için 8 adet olmak üzere toplam 30 adet termoeleman kullanılmıştır. Termoeleman olarak 0.25 mm iç çapında ve 0.75 mm dış çapında; yanmaya, kimyasallara ve aşınmaya karşı direnci yüksek T tipi fiberglas örgülü tercih edilmiştir. Her bir termoeleman Polysciene marka $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ doğruluklu, dijital göstergeli bir sıcaklık banyosu içinde 10°C - 95°C sıcaklık aralığında 5°C aralıklarla kalibre edilmiştir.

Termoelemanlar Adventec firması tarafından üretilen PCLD-789D sinyal şartlandırıcı ve kanal çoklayıcı karta diferansiyel olarak bağlanmıştır. Bu kart 16 diferansiyel giriş kanalını bir analog çıkış kanalına bağlamaktadır. İki adet kart PCLD-774 kart yardımıyla seri olarak bağlanmış ve 30 kanaldan okuma yapılabilecek duruma getirilmiştir (şekil 3.6). Sistemde kullanılan termoelemanın tipine göre gerekli kazanç seçilmiştir. PCLD-789D yükseltici ve çoklayıcı kartın kullanılacak termoelemene göre seçilmesi gereken kazanç değerleri çizelge 3.4 te verilmiştir. Termoelemanlarla üç dijital olarak örneklenen sıcaklıklar, bilgisayara bağlanan PCL 818 HG veri kazanç ve kontrol kartı ile okutulmuştur.

Veri okuma ve örnekleme için Visidaq isimli yazılım kullanılmıştır. Termoelemanlarla örneklenen sıcaklıklar elde edilen kalibrasyon denkleminde geçirilmiş ve kalibre edilmiş olarak alınan değerlerin 10 tanesinin ortalaması alınarak bir rakam olarak kaydedilmiş, ortalama olarak alınan toplam 30 değer Microsoft Excel programında tek bir ortalamaya indirgenmiştir. Bu işlemin yapılmasının nedeni sistemin herhangi bir nedenle aldığı bozuk ve gürültü sinyallerinin etkisini en aza indirmektir.

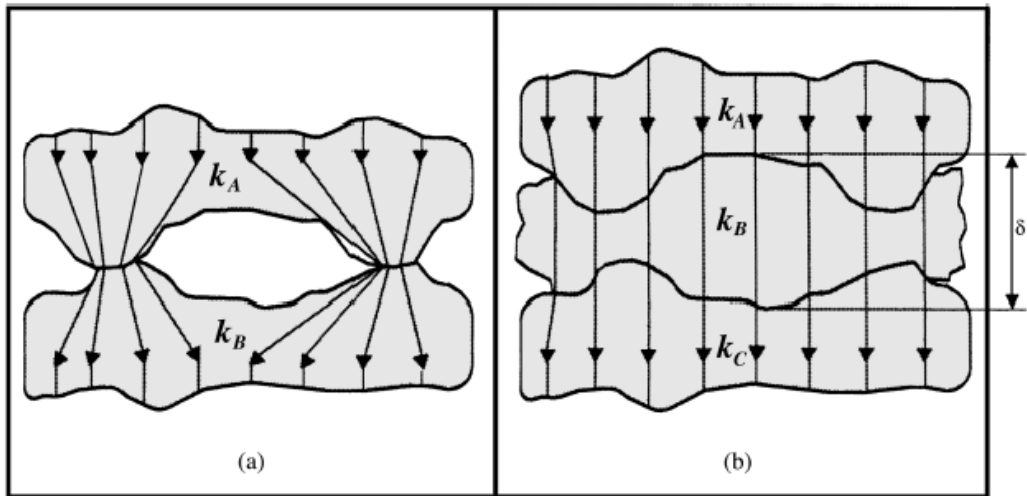


Şekil 3.6. Veri toplama ünitesinin görünüşü

Çizelge 3.4. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu (Advantech 1995)

Termoeleman Tipi	Sıcaklık °C	Çıkış Miktarı (mV)	Uygun Kazanç
T	-200 - +200	-10 - +10	200
J	-200 - +600	+10 - +35	100
E	0 - +700	-5 - +55	50
K	-200 - +1200	-10 - +55	50
R	0 - 1769	0 - +25	200
S	0 - 1769	0 - +20	200

Taban plaka yüzeyleri hassas işlenmiş ve parlatılmış olsa da tamamen pürüzsüz değildir. Ayrıca kanatlar deliklere yerleştirilirken kanat ucu ile kanal tabanı arasında boşluk kalma ihtimali vardır. Bu nedenle ısı atan ve alan yüzeyler arasında temas direnci meydana gelecektir. Özellikle elektronik endüstrisinde dizayn aşamasında ihmal edilmesi mümkün olmayan bu direnç, aşırı bileşen sıcaklıklarının oluşmasına neden olacaktır. Temas direncini engellemek için iki yüzey arasına termal iletken macun kullanımı iyi bir önlemdir. Şekil 3.7’ de termal iletken macun kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlarda, iki yüzey arasındaki ısı akışı şematik olarak görülmektedir (Remsburg 2001). Bu çalışmada da alüminyum taban malzeme ve ısıtıcı levha arasında termal iletken macun kullanılmıştır.



Şekil 3.7. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı (a) Ara yüzey malzemesi kullanılmadan (b) Ara yüzey malzemesi kullanılarak (macun)

Test bölgesinde ısı alıcı elamandan kaynaklanan basınç düşümü yukarıda test bölgesi tanıtılırken bahsedilen statik basınç prizlerinin KIMO firmasına ait basınç transmitter larına bağlanarak ölçülen basınç farklarının ortalama değerleri alınarak hesap edildi.



Şekil 3.8. Basınç ve hız ölçüm cihazları

Basınç ölçüm cihazının teknik özellikleri şu şekildedir:

Markası: KIMO

Tipi: CP200

Basınç aralığı: -1000/+1000 Pa

Response zamanı: 0,3 saniye

3.5. Isı Transferi Deneylerinin Yapılışı

Deneylerin yapılmasında aşağıdaki prosedür izlenmiştir.

1. Taban malzemeler temizlenerek, açılan deliklere uçlarına ısı iletim bileşimi sürülmüş olan kanatların yerleştirilmesi,
2. Varyanın istenen güç ve akım değerine ayarlanarak ısıtıcının çalıştırılması,
3. Fan çalıştırılarak hızın deney planındaki ilgili deneye karşı gelen değerlere ayarlanması
4. Yüzeiden okunan sıcaklık değerlerinde $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ den fazla salınım gözlenmeyecek kadar beklenmesi, ki bu süre geometriye göre değişmektedir. 120-150 dakika civarındadır.
5. Kararlı şartlara ulaşıldıktan sonra sıcaklık ve basınç verilerinin kaydedilmeye başlanması.
6. Fanın bir sonraki hıza ayarlanarak yeni ölçüm için kararlı hale gelmesinin beklenmesi.
7. Deneyler bittiğinde ısıtıcılar kapatılıp fanla soğutma yaparak sistemin soğumasını beklemek.

3.6. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması

Kararlı durum için test elemanından transfer edilen ısı miktarı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$Q_{\text{top}} = Q_{\text{konv}} + Q_{\text{rad}} + Q_{\text{kay}} \quad (3.6)$$

burada;

$$Q_{\text{konv}} = mC_p(T_{\text{çık}} - T_{\text{gir}}) = V^2 / R = VI \quad (3.7)$$

Ayrıca sistemde kararlı halde taşınım miktarı;

$$Q_{\text{konv}} = h_{\text{ort}} A_s \left[T_{\text{yort}} - \left(\frac{T_{\text{ç}} + T_{\text{g}}}{2} \right) \right] \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Kararlı halde kanatlardan ışınlama ile ısı transferi aşağıdaki noktalara bağlıdır (Tahat vd 1994, 2000) :

1. Işınım yüzeyinin sıcaklığına
2. Ortamdaki sıcaklık dağılımına
3. Kanatların ve taban plakanın yayma oranına
4. Isı transfer yüzeyine
5. Kanatların birbirlerini engellemelerine

Hesaplamalarda ışınlama yüzeyinin sıcaklığı ve kanatların birbirlerine göre geometrik durumu şekil faktörü olarak dikkate alınmaktadır. Toplam kararlı hal ışınlama ile ısı transferi;

$$Q_{\text{rad}} = F A_s \sigma \left(T_y^4 - T_h^4 \right) \quad (3.9)$$

şeklinde ifade edilir. Burada F şekil faktörü, σ Stefan-Boltzman sabiti, A_s yüzey alanı, T_y ve T_h sırasıyla yüzey ve havanın sıcaklıklarıdır. Test bölgesi daha öncede belirtildiği gibi yalıtıldığı için test elemanının ışınlama etkileşiminde bulunabileceği kanalın yan ve üst cidarlarının sıcaklığı ortamdaki havanın karışım sıcaklığına eşit olduğu için eşitlik 3.9'da hava sıcaklığı ifade de yer almıştır.

Ancak, bu çalışmada gerek taban plakalar gerekse kanatlar tamamen temizlenmiş ve pürüzsüz yüzeyler olduğundan, ayrıca çalışılan sıcaklıklar çok yüksek sıcaklıklar olmadığı için ışınlama meydana gelecek kayıplar sisteme verilen enerjinin ancak %3-5'i civarında olacaktır. Benzer çalışmalarda dikkate alınarak ışınlama ısı kayıpları ihmal edilmiştir (Tahat vd 1994, Tahat vd 2000, El-Sayed vd 2002, Chen vd Shu 2003, Jubran vd 1996, vd...). Ayrıca test yüzey ve test bölgesi yalıtım malzemeleriyle iyice yalıtıldığı ve ısıtıcı elamanın bulunduğu kutunun dış yüzeyinde okunan sıcaklığın çevre sıcaklığına yaklaşık eşit olduğu dikkate alınırsa iletim kayıpları da sisteme verilen enerji yanında ihmal edilebilir seviyelerdedir.

Bu kabullerle Eşitlik 3.6

$$Q_{\text{toplam}} = Q_{\text{konv}} \quad (3.10)$$

şekline dönüşür. Sisteme varyakla kontrol edilerek verilen ısı, akım ve gerilimin çarpımından Watt olarak hesap edilir. Bu değer kanal içerisinden geçen havanın aldığı ısıya eşittir ($Q_t = VI$). Bu durumda;

$$Q_{\text{toplam}} = Q_{\text{konv}} = V^2 / R = VI \quad (3.11)$$

Eşitlik 3.7, 3.8 ve 3.11'den ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$h_{\text{ort}} = \frac{Q_{\text{konv}}}{A_s \left[T_{\text{yort}} - \left(\frac{T_{\text{ç}} + T_{\text{g}}}{2} \right) \right]} \quad (3.12)$$

Burada T_{yort} ortalama yüzey sıcaklığını, T_{g} ve $T_{\text{ç}}$ sırasıyla akışkanın test yüzeye giriş ve çıkış sıcaklıklarını ve A_s de toplam ısı transferi yüzey alanını işaret etmektedir. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde ısı transfer yüzey alanı olarak hem projeksiyon

alanı hem de toplam ısı transfer alanı kullanılmaktadır. Bu çalışmada toplam ısı transferi alanı kullanılmıştır. Bu alan kanatların ve taban plakanın oluşturduğu toplam ısı transfer yüzey alanını ifade etmekte olup aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$A_s = WL + N[(2bh_k) + (2th_k)] \quad (\text{Dikdörtgen elemanlar için}) \quad (3.13a)$$

$$A_s = WL + N(6eh_k) \quad (\text{Altıgen elemanlar için}) \quad (3.13b)$$

Burada W, kanatların üzerine dizildiği taban plakanın genişliğini, L taban plakanın uzunluğunu, b kanatların genişliğini, h_k kanatların yüksekliğini t kanatların kalınlığını, e altıgen kanatların kenar uzunluğunu ve N de plaka üzerindeki toplam kanat sayısını ifade etmektedir.

Performans istatistiği olarak Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve termal direnç dikkate alınmış, Nusselt sayısı hesap edilirken hem kanalın hidrolik çapı hem de kanadın genişliği esas alınmıştır. Boyutsuz büyüklüklerden Nusselt sayısı ve sürtünme sayısı aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.14)$$

$$Nu = \frac{hb}{k} \quad (3.15)$$

$$f = \frac{2\Delta P}{\left[\left(\frac{L}{b} \right) \left(\frac{\dot{m}}{A_{ff}} \right)^2 \left(\frac{1}{\rho} \right) \right]} \quad (3.16)$$

Burada \dot{m} kütleli debi olup

$$\dot{m} = \rho A_{kanal} U_{ort} \quad (3.17)$$

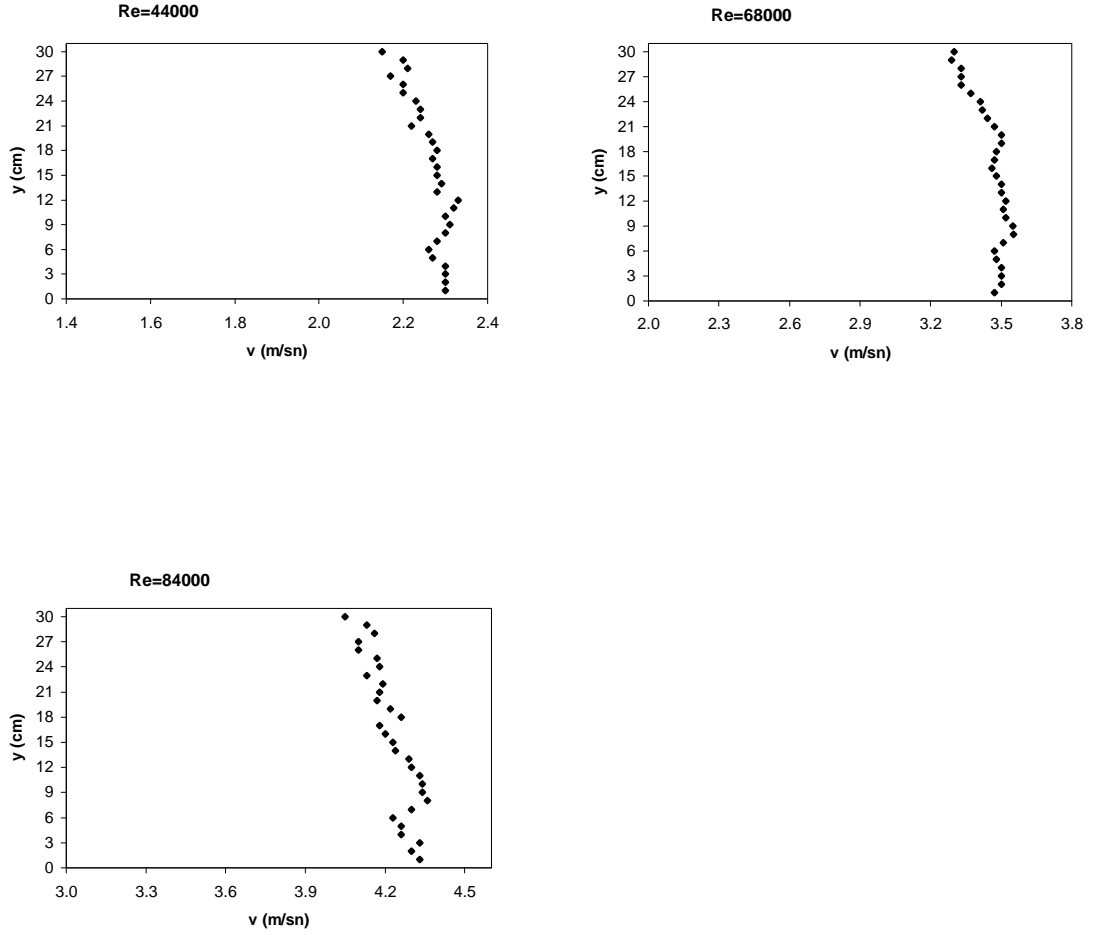
formülünden hesaplanmıştır. A_{kanal} kanalın kesit alanı, U_{ort} ise kanal kesitindeki ortalama akışkan hızıdır. Kanal içindeki basınç kaybı kanalın üstüne ve alt tabanına yerleştirilen iki ayrı basınç prizinden alınarak eğik manometrede okunan basınç kayıplarının ortalama değerleri alınarak hesap edilmiştir. A_{ff} akışkanın geçtiği kanaldaki serbest akış alanını ifade eder ve aşağıdaki eşitliklerle hesaplanır:

$$A_{ff} = WH - [b \sin \alpha h_k] N_x \quad (3.18 a)$$

$$A_{ff} = WH - [dh_k] N_x \quad (3.18 b)$$

(Burada N_x kanal kesiti yönündeki toplam kanat sayısıdır.)

Kanal kesitindeki hız dağılımı TESTO 400 marka cihaz ile 1 cm aralıklarla okunmuştur. Cihazın ölçüm probu, $-20 \sim +70^\circ\text{C}$ sıcaklıkta ve 0-20 m/sn aralığında hava hızı ölçümü yapmaktadır. 0 – 2 m/sn arasında 0.03 m/sn; 2 – 20 m/sn arasında ise 0,2 m/sn hassasiyete sahiptir (Testo 1998). Okunan hız değerlerinden sayısal integral metotlarından Trapez yöntemi kullanılarak Matlab’de yazılan küçük bir kod ile ortalama hızlar bulunmuştur. Bulunan hızlara karşılık gelen voltaj değerlerine göre varyak vasıtasıyla deneylerde çalışılan hızlar ayarlanmıştır. Şekil 3.9’da hız ölçümlerine ait bazı grafikler verilmiştir. grafik olarak verilmiştir.



Şekil 3.9. Değişik hızlarda elde edilen hız profilleri

Hesaplamalarda kullanılan havanın fiziksel özellikleri aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanmıştır (Tahat vd 2000).

$$C_p = \left[9.8185 + 7.7 \times 10^{-4} \frac{(T_g + T_c)}{2} \right] \times 10^{-2} J / kgK \quad (3.19)$$

Boyutsuz sayılardan Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır. Eşitlikte akışkanın hızı V ve termofiziksel özellikleri test elemanlarından önce akışkanın test bölgesine girişinde belirlenmiştir.

$$Re = \frac{\rho D_h V}{\mu} \quad (3.20)$$

3.7. Entropi Artışı Minimizasyonu ve Artım Verimi

Isı transferi artışı daima entropi oluşumuyla birliktedir. Bu çalışmada amaçlanan ısı transferi için mühendislik gereçlerinde entropi oluşumunu da minimize etmek için somut metodlar tasarlamaktır. Temel ısı transferi amaçları iki kategoride incelenir:

1. Isı transferi artış problemleri
2. Isıl yalıtım problemleri

Isı transferi artış problemlerinden biri termal iletkenliğin artırılmasıdır. Bu gibi problemlerde ısı transfer oranı genellikle dizayn sırasında bulunur. Bu yüzden artan ısı iletkenlik düşük sıcaklık farklarında artan ısı iletkenliğin ısı temasın artmasına neden olur. Aynı zamanda entropi oluşum sayısı (S_{gen}) da azalır.

Isı yalıtım probleminde hedef, efektif ısı iletkenliği minimize etmektir. Bu problemde sıcaklıklar sabittir. Bu yüzden efektif ısı iletkenlik azalır. Yani iki yüzey arasındaki ısı transfer oranı azalır. Bu nedenle entropi oluşum sayısı azalırken termal iletkenlikte azalır. Burada önemli bir gözlem iki tane görünüşte karşıt termal dizayn problemidir. Birincisinde en geniş termal iletkenlik gerekirken, ikincisinde en

düşüktür ve entropi artış sayısı minimize edilir. Her iki durumdada entropi artış sayısının minimizasyonu iyi bir çözümdür.

Termodinamik performansta önerilen artırım tekniğinin gerçek etkisi artırım tekniklerinin uygulanmasından önce ve sonra ısı değiştirici aparatlarının entropi oluşum oranı karşılaştırmasıyla değerlendirilebilir. Entropi artış analizi şu şekilde yapıldı:

Birim entropi jenerasyon uzunluğu,

$$\dot{S}'_{\text{gen}} = \dot{S}'_{\text{gen},\Delta T} + \dot{S}'_{\text{gen},\Delta P} \quad \text{ile ifade edilir.}$$

Entropi oluşum uzunluğu ısı transferi sırasında entropiye sıcaklık ve basınç farklarından gelen etkilerin toplamı olarak ifade edilmiştir. Bu uzunluk;

$$\dot{S}'_{\text{gen}} = \frac{q'^2}{\pi k T^2 Nu} + \frac{32 \dot{m}^3 f}{\pi^2 \rho^2 T D^5}. \quad (3.21)$$

formülüyle hesaplandı.

Burada (q') sisteme giren ısı enerjisi miktarı, (m) kütleel debi, (D) kanal hidrolik çapı, (k) ısı iletim katsayısı, (ρ) yoğunluk ve T de ortalama yüzey sıcaklığıdır.

Hesaplanan entropi oluşum uzunlukları, hem artırılmış hem de düz yüzeyler için hesaplandı. Bu iki değerin oranı entropi oluşum sayısı olarak ifade edilir ve $N_{s,a}$ ile gösterilir. Bu değer

$$N_{s,a} = \dot{S}'_{\text{gen},a} / \dot{S}'_{\text{gen},s} \quad \text{ile hesaplandı.}$$

Bu oran aşağıdaki formül kullanılarak da hesaplanabilir.

$$N_{s,a} = \frac{N_T + \phi_s N_P}{1 + \phi_s},$$

$$N_P = \frac{f_a}{f_s} \frac{D_s}{D_a} \left(\frac{A_s}{A_a} \right)^2, \quad N_T = \frac{St_s}{St_a} \frac{D_a}{D_s},$$

Burada Stanton sayısı

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} \quad \text{formülüyle hesaplanır.}$$

Daha sonra $N_{s,a}$ artırılmış ve düz yüzeyler için entropi oluşum uzunluklarının oranı olarak hesaplandı. Kullanılan her geometri için ayrı ayrı uygulandı.

$$N_{s,a} = \dot{S}'_{gen,a} / \dot{S}'_{gen,s}. \quad (3.22)$$

Düz (smooth) yüzey için sürtünme faktörü Blasius tarafından bulunan

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad \text{eşitliğinden hesaplanmıştır.}$$

Daha sonra artım verimi ;

Sabit pompa gücünde artırılmış ve düz yüzeyler arasında ısı transferi artışının karşılaştırılmalı etkisini belirlemek için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$V_s \Delta P_s = V_a \Delta P_a \quad (3.23)$$

Burada V_s ve V_a yüzey üzerindeki volumetrik akış oranları, ΔP_s ve ΔP_a ise düz ve kanatçıklı yüzeyler için basınç düşümleridir. Daha sonra Darcy eşitliği kullanılarak bu eşitlik aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$f_s Re_s^3 = f_a Re_a^3 \quad (3.24)$$

Buna göre ısı transfer artışı verimi sabit pompa gücü aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\eta = \frac{h_a}{h_s} \Big|_P, \quad (3.25)$$

Burada h_a ve h_s sırasıyla artırılmış ve düz yüzeyler için konvektif ısı transfer katsayılarıdır.

3.8.Deneysel Belirsizlikler

Kline ve McClintock (1953) tarafından önerilen yöntem kullanılarak, araştırılan boyutsuz parametrelere ait belirsizlikler; Nusselt sayısı için %9.3, Sürtünme faktörü için %14.20 ve Reynolds sayısı için %4.25 olarak bulunmuştur. Ayrıca ölçülen ve boyutsuz parametrelerin belirsizliklerine etki eden fiziksel parametrelerin her birisine ait hata katkıları çizelge 3.4.'de verilmiştir.

Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler

Değişkenler	Belirsizlik (%)
Test bölgesine giren havanın hızı, U	5
Sıcaklık, T	0.25
Basınç, P	5
Kanal hidrolik çapı, D_h	0.1
Voltaj, V	0.1
Akım, I	0.72
Havanın dinamik viskozitesi, μ , (tablodan)	0.048
Havanın yoğunluğu, ρ , (tablodan)	0.008

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Isı Transferi ve Sürtünme Karakteristikleri

Kanatçıklı yüzeylerde özellikle kanat yüksekliği, genişliği, kanadın akışkanı karşılama açısı ve kanatların birbirlerine göre diziliş şekli akışı ve akışın yapısal özelliklerini etkileyen en temel parametrelerdir. Bu parametreler daha önce Doç.Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında yürütülmüş olan “Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi” konulu yüksek lisans ve “Daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi” konulu doktora çalışmalarında incelenmişti. Bu parametrelere göre dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerine en etkili parametre olarak tespit edilmiş olan kanat yüksekliği (h_k) ile ikinci en etkin parametre olan akış hızı (Re) gibi kontrol edilebilir parametrelerle deneyler gerçekleştirilmiştir. Belirlenen bu parametreler ve deneylerde incelenen seviye değerleri hem dikdörtgen hem de altıgen elemanlar için çizelgelerde verilmiştir.

4.2. Dikdörtgen Elemanlar

Doç.Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında yapılan “Daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi” konulu doktora çalışmasında Dr. Bayram Sahin tarafından Taguchi deney tasarımı ile $L_{18}(2^1*3^7)$ ortogonal dizisi kullanılarak dikdörtgen geometriye sahip kanatçıklar için yapılan deneyler, bulunan optimum şartlar ve yapılan varyans analizi sonuçları çizelgelerde verilmiştir. Bu deneylerde bulunan optimum şartlar Genel olarak adlandırılmıştır.

Çizelge 4.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri (Dikdörtgen)

Parametreler		Seviyeler		
		1	2	3
A	Kanat genişliği, b [mm]	15	30	--
B	Hücum açısı, α [derece]	15	30	45
C	Kanat yüksekliği, h_k [mm]	100	150	200
D	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	10	15	20
E	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, c [mm]	10	15	20
F	Dilimler arası akış yönündeki mesafe, e [mm]	10	15	20
G	Dilimler arası akışa dik mesafe, a [mm]	10	15	20
H	Akışkan kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	3	4

Çizelge 4.2. Nusselt (Dh) için yapılan varyans analizi sonuçları

Değişkenlik kaynağı		Serbestlik derecesi SD_i	Kareler toplamı SS_i	Kareler ortalaması MS_i	Test istatistiği F
A	Kanat genişliği, b	1	1.618	1.618	9.141
B	Hücum açısı, α	(2)	0.009	0.004	
C	Kanat yüksekliği, h_k	2	44.535	22.267	125.802
D	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	2	1.429	0.714	4.034
E	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, c [mm]	(2)	0.721	0.360	
F	Dilimler arası akış yönündeki mesafe, e [mm]	2	3.563	1.781	10.062
G	Dilimler arası akışa dik mesafe, f [mm]	2	1.045	0.522	2.949
H	Akışkan kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	30.879	15.439	87.226
AxB	Aile B arasındaki bileşik etki	(2)	0.329	0.164	
Hata		6	1.059	0.177	
Toplam		17	84.127	4.949	

Çizelge 4.3. Nusselt (b) için yapılan varyans analizi sonuçları

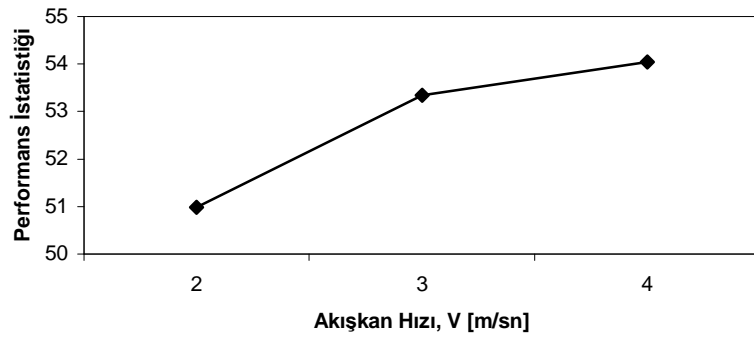
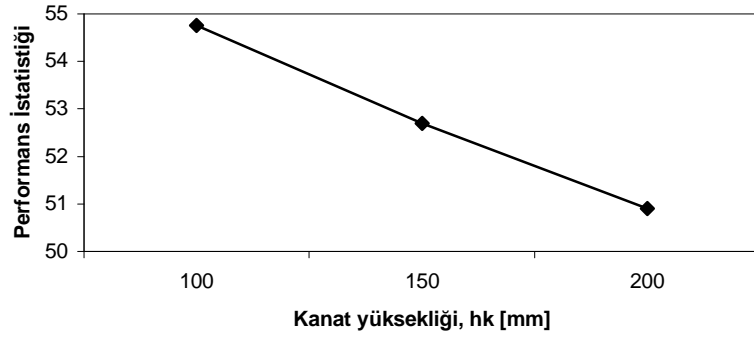
Değişkenlik kaynağı		Serbestlik derecesi SD_i	Kareler toplamı SS_i	Kareler ortalaması MS_i	Test istatistiği F
A	Kanat genişliği, b	1	132.247	132.247	373.58
B	Hücum açısı, α	(2)	0.009	0.004	
C	Kanat yüksekliği, h_k	2	44.524	22.262	62.887
D	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	(2)	1.430	0.715	
E	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, c [mm]	(2)	0.723	0.361	
F	Dilimler arası akış yönündeki mesafe, e [mm]	2	3.562	1.781	5.031
G	Dilimler arası akışa dik mesafe, f [mm]	(2)	1.046	0.523	
H	Akışkan kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	30.889	15.444	43.627
AxB	Aile B arasındaki bileşik etki	(2)	0.330	0.165	
Hata		10	3.538	0.354	
Toplam		17	214.758	12.633	

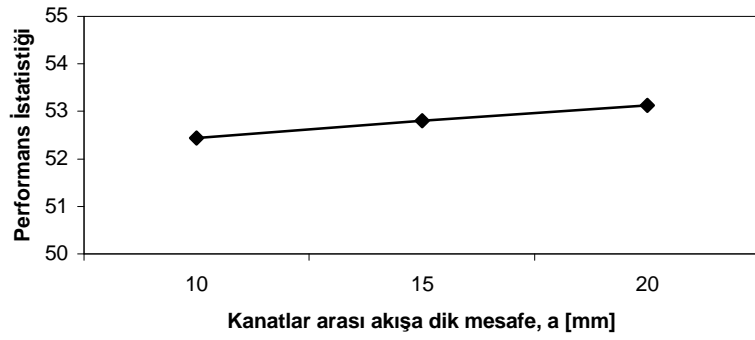
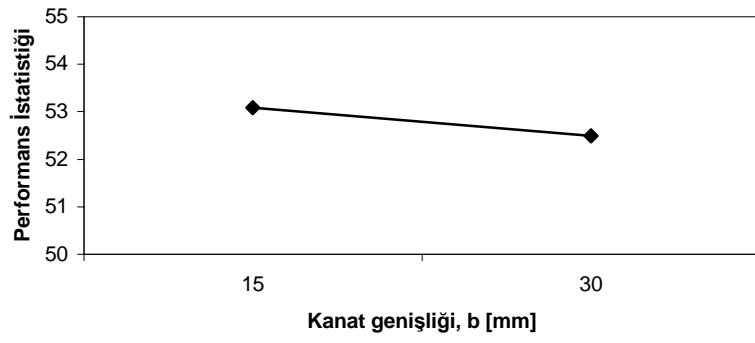
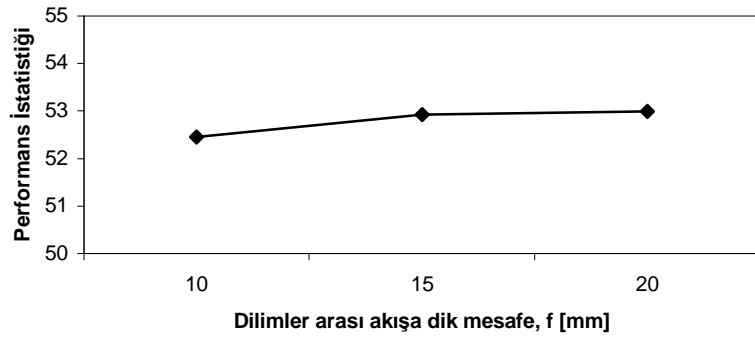
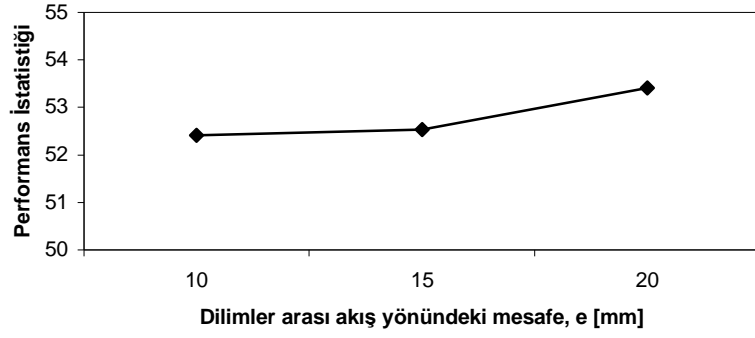
Çizelge 4.4. Sürtünme katsayısı için yapılan varyans analizi sonuçları

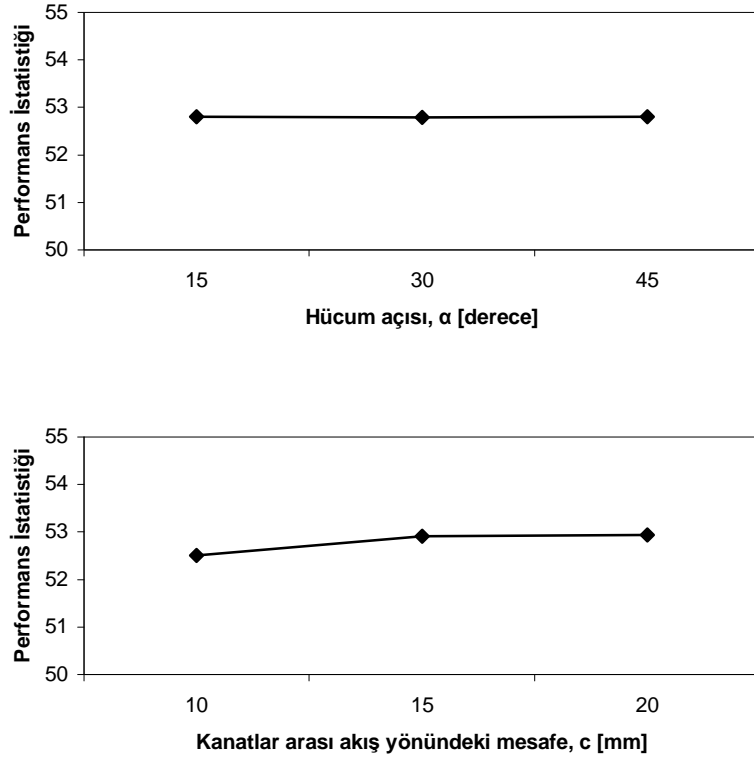
Değişkenlik kaynağı		Serbestlik derecesi SD_i	Kareler toplamı SS_i	Kareler ortalaması MS_i	Test istatistiği F
A	Kanat genişliği, b	1	106.198	106.198	19.499
B	Hücum açısı, α	2	597.345	298.672	54.842
C	Kanat yüksekliği, h_k	(2)	8.611	4.305	
D	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	(2)	16.253	8.127	
E	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, c [mm]	(2)	9.394	4.697	
F	Dilimler arası akış yönündeki mesafe, e [mm]	(2)	9.311	4.656	
G	Dilimler arası akışa dik mesafe, f [mm]	2	32.729	16.364	3.005
H	Akışkan kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	79.213	39.607	7.273
AxB	Aile B arasındaki bileşik etki	2	22.079	11.039	2.027
Hata		8	43.570	5.446	
Toplam		17	881.135	51.831	

Her bir parametrenin seçilen performans karakteristiğine etkilerinin katkı yüzdeleri şekil 4.1 ve 4.2. de görülmektedir. Katkı yüzdeleri ilgili parametrenin performans istatistiği üzerindeki etkisini göstermektedir ve aşağıdaki formülden hesaplanmıştır.

$$KY = \frac{\left(\begin{array}{c} \text{İlgili Parametrenin} \\ \text{Kareler toplamı} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{İlgili Parametrenin Serbestlik} \\ \text{Derecesi* Hata Kareler Ortalaması} \end{array} \right)}{\text{Genel Kareler Toplamı}} \quad (4.1)$$

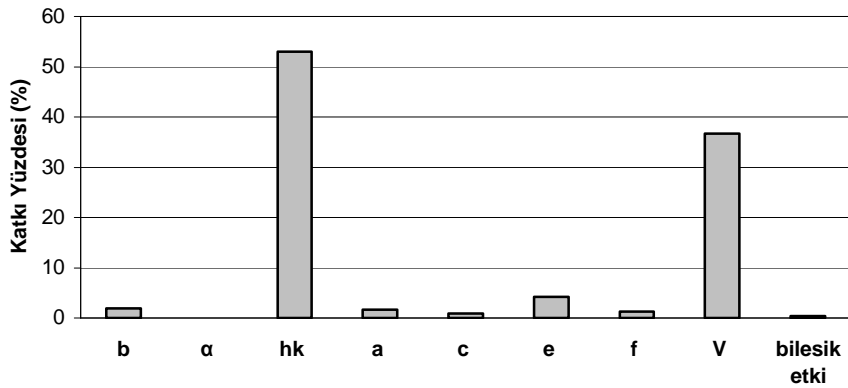






Şekil 4.1. Parametrelerin Nusselt(D_h) sayısı üzerine etkileri

Optimum geometride parametrelerin Nusselt sayısı üzerine etkilerinin araştırılması da aşağıda Şekil 4.2. de verilmiştir.

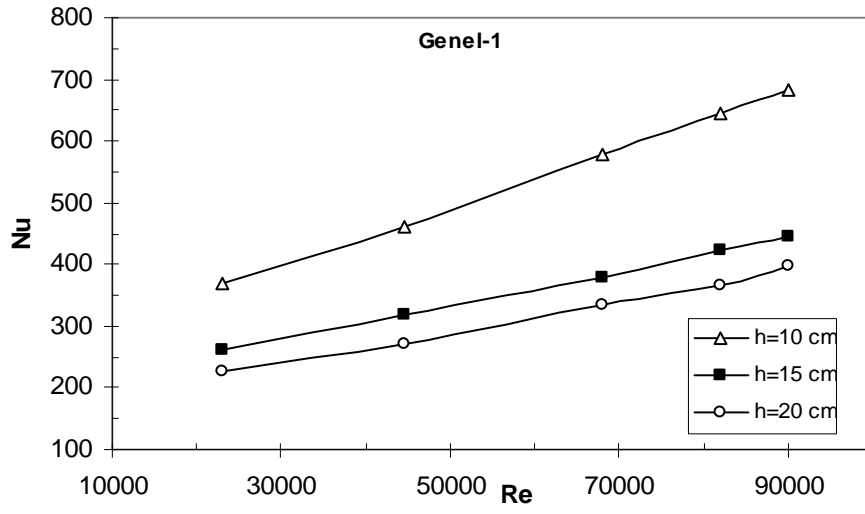


Şekil 4.2. Parametrelerin Nusselt sayısı (D_h) üzerine katkı yüzdeleri

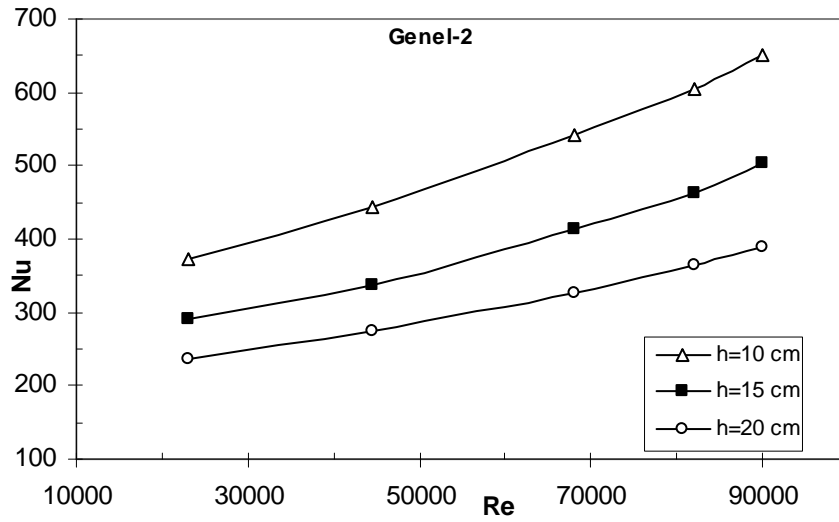
Her parametrenin optimizasyon kriteri üzerine etkisi hesaplanmıştır. Grafiklerin sırası parametrelerin performans istatistiğine etki derecesine göre belirlenmiştir. Her grafikteki maksimum noktanın sayısal değeri ilgili parametrenin en iyi değerini, minimum noktanın sayısal değeri ise ilgili parametrenin en kötü değerini göstermektedir. Grafiklerde parametrelere ait maksimum noktalar, o parametrenin yapılan deneysel çalışmada seçilen seviye aralığında en optimum seviyesini göstermektedir.

Bu sonuçlara göre en etkili parametrelerin kanat yüksekliği (h_k) ve akışkan hızı (V) olduğu görülmektedir. Bu nedenle dikdörtgen elemanlar için bulunan ve Genel-1 ve Genel-2 olarak adlandırılan optimum elemanlar için 3 ayrı boyda (10, 15 ve 20 cm) ve 5 ayrı hızda deneyler gerçekleştirildi.

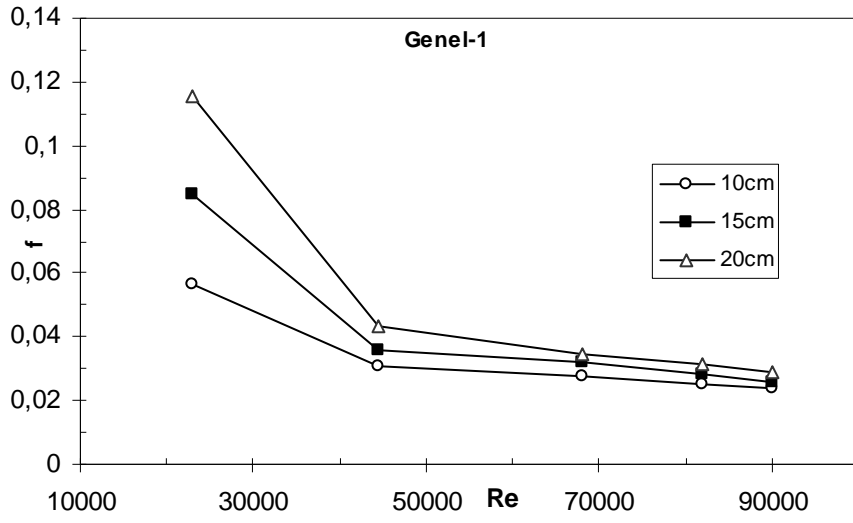
Bu çalışmada hız ölçümleri deneylere başlamadan önce kanal test bölgesinde 5'er cm lik aralıklarla ölçülmüş ve sistem fanına bağlı ayarlı transformatörde bu hızların 1,2m/s, 2,3m/s, 3,5m/s, 4,2m/s ve 4,6 m/s olduğu belirlenmiştir. Daha sonra bu hızlara karşılık gelen akım değerlerine göre varyak vasıtasıyla deneylerde çalışılan hızlar ayarlandı. Bu deneylerde bulunan optimum şartlar için yapılan deneylerde bozucu ve tesadüfi faktörlerin etkisini gözlemleyebilmek için her deney farklı zamanlarda iki defa tekrarlanmıştır. Deneylerde ölçülen büyüklüklerden yararlanarak hesaplanan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile ve yine entropi oluşumunun ve artım veriminin Reynolds sayısı ile değişim grafikleri verilmiştir. Ayrıca hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı ve Sürtünme Faktörü için "Statistica" paket programında korelasyonlar çıkarılmıştır. Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve entropi oluşumu minimizasyonu hesaplamaları bir önceki bölümde anlatılmıştı. Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için yapılan deney sonuçları aşağıdaki grafiklerde verilmiştir.



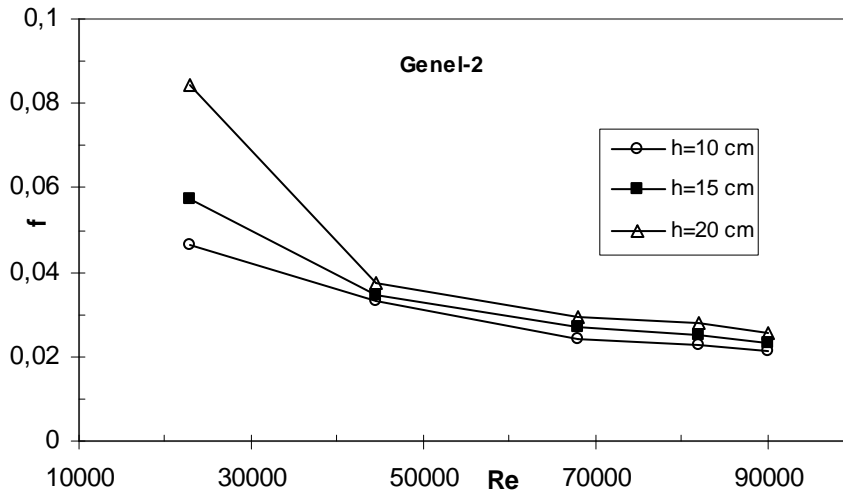
Şekil 4.3. Dikdörtgen Genel-1 için Nu-Re grafiği



Şekil 4.4. Dikdörtgen Genel-2 için Nu-Re grafiği



Şekil 4.5. Dikdörtgen Genel-1 için f-Re grafiği



Şekil 4.6. Dikdörtgen Genel-2 için f-Re grafiği

Deneyley sonucunda kanalın basınç düşümü, giriş ve çıkış sıcaklıkları, ortalama yüzey sıcaklıkları gibi ölçülen ve formüllerle hesaplanan Nu, f ve Reynolds sayısı arasındaki ilişkiler grafiklerle verilmiştir. Deneyley altıgen ve dikdörtgen profilli kanatçıklarla 5 ayrı hızda ve 3 farklı boyda (10,15, 20 cm) gerçekleştirilmiştir.

Buna göre Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı 10 cm lik kanat yüksekliğinde hesaplandı. Nu sayısında dikdörtgen Genel-1 elemanda artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasında Nu sayısında %10-25 arasında artışlar gözlemlendi. Dikdörtgen Genel-1 elemanda 10 cm lik kanat yüksekliğinde minimum(1,2 m/s) ve maksimum(4,6 m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %85 lik bir artış gözlemlenmiştir.

Optimum Genel-1 elemanda 15 ve 20 cm lik kanat yükseklikleri arasında maksimum hızda (4,6 m/s) Nusselt sayısında %16,6 lik bir azalma gözlemlenmiştir. Genel-2 de de 10 cm den 15 cm lik kanat yüksekliğine geçişte en yüksek hızda Nusselt sayısında %30 luk bir azalma hesaplanmıştır. Yine dikdörtgen Genel-2 elemanında 15 ve 20 cm lik kanat yükseklikleri arasında maksimum hızda yine %30 luk bir azalma görülmüştür.

Dikdörtgen kanatçıklı optimum Genel-2 eleman için yine artan hızla ve beraberinde artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı artmış, kanat yüksekliği arttıkça Nu sayısı azalmıştır. En yüksek Nusselt sayısı 10 cm lik kanatçık yüksekliği için, en yüksek hız olan 4,6 m/s ye karşılık gelen Re sayısında bulunmuştur. Bu eleman için en düşük ve en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %74 lük bir artış gözlemlenmiştir. Bu elemanda yine 15 cm lik kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlar arasında %73 lük bir artış hesaplanmıştır. Aynı elemanda 20 cm lik kanat yüksekliğinde en düşük Nusselt sayıları elde edilmiş ve minimum ve maksimum hızlar arasında Nusselt sayısında %65 lik bir artış gözlemlenmiştir.

Nusselt sayısı akışın ilk iki hız seviyesi arasında oldukça fazla etkilenirken diğer seviyeler arasında bu etki biraz düşmekle birlikte yine de etkili olmaktadır. Akış hızının

maksimum olduğu noktada (4,6 m/s) Nusselt sayısı maksimum değer almaktadır. Akış hızının maksimum olması atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını temsil eden Reynolds sayısı ile doğrudan ilişkilidir. Reynolds sayısının büyüklüğü hız sınır tabakasının da kalınlığını etkilemektedir.

Sürtünme faktörü (f) Nusselt sayısının aksine artan kanat boyu ile artmaktadır. Dikdörtgen profilli Genel-1 elemanı ile yapılan deneyler sonucunda ulaşılan grafiklerden grldğ üzere kanatçık boyu arttıkça sürtünme faktörü artmaktadır. Yine Genel-1 ve Genel-2 elemanlar için artan hız ve bununla birlikte artan Reynolds sayısı ile sürtünme faktörü azalmaktadır. Maksimum Reynolds sayısında sürtünme faktörü en düşük değeri almaktadır.

Genel-1 10 cm lik kanatçık boyu için yapılan deneylerde sürtünme faktörünün minimum(1,2 m/s) ve maksimum(4,6 m/s) değerleri arasında %134 lk bir artış olmuştur. 15 cm lik kanatçık için bu değer %228, 20 cm lik kanat yüksekliği için ise bu artış yaklaşık % 300 olarak gözlenmiştir.

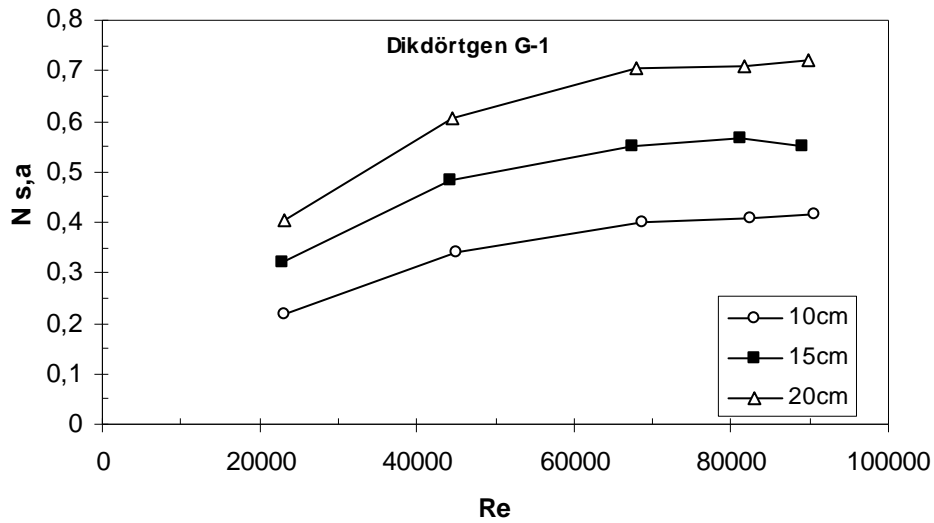
Dikdörtgen Genel-1 elemanı için maksimum hızda (4,6 m/s) farklı kanatçık boyları arasında sürtünme faktörü artışı incelendiğinde 10 ve 15 cm lik kanat yükseklikleri arasında bu artış %50, 15 ve 20 cm lik kanat yükseklikleri için ise %37 olarak belirlenmiştir.

Genel-2 elemanı için 10 cm lik kanatçık boyunda yapılan deneyler için sürtünme faktörü minimum ve maksimum hızlar arasında % 117 lik bir artış gözlenmiştir. Aynı şekilde 15 cm'lik kanat yüksekliği için bu değer % 146 ve 20 cm kanat yüksekliği için ise % 230 luk bir artış gözlenmiştir.

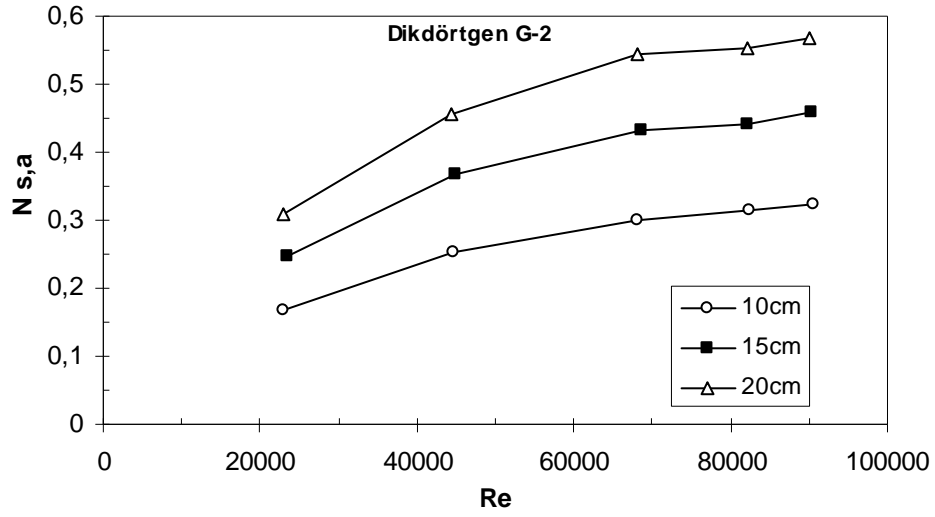
Maksimum hızda (4,6 m/s) Dikdörtgen Genel-2 elemanı için farklı kanat boylarındaki sürtünme faktörü değişimleri incelenecek olursa 10 ve 15 cm lik kanat boyları arasında %54 lk bir artış, 15 ve 20 cm kanat boyları arasında da %48 lik bir artış saptanmıştır.

Deneysel Nusselt sayıları için “daha büyük daha iyi”, sürtünme faktörü için “daha küçük daha iyi” performans istatistikleri kullanılmıştır.

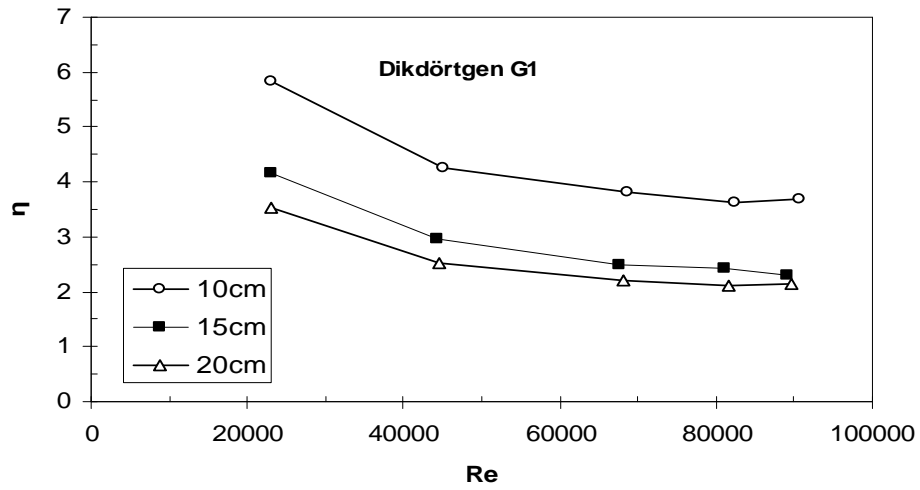
Daha sonra dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılarda entropi artışı minimasyonu için hesaplamalar bir önceki bölümde anlatıldığı şekilde yapılmıştır. Düz ve artırılmış yüzeylerinin entropi oluşum sayısı oranları olan $N_{s,a}$ nın Reynolds sayısı ile değişimi grafikleri aşağıda verilmiştir. Bununla birlikte artım veriminin (η) Reynolds sayısı ile değişim grafikleri de sunulmuştur.



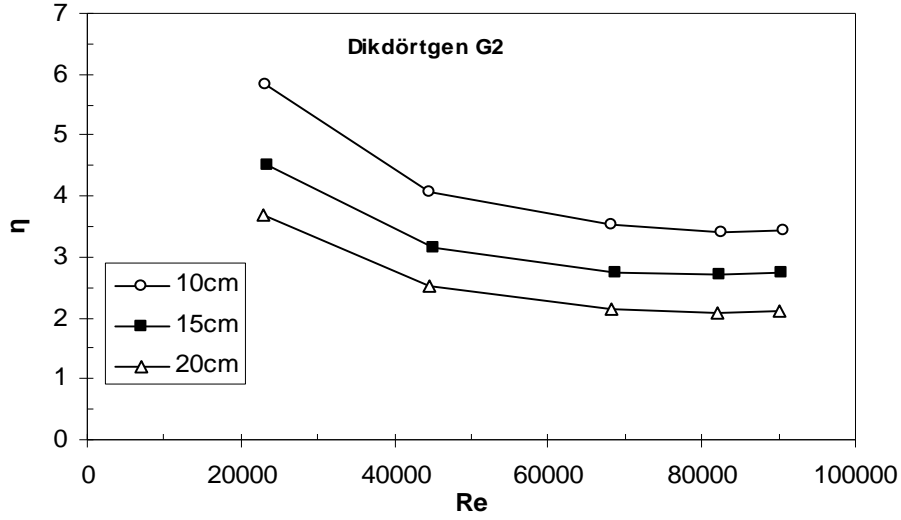
Şekil 4.7. Dikdörtgen Genel-1 için $N_{s,a}$ -Re grafiği



Şekil 4.8. Dikdörtgen Genel-2 için $N_{s,a}$ -Re grafiği



Şekil 4.9. Dikdörtgen Genel-1 için η -Re grafiği



Şekil 4.10. Dikdörtgen Genel-2 için η -Re grafiği

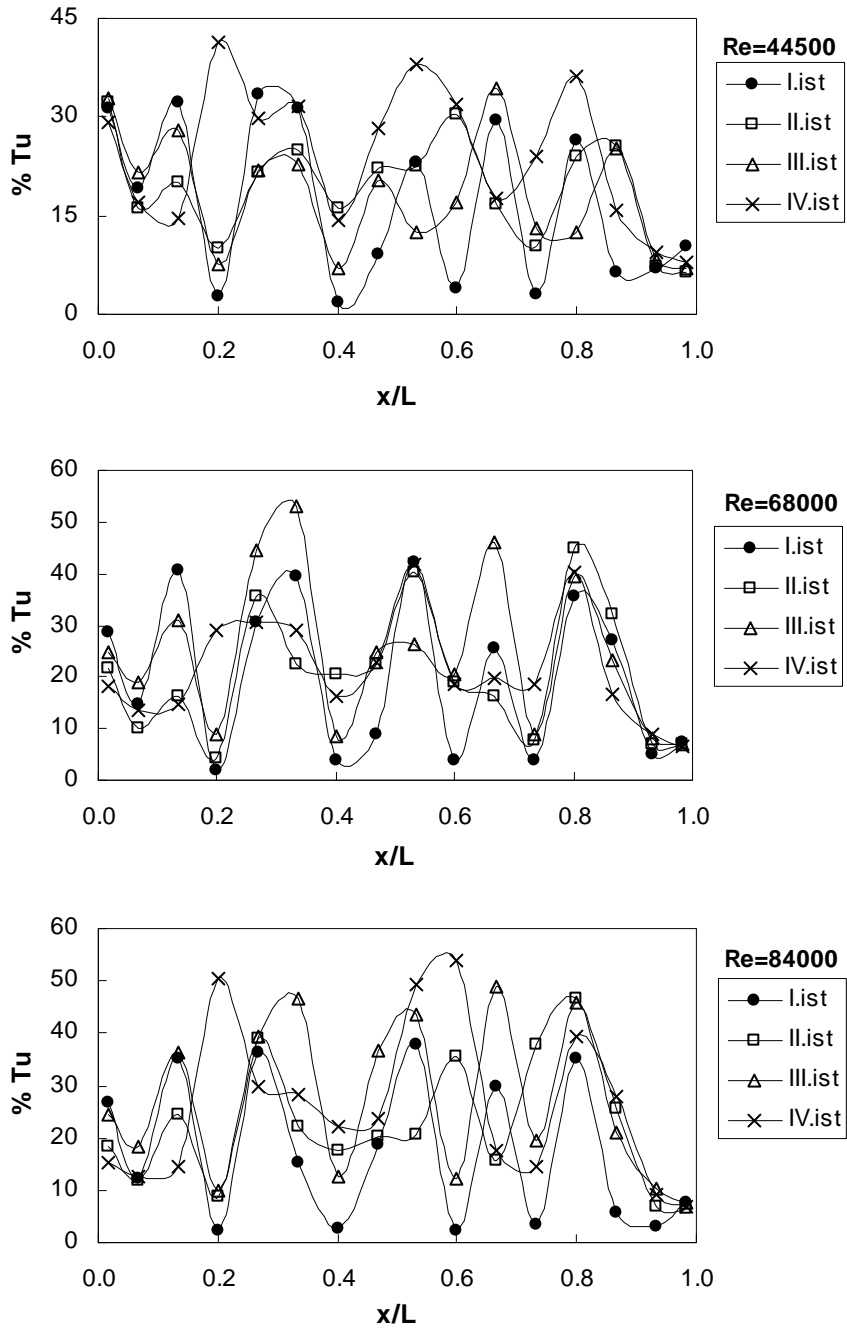
Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılarında entropi oluşum sayısı artışının Reynolds sayısı ile ve yine Reynolds sayısının artım katsayısı ile değişim grafikleri verilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile entropi oluşum sayısı artmaktadır. Kanatçık boyunun artmasıyla da entropi oluşum sayısı artmaktadır.

Genel-1 için $N_{s,a}$ -Re değişimi incelendiğinde 10 cm kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlara karşılık gelen Reynolds sayılarında $N_{s,a}$ da %90 lık bir artış gözlenmiştir. Bu artış 15 cm lik kanat yüksekliği için %70, 20 cm lik kanat yüksekliği için ise %80 olarak bulunmuştur. Ayrıca yine Genel-1 için maksimum hızlarda 10 ve 15 ve 20cm lik kanat yüksekliklerinde entropi oluşum sayısında %32-33lük bir artış gözlenmiştir.

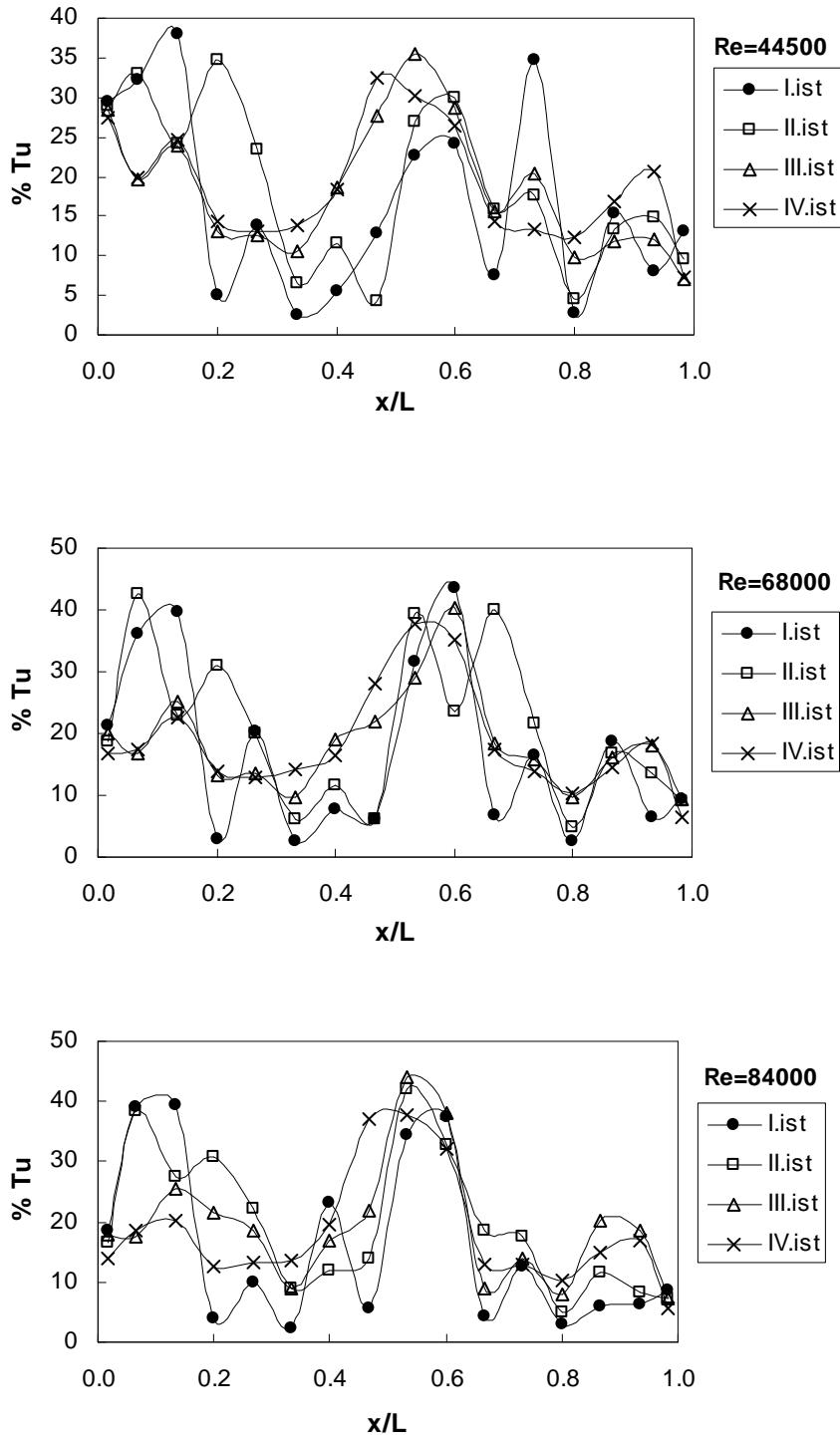
Genel-2 için $N_{s,a}$ -Re değişimi incelendiğinde 10 cm kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlara karşılık gelen Reynolds sayılarında entropi oluşum sayısında %95, 15 cm de %86 ve 20cm de %84 lk artışlar olmuştur. Sonuçlara göre maksimum hızlarda 10 ve 15 cm lik kanat yüksekliklerinde $N_{s,a}$ da artan kanat boyuyla % 41 lik bir artış saptanmıştır. Bu artış 15 ve 20 cm lik kanat yükseklikleri arasında ise %24 olarak bulunmuştur.

Artan hız ve bununla beraber artan Re sayısıyla artım verimi (η) azalmaktadır. Yine kanatçık boyunun artmasıyla da artım verimi azalmaktadır. Maksimum hızlarda Genel-1 eleman için verim 10 cm lik kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hız değerleri ve bunlara karşılık gelen Reynolds sayıları için %37 oranında azalmıştır. Aynı Şekilde artan hızla azalan verim oranları 15 cm için %81 ve 20cm içinse %64 olarak hesaplandı. Dikdörtgen Genel-2 eleman için artım verimi incelendiğinde 10 cm kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlar için, artan hızla verimde % 70 lik bir azalma görülmüştür. Aynı Şekilde bu azalma yine minimum ve maksimum hızlar arasında 15 cm kanatçık kullanıldığında %64 ve 20 cm için %75 olarak belirlenmiştir.

Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için daha önce Doç. Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında “Daralan-genışleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi” konulu doktora çalışmasında çizilen türbülans Şiddeti grafikleri aşağıda verilmiştir. Genel elemanlar için türbülans Şiddetleri incelendiğinde deneyler ve literatürde kanat yüksekliği arttıķa türbülans Şiddeti (Tu)’nin düştüğü görüldü. Bu etki ısı transfer miktarı içerisinde türbülanstan kaynaklanan oranın azaldığı Şeklinde yorumlanmıştır. (Sahin, B. 2004)



Şekil 4.11. Dikdörtgen Genel-1 için $\% Tu$ değerleri



Şekil 4.12. Dikdörtgen Genel-2 için % Tu değerleri

Deneyleer sonucunda dikdörtgen ısı alıcıları için bulunan Nusselt sayısı, Reynolds sayısı, kanat yüksekliğinin kanal hidrolik çapına oranı (h_k/D) ve Prandtl sayısı değerleriyle Statistica programı kullanılarak yapılan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü korelasyonları çıkarılmıştır.

Dikdörtgen Genel-1 için;

$$\mathbf{Nu} = \mathbf{2,8499 * Re^{0,417} * Pr^{0,4} * (L/D)^{-0,7}}$$

$$a = 2,849943$$

$$b = 0,417688$$

$$c = -0,7$$

$$R=0,98912$$

$$\mathbf{f} = \mathbf{242,7 * Re^{-0,77} * (L/D)^{0,606}}$$

$$a=242,7330$$

$$b=-0,779948$$

$$c=0,606732$$

$$R=0,96505$$

Dikdörtgen Genel-2 için;

$$\mathbf{Nu} = \mathbf{1,84 * Re^{0,446} * Pr^{0,4} * (L/D)^{-0,839}}$$

$$a=1,840522$$

$$b=0,446944$$

$$c=-0,839$$

$$R=0,98796$$

$$f = 2861,131 * Re^{-0,981} * (L/D)^{0,815}$$

$$a = 2861,131$$

$$b = -0,981$$

$$c = 0,815690$$

$$R = 0,97050$$

4.3. Altıgen Elemanlar

Doç.Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında yürütülen “Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi” konulu yüksek lisans çalışmasında Taguchi deney tasarımı ile $L_{18}(2^1 * 3^7)$ ortogonal dizisi kullanılarak altıgen geometriye sahip kanatçıklar için yapılan deneyler, bulunan optimum şartlar ve deneylerde incelenen parametreler aşağıda gösterilmiştir. Bu çalışmada ısı geçişi ve sürtünme karakteristiklerini etkileyebileceği düşünülerek seçilen kontrol edilebilir parametreler ve bu parametrelerin deneylerde incelenen değerleri Çizelge 4.5. de verilmiştir.

Çizelge 4.5. Altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için çalışmada incelenen parametreler

Parametreler		Seviyeler		
		1	2	3
A	Kanat yüksekliği, h_k [mm]	100	150	200
B	Kanat genişliği, s [mm]	14	26	36
C	Akışa dik yönde kanatlar arası mesafe, a [mm]	10	15	20
D	Akış yönünde kanatlar arası mesafe, a [mm]	10	15	20
E	Akışkanın kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	3	4

Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüne ait performans değerleri hesaplanmıştır. Nusselt sayısı toplam ısı geçişi yüzey alanına göre hesaplanan taşınım ısı geçişi katsayısı

dikkate alınarak hem kanal hidrolik çapına göre, hem de kanat genişliğine göre hesaplanmış ve her iki durum için ayrı ayrı iki genel optimum bulunmuştur. Nusselt sayıları için “daha büyük daha iyi”, sürtünme faktörü için “daha küçük daha iyi” performans istatistikleri kullanılmıştır. Parametrelerin seçilen performans istatistiğine etkileri ve varyans analizi sonuçları aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 4.6. Nusselt sayısı (D_h) için yapılan varyans analizi sonuçları

Değişkenlik kaynağı		Serbestlik derecesi SD_i	Kareler toplamı SS_i	Kareler ortalaması MS_i	Test istatistiği F	Katkı yüzdesi %
A	Kanat yüksekliği, h_k	2	26.393	13.196	33.749	41.07
B	Kanat genişliği, s	2	7.458	3.729	9.537	10.71
C	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	2	3.002	1.501	3.839	3.56
D	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, b [mm]	2	3.115	1.557	3.982	3.74
E	Akışkanın kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	19.656	9.828	25.136	30.27
Birleştirilmiş Hata		7	2.738	0.391		10.66
Toplam		17	62.362	3.668		

Çizelge 4.7. Nusselt sayısı (s) için yapılan varyans analizi sonuçları

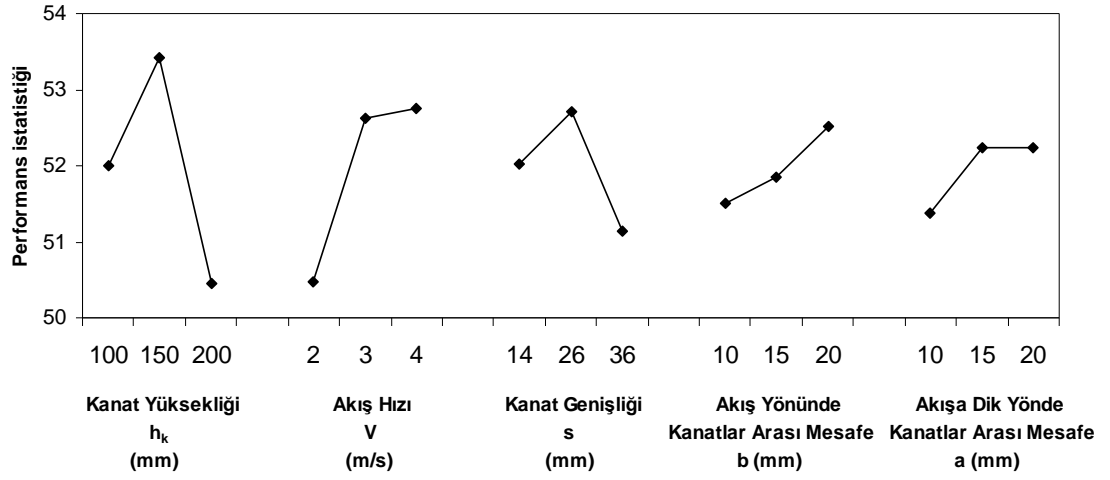
Değişkenlik kaynağı		Serbestlik derecesi SD_i	Kareler toplamı SS_i	Kareler ortalaması MS_i	Test istatistiği F	Katkı yüzdesi %
A	Kanat yüksekliği, h_k	2	26.959	13.479	36.528	10.93
B	Kanat genişliği, s	2	184.266	92.133	249.683	76.49
C	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	2	3.058	1.529	4.144	0.97
D	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, b [mm]	2	3.584	1.792	4.856	1.19
E	Akışkanın kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	19.479	9.739	26.393	7.81
Birleştirilmiş Hata		7	2.583	0.369		2.61
Toplam		17	239.928	14.113		

Çizelge 4.8. Sürtünme katsayısı için yapılan varyans analizi sonuçları

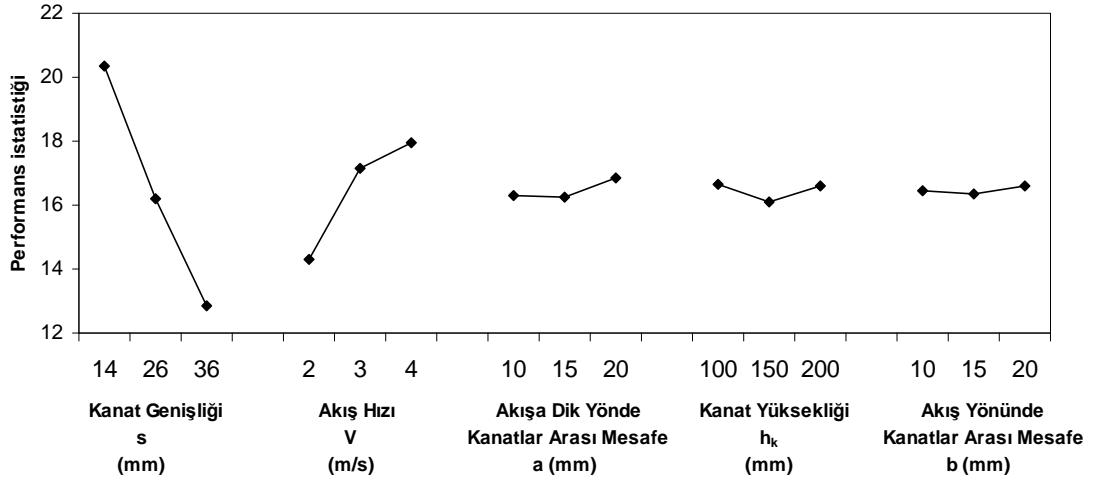
Değişkenlik kaynağı		Serbestlik derecesi SD_i	Kareler toplamı SS_i	Kareler ortalaması MS_i	Test istatistiği F	Katkı yüzdesi %
A	Kanat yüksekliği, h_k	2	1.081	0.541	2.119	0.26
B	Kanat genişliği, s	2	169.953	84.976	332.967	77.13
C	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	2	1.513	0.757	2.964	0.46
D	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, b [mm]	(2)	(0.146)			
E	Akışkanın kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	44.853	22.427	87.875	20.18
Birleştirilmiş Hata		9	2.297	0.255		1.97
Toplam		17	219.697	12.923		

Her bir parametrenin seçilen performans karakteristiğine etkilerinin katkı yüzdeleri şekil de görülmektedir. Katkı yüzdeleri ilgili parametrenin performans istatistiği üzerindeki etkisini göstermektedir ve dikdörtgen kanatçıklarda yapılan hesaplama aynı yöntem kullanılmıştır.

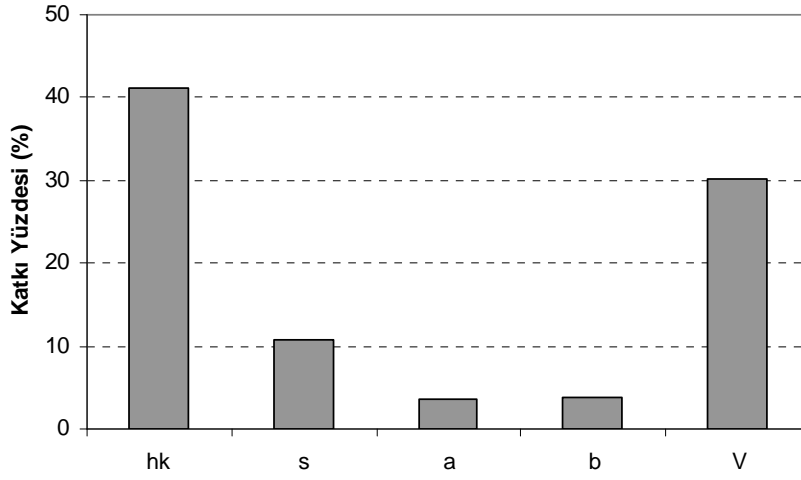
Her parametrenin optimizasyon kriteri üzerine etkisi hesaplanmış ve grafikler aşağıda verilmiştir. Grafiklerin sırası parametrelerin performans istatistiğine etki derecesine göre belirlenmiştir. Her grafikteki maksimum noktanın sayısal değeri ilgili parametrenin en iyi değerini, minimum noktanın sayısal değeri ise ilgili parametrenin en kötü değerini göstermektedir. Grafiklerde bütün parametrelere ait maksimum noktalar, o parametrenin yapılan deneysel çalışmada seçilen seviye aralığında en optimum seviyesini göstermektedir.



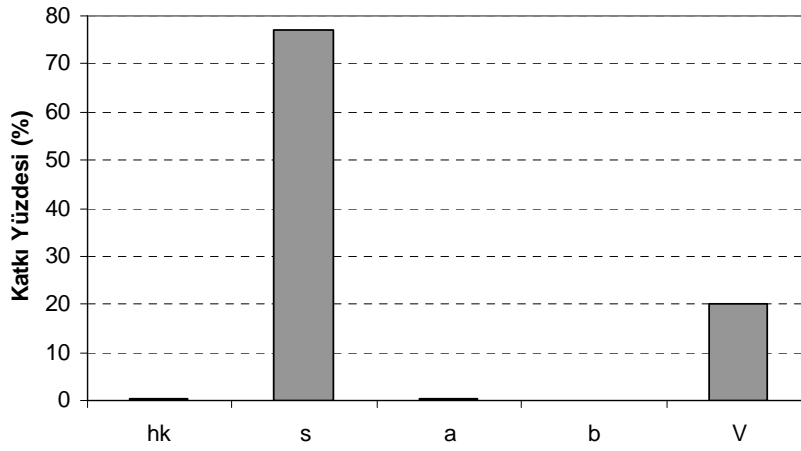
Şekil 4.13. Parametrelerin Nusselt sayısı (D_h) üzerine etkileri



Şekil 4.14. Parametrelerin Sürtünme katsayısı üzerine etkileri



Şekil 4.15. Parametrelerin Nusselt sayısı (D_h) üzerine katkı yüzdeleri



Şekil 4.16. Parametrelerin sürtünme faktörü üzerine katkı yüzdeleri

Yukarıda verilen varyans analiz tabloları ve performans istatistiği grafiklerine göre optimum çalışma şartları belirlenmiştir. Optimum çalışma şartları belirlenirken sonuç değişkeni üzerine parametrelerin etkinlikleri (katkı yüzdeleri) de dikkate alınmıştır. Çalışmanın özelliğine bağlı olarak temelde 3 farklı amaç (öncelik sırasına göre ısı geçişi miktarının maksimum, basınç düşümünün minimum ve termal direncin minimum

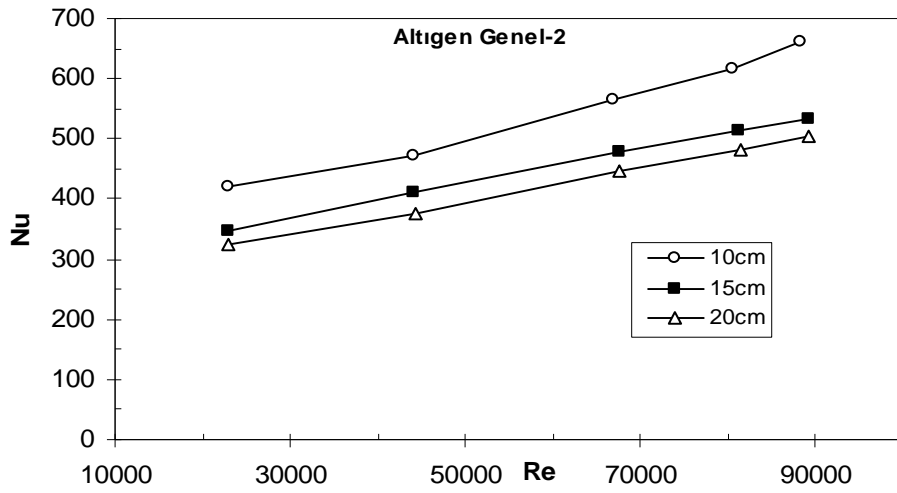
yapılması) söz konusu olmuştur. Öncelikle diğer amaçlar hesaba katılmadan her amaç ayrı ayrı ele alınarak optimum şartlar belirlenmiştir. Daha sonra bu üç amaç, öncelik sırası da göz önünde bulundurularak birlikte değerlendirilmiş ve belirlenen optimum şartlar Ek te “Genel” başlığı altında verilmiştir. “Genel” satırında verilen optimum şartların, ortaya konulan hedefler doğrultusunda amaçlar arasında yapılan “ödüneşmeler” sonunda belirlendiğine dikkat edilmelidir. Literatür araştırıldığında yüzeydeki sıcaklık gradyeninin bir ölçüsü olan Nusselt sayısının değişik parametrelere göre sunulmakta olduğu görülebilir. Kanal içerisinde değişik kanat geometrilerin söz konusu olduğu zorlanmış taşınım akış problemlerinde Nusselt sayısının kanalın hidrolik çapına veya kanat kalınlığı-çapına göre verildiği gözlemlenmektedir (Tahat vd 1994, Tahat vd 2000, Şara 2001, Bilen vd 2001, vd).

Bu sonuçlar incelendiğinde Nusselt sayısı (D_h) üzerinde en etkili parametre kanat yüksekliğidir. Kanat yüksekliğinin artıp azalması kanalın test kısmında test elemanı (ısı alıcı) ile kanal tavanı arasındaki akışın by-pass olacağı serbest alanın artıp azalması anlamına gelmektedir. Özellikle bu akışkanın geçebileceği serbest alanın artıp azalması demektir. Bu serbest alanda akım çizgileri düzgün olmakta iken, kanatların hemen ön kısmındaki durma bölgesinde türbülans söz konusudur.

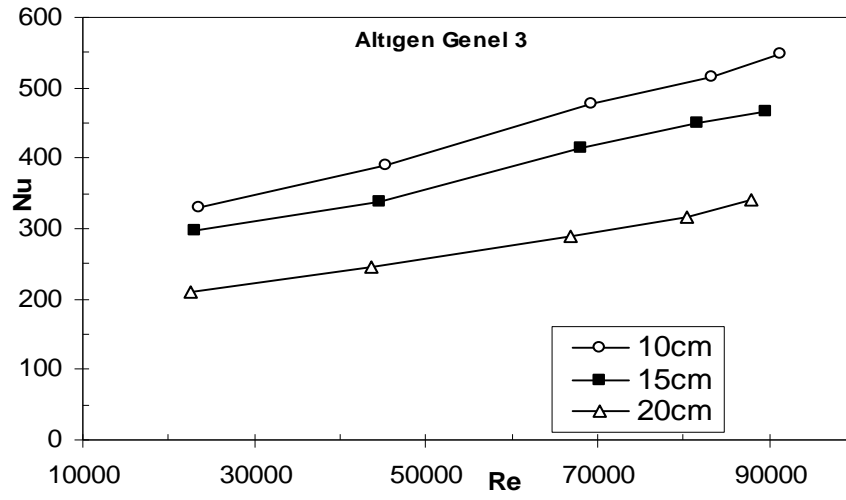
Nusselt sayısı (D_h) artan akışkan hızı ile artmaktadır. Akış hızının ilk iki seviyesi arasında Nusselt sayısı oldukça fazla etkilenirken ikinci ve üçüncü seviye arasında bu etki biraz düşmekle birlikte yine de etkili olmaya devam etmekte ve akış hızının maksimum olduğu noktada (4,6 m/sn) Nusselt sayısı maksimum değer almaktadır. Akış hızının maksimum olması atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını gösteren Reynolds sayısı ile doğrudan ilişkilidir.

Isı geçişini pasif tekniklerle iyileştirme işlemlerinde özellikle ısı geçiş elemanı olarak kullanılan yüzeyin geometrik özellikleri ve akış şartları işlemin performansını etkileyen parametrelerdir. Bu sonuçlara göre en etkili parametrelerin kanat yüksekliği (h_k) ve akışkan hızı (V) olduğu görülmektedir. Bu nedenle altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için bulunan optimum elemanlardan kanat genişlikleri aynı olan ve Genel-2 ve Genel-3

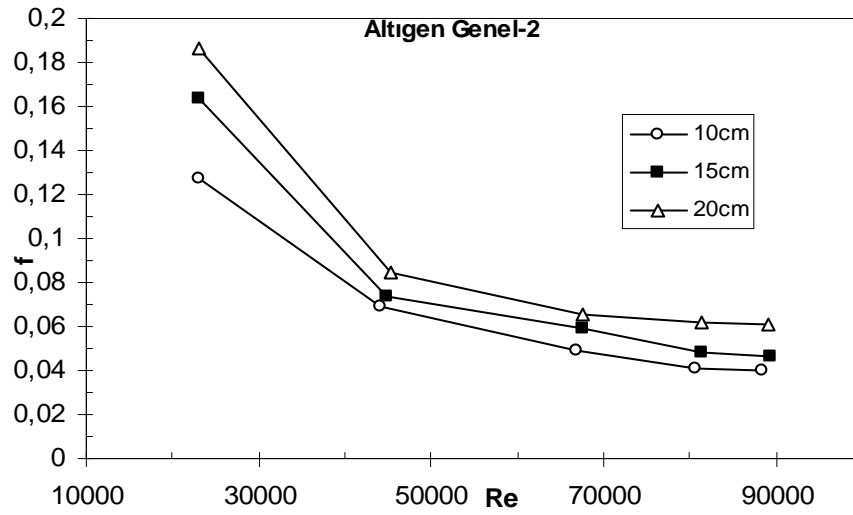
olarak adlandırılan optimum elemanlar için 3 ayrı boyda (10, 15 ve 20 cm) ve 5 ayrı hızda deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerde bulunan optimum şartlar için yapılan deneylerde daha önce dikdörtgen kanatçıklarla yapılan çalışmalar bu defa altıgen kanatçıklı elemanlar için aynı şekilde yapılmıştır. Bozucu ve tesadüfi faktörlerin etkisini gözlemleyebilmek için her deney farklı zamanlarda iki defa tekrarlanmıştır. Deneylerde ölçülen büyüklükler sıcaklık, basınç düşümü ve hızdır. Bunlar hesaplanarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve entropi oluşumunun Reynolds sayısı ile değişim grafikleri verilmiştir. Ayrıca hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için yine korelasyonlar çıkarılmıştır. Altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için yapılan deney sonuçları aşağıdaki şekildedir.



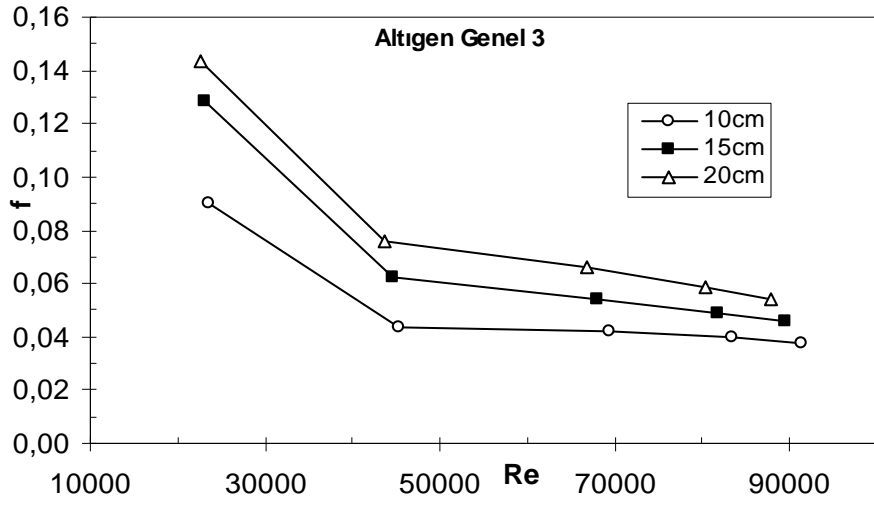
Şekil 4.17. Altıgen Genel-2 için Nu-Re grafiği



Şekil 4.18. Altıgen Genel-3 için Nu-Re grafiği



Şekil 4.19. Altıgen Genel-2 için f-Re grafiği



Şekil 4.20. Altıgen Genel-3 için f-Re grafiği

Deneyler sonucunda ölçülen fiziksel büyüklükler ve formüllerle hesaplanan Nu, f ve Reynolds sayısı arasındaki ilişkiler grafiklerle verilmiştir. Deneyler dikdörtgen ısı alıcılarında olduğu gibi 5 ayrı hızda ve 3 farklı boyda (10 ,15, 20 cm) gerçekleştirildi.

Buna göre Nusselt sayısı, altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmaktadır. Kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. Buna göre en yüksek Nusselt sayısı 10 cm lik kanat yüksekliğinde hesaplandı. Nu sayısında altıgen Genel-2 elemanda artan hızla Nu sayısında %10-20 arasında artışlar gözlemlendi.

Optimum altıgen Genel-2 elemanda 10 cm lik kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlar ve bunlara karşılık gelen Reynolds sayılarında Nusselt sayısında %58 lik bir artış gözlemlenmiştir. Aynı şekilde bu artış 15 cm için %53 ve 20 cm için ise %55 olarak saptanmıştır.

Altıgen Genel-3 optimum elemanı incelenecek olursa; 10 cm kanat yüksekliğinde minimum ve maksimum hızlar arasında Nusselt sayısında %64 lük bir artış olmuştur.

Yine bu artışlar 15 cm kanat yüksekliğindeki eleman için %57 ve 20 cm kanat yüksekliği için ise % 62 olarak gözlenmiştir.

En yüksek Nusselt sayısı 10 cm lik kanatçık için, en yüksek hız olan 4,6 m/s ye karşılık gelen Re sayısında bulunmuştur.

Nusselt sayısı akışın ilk iki hız seviyesi arasında Nusselt sayısı oldukça fazla etkilenirken diğer seviyeler arasında bu etki biraz düşmekle birlikte yine de etkili olmaktadır. Akış hızının maksimum olduğu noktada (4,6 m/s) Nusselt sayısı maksimum değer almaktadır. Akış hızının maksimum olması atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını temsil eden Reynolds sayısı ile doğrudan ilişkilidir. Reynolds sayısının büyüklüğü hız sınır tabakasının da kalınlığını etkilemektedir.

İç akış için boyutsuz basınç düşümü olarak tarif edilen Sürtünme Faktörü (f) Nusselt sayısının aksine artan kanat boyu ile artmaktadır. Altıgen profilli optimum elemanlar ile yapılan deneyler sonucunda ulaşılan grafiklerden görüldüğü üzere kanatçık boyu arttıkça sürtünme faktörü artmaktadır. Yine optimum altıgen Genel-2 ve Genel-3 elemanlar için artan hız ve bununla birlikte artan Reynolds sayısı ile sürtünme faktörü azalmaktadır. Maksimum Reynolds sayısında sürtünme faktörü en düşük değeri almaktadır.

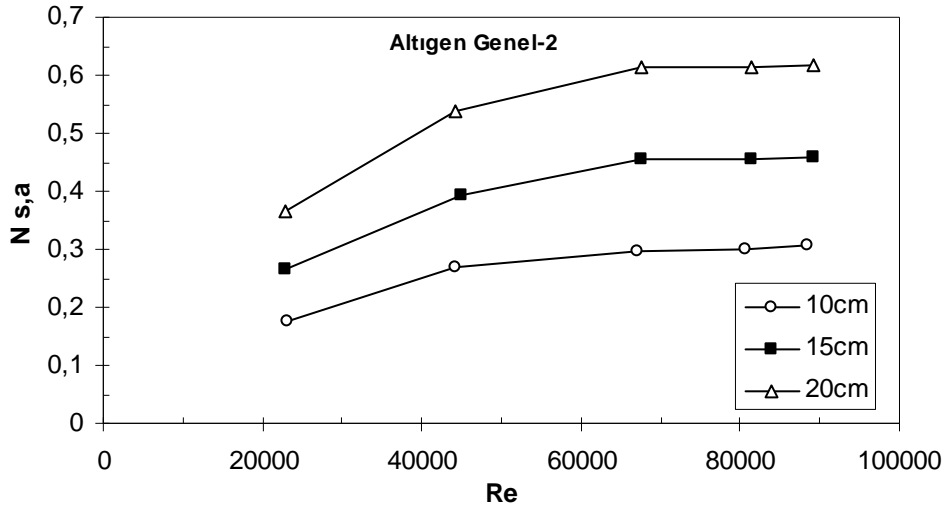
Altıgen kanatçıklı optimum Genel-2 elemanı için 20 cm kanat yüksekliğinde sürtünme faktörünün minimum ve maksimum Reynolds sayıları arasındaki değişim ortalama % 200 olarak kaydedilmiştir. Artan hız ve beraberinde artan Reynolds sayısı ile birlikte sürtünme faktöründeki azalamalar 15 cm lik kanat yüksekliği için %250 ve 10 cm lik kanat yüksekliği için %217 olduğu görülmektedir. Genel-2 için en yüksek sürtünme faktörüne 10 cm kanat yüksekliğinde en düşük hızda rastlanmıştır.

Altıgen Genel-3 için yine 20 cm kanat yüksekliğinde sürtünme faktörünün minimum ve maksimum hızlardaki değişimin %138 olduğu görülür. Aynı şekilde bu minimum ve maksimum hızlar arasında sürtünme faktörünün değişimi 15 cm lik kanat yüksekliği

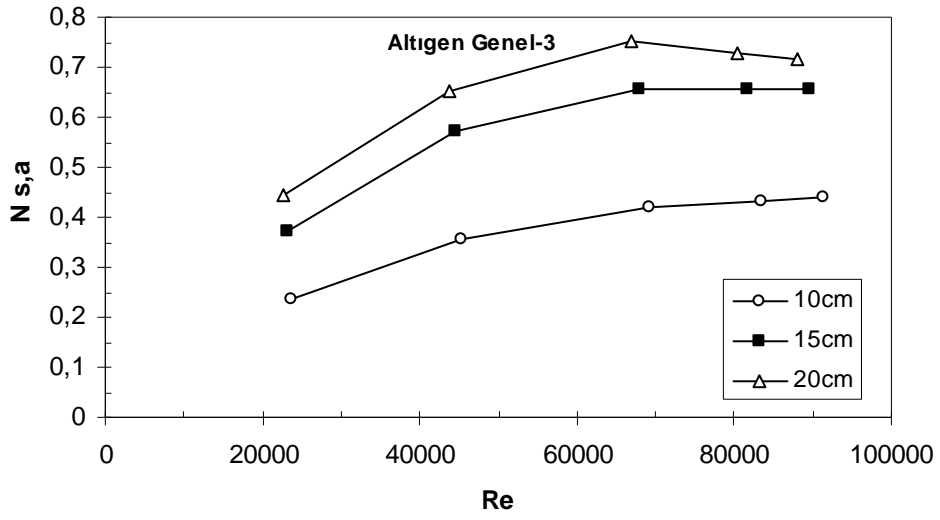
için %177 ve 10 cm için %164 olarak saptandı. Genel-3 için maksimum sürtünme faktörü 1,2 m/s hız ve 20 cm kanat yüksekliğinde elde edilmiştir.

Deneyleerde Nusselt sayıları için “daha büyük daha iyi”, sürtünme faktörü için “daha küçük daha iyi” performans istatistikleri kullanılmıştır.

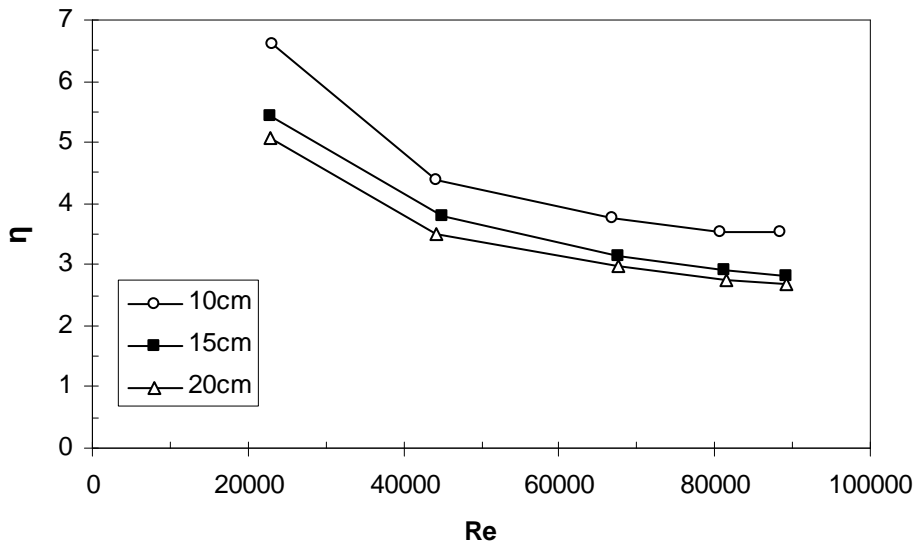
Daha sonra altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için entropi artışı minimazyonu hesaplamaları bir önceki bölümde anlatıldığı şekilde yapılmış olup düz ve artırılmış(augmented) yüzeylerinin entropi oluşum sayısı oranları olan $N_{s,a}$ nın Reynolds sayısı ile değişimi grafikleri aşağıda verilmiştir. Bununla birlikte artım katsayısının(η) Reynolds sayısı ile değişim grafikleri şu şekildedir.



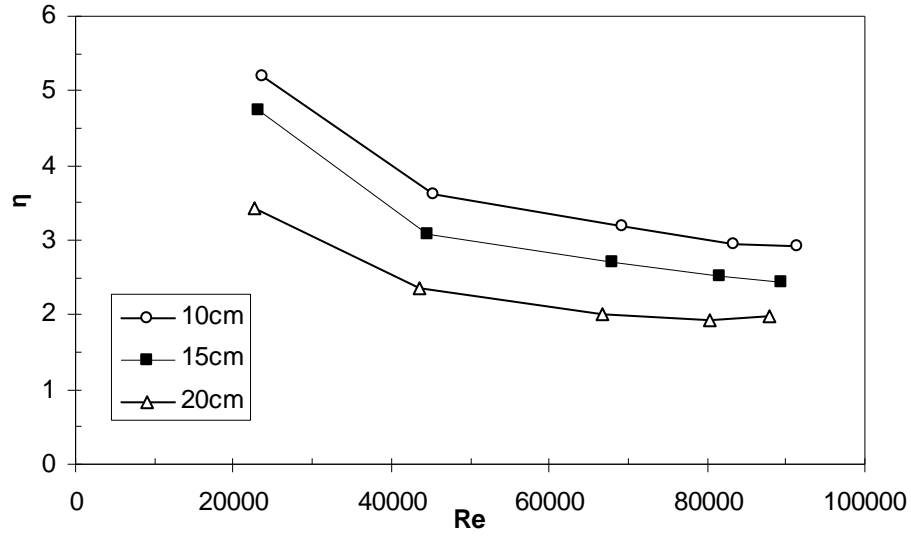
Şekil 4.21. Altıgen Genel-2 için $N_{s,a}$ -Re grafiği



Şekil 4.22. Altıgen Genel-3 için $N_{s,a}$ - Re grafiği



Şekil 4.23. Altıgen Genel-2 için η - Re grafiği



Şekil 4.24. Altıgen Genel-3 için η -Re grafiği

Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında entropi jenerasyonu minimizasyonu hesaplamalarında Reynolds sayısı ile entropi oluşum sayısı ve yine Reynolds sayısının artım katsayısı (η) ile değişim grafikleri verilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile entropi oluşum sayısı artmaktadır. $N_{s,a} < 1$ durumu termodinamik olarak avantajlıdır.

Altıgen kanatçıklı Genel-2 elaman göz önüne alınarak entropi oluşum sayısının aynı kanatçık boyu için minimum ve maksimum hızlar ve bu hızlara karşılık gelen Reynolds sayılarındaki değişimi incelendi. Buna göre 10 cm kanat yüksekliğinde minimum ve maksimum hızlar arasında entropi oluşum sayısında %74 lük bir artış görüldü. Bu artış 15 cm için %72 ve 20 cm kanat yüksekliği için %69 olarak görülebilir.

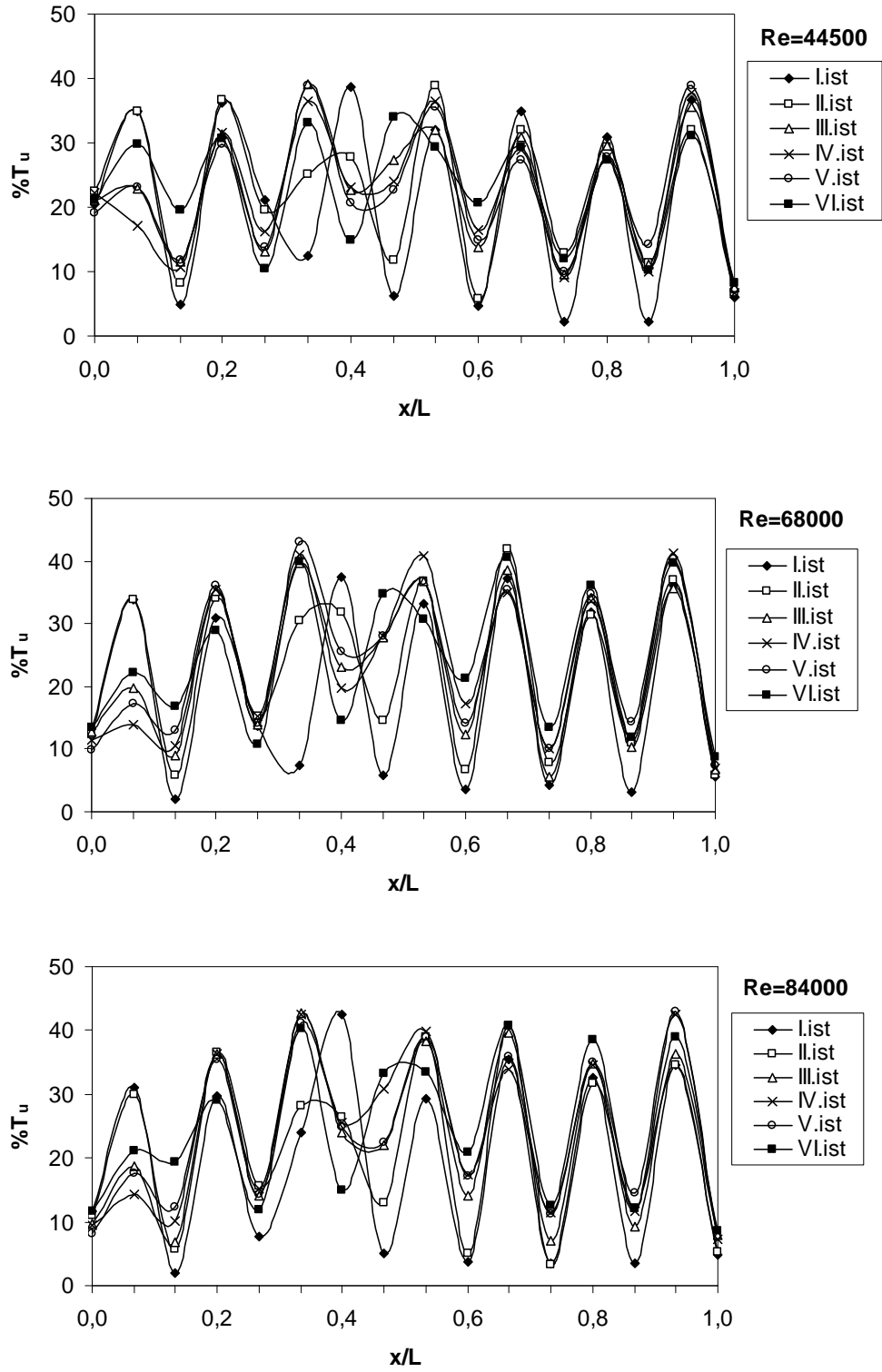
Genel-3 için entropi oluşum sayısının minimum ve maksimum hızlar arasındaki değişimi 10 cm lik kanat yüksekliği için %88 olarak, 15 cm için %76 ve 10 cm için ise %60 olduğu görülmektedir.

Kanatçık boyunun artmasıyla da entropi oluşum sayısı artar. Artan hız ve bununla beraber artan Re sayısı ile artım katsayısı (η) azalmaktadır. Yine kanatçık boyunun artmasıyla da artım katsayısı azalmaktadır.

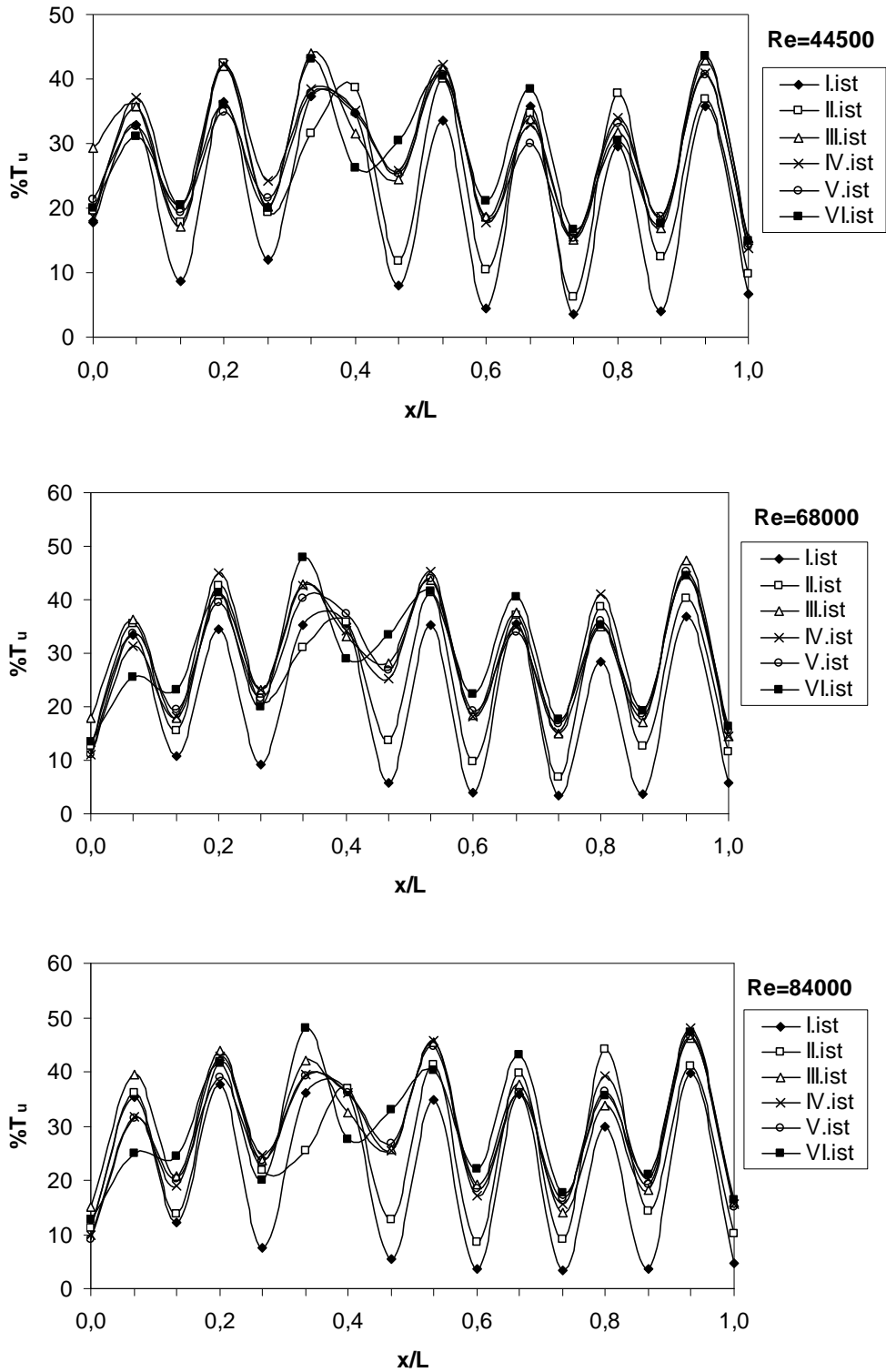
Genel-2 için η - Re değişimi incelendiğinde 10 cm kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlar ve bunlara karşılık gelen Reynolds sayıları arasında verimde %87 lik bir azalma gözlenmiştir. Ayrıca bu düşüş 15cm kanat yüksekliği için %92 ve 20 cm için %89 olarak tesbit edilmiştir.

Genel-3 için η - Re değişimi incelendiğinde 10 cm kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlar ve bunlara karşılık gelen Reynolds sayılarında η' da %78 lik bir azalma görülmüştür. Artan hızla bu azalma 15 cm kanat yüksekliği için %94 ve 20 cm kanat yüksekliği için ise %73 tür.

Ayrıca daha önce Doç.Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında yapılan “Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi” konulu yüksek lisans çalışmasında altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için çizilen türbülans şiddeti grafikleri akışkanın test bölgesine giriş hızları olan 2,3 ve 4 m/s hızlara karşılık gelen 44500, 68000 ve 84000 Reynolds sayılarında yapılmış ve bu grafikler aşağıda verilmiştir. Grafikler incelendiğinde difüzör ve lüle kanat geometrisinde özellikle kanadın bu geometriyi oluşturan kenarlarına çok yakın noktalardan alınan ölçümler dikkate alındığında kanat kenarlarında meydana gelen boyuna vortekslerden dolayı akışkanın ortalama hızı düşerken çalkantı hızları artmaktadır. Bu çalkantılardan dolayı bu noktalardaki türbülans şiddeti(ortalama hızın çalkantı hızına oranı) yüksek olmaktadır. Genel elemanlar için türbülans şiddetleri incelendiğinde deneyler ve literatürde kanat yüksekliği arttıkça türbülans şiddeti (T_v) nin düştüğü görüldü. Bu etki ısı transfer miktarı içerisinde türbülans kaynaklı olanın azaldığı şeklinde yorumlanmıştır. (Alemdaroğlu, N. 2005)



Şekil 4.25. Altıgen Genel-2 için türbülans şiddeti grafikleri



Şekil 4.26. Altıgen Genel-3 için türbülans şiddeti grafikleri

Deneyleer sonucunda altıgen kanatçıklı optimum ısı alıcıları için bulunan Nusselt sayısı, Reynolds sayısı, kanat yüksekliğinin kanal hidrolik çapına oranı (h_k/D) ve Prandtl sayısı değerleriyle Statistica programı kullanılarak yapılan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü korelasyonları çıkarılmıştır. Korelasyonlar, korelasyon katsayıları ve güven aralıkları aşağıda verilmiştir.

Altıgen Genel-2:

$$\mathbf{Nu=10,39*Re^{0,336}*Pr^{0,4}*(L/D)^{-0,36}}$$

$$a = 10,39264$$

$$b = 0,336780$$

$$c = -0,369084$$

$$R=0,98$$

$$\mathbf{f = 2646,53*Re^{-0,93}*(L/D)^{0,5}}$$

$$a = 2646,533$$

$$b = -0,933656$$

$$c = 0,507799$$

$$R=0,99$$

Altıgen Genel-3:

$$\mathbf{Nu=4,488*Re^{0,375}*Pr^{0,4}*(L/D)^{-0,59}}$$

$$a = 4,488195$$

$$b = 0,375199$$

$$c = -0,597671$$

$$R=0,963$$

$$f = 344,98 * Re^{-0,75} * (L/D)^{0,613}$$

$$a=344,9867$$

$$b=-0,75$$

$$c=0,613558$$

$$R=0,9798$$

olarak bulunmuştur.

5. SONUÇ

Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı hava soğutmalı ısı değıştiricileri için ısı transferi, sürtünme ve akış karakteristiklerini belirlemeye yönelik deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- Isı transferi deneyleri sonunda her bir elemanın geometrisine bağlı olarak ısı transferinde boş kanala göre yaklaşık 3-6 katı kadar bir iyileşme sağladığı, bununla birlikte sürtünme faktörünün ise yine 3-4 katı kadar artırdığı gözlemlenmiştir.
- Hem dikdörtgen hem de altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için en etkili iki parametrenin kanat yüksekliği ve akışkan hızı olduğu saptanmış ve buna göre 3 ayrı kanat yüksekliğinde (10cm, 15cm ve 20cm) ve 5 ayrı hızda deneyler yapılmıştır.
- Optimum dikdörtgen Genel-1 elemanda 15 ve 20 cm lik kanat yükseklikleri arasında maksimum hızda (4,6 m/s) Nusselt sayısında %16,6 lık bir azalma gözlenmiştir. Genel-2 de de 10 cm den 15 cm lik kanat yüksekliğine geçişte en yüksek hızda Nusselt sayısında %30 luk bir azalma hesaplanmıştır. Yine dikdörtgen Genel-2 elemanında 15 ve 20 cm lik kanat yükseklikleri arasında maksimum hızda yine %30 luk bir azalma görülmüştür.
- Dikdörtgen kanatçıklı optimum Genel-2 eleman için artan hızla ve beraberinde artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı artmış, kanat yüksekliği arttıkça Nu sayısı azalmıştır. En yüksek Nusselt sayısı 10 cm lik kanatçık yüksekliği için, en yüksek hız olan 4,6 m/s ye karşılık gelen Re sayısında bulunmuştur. Bu eleman için en düşük ve en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %74 lük bir artış gözlenmiştir. Bu elemanda yine 15 cm lik kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlar arasında %73 lük bir artış hesaplanmıştır. Aynı elemanda 20 cm lik kanat yüksekliğinde en düşük Nusselt sayıları elde edilmiş ve minimum ve maksimum hızlar arasında Nusselt sayısında %65 lik bir artış gözlenmiştir.

- Genel-1 10 cm lik kanatçık boyu için yapılan deneylerde sürtünme faktörünün minimum(1,2 m/s) ve maksimum(4,6 m/s) değerleri arasında %134 lük bir artış olmuştur. 15 cm lik kanatçık için bu değer %228 ve 20 cm lik kanat yüksekliği için ise bu artış yaklaşık %300 olarak gözlenmiştir. Dikdörtgen Genel-1 eleman için maksimum hızda (4,6 m/s) farklı kanatçık boyları arasında sürtünme faktörü artışı incelendiğinde 10 ve 15 cm lik kanat yükseklikleri arasında bu artış %50, 15 ve 20 cm lik kanat yükseklikleri için ise %37 olarak gözlenmiştir.
- Genel-2 eleman için 10 cm lik kanatçık boyunda yapılan deneyler için sürtünme faktörü minimum ve maksimum hızlar arasında % 117 lik bir artış gözlenmiştir. Aynı şekilde 15 cm'lik kanat yüksekliği için bu değer %146 ve 20 cm kanat yüksekliği için ise %230 luk bir artış gözlenmiştir. Maksimum hızda (4,6 m/s) Dikdörtgen Genel-2 eleman için farklı kanat boylarındaki sürtünme faktörü değişimleri incelenecek olursa 10 ve 15 cm lik kanat boyları arasında %54 lük bir artış, 15 ve 20 cm kanat boyları arasında da %48 lik bir artış saptanmıştır.
- Optimum altıgen Genel-2 elemanda 10 cm lik kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlar ve bunlara karşılık gelen Reynolds sayılarında Nusselt sayısında %58 lik bir artış gözlenmiştir. Aynı şekilde bu artış 15 cm için %53 ve 20 cm için ise %55 olarak saptanmıştır.
- Altıgen Genel-3 optimum elemanı incelenecek olursa; 10 cm kanat yüksekliğinde minimum ve maksimum hızlar arasında Nusselt sayısında %64 lük bir artış olmuştur. Yine bu artışlar 15 cm kanat yüksekliğindeki eleman için %57 ve 20 cm kanat yüksekliği için ise %62 olarak gözlenmiştir.
- Altıgen kanatçıklı optimum Genel-2 elemanı için 20 cm kanat yüksekliğinde sürtünme faktörünün minimum ve maksimum Reynolds sayıları arasındaki değişim ortalama %200 olarak kaydedilmiştir. Artan hız ve beraberinde artan Reynolds sayısı ile birlikte sürtünme faktöründeki azalmalar 15 cm lik kanat yüksekliği için

%250 ve 10 cm lik kanat yüksekliği için %217 olduğu görölmektedir. Genel-2 için en yüksek sürtünme faktörüne 10 cm kanat yüksekliğinde en düşük hızda rastlanmıştır.

- Altıgen Genel-3 için yine 20 cm kanat yüksekliğinde sürtünme faktörünün minimum ve maksimum hızlardaki değişimin %138 olduğu görülür. Aynı şekilde bu minimum ve maksimum hızlar arasında sürtünme faktörünün değişimi 15 cm lik kanat yüksekliği için %177 ve 10 cm için %164 olarak saptandı. Genel-3 için maksimum sürtünme faktörü 1,2 m/s hız ve 20 cm kanat yüksekliğinde elde edilmiştir.
- Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için yapılan entropi oluşum sayısı artışının Reynolds sayısıyla ve yine Reynolds sayısının artım verimi ile değişim grafikleri verilmiştir. Artan Reynolds sayısıyla entropi oluşum sayısı artmaktadır. Kanatçık boyunun artmasıyla da entropi oluşum sayısı artar.
- Dikdörtgen Genel-1 için $N_{s,a}$ -Re değişimi incelendiğinde 10 cm kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlara karşılık gelen Reynolds sayılarında $N_{s,a}$ da %90 lık bir artış gözlenmiştir. Bu artış 15 cm lik kanat yüksekliği için %70, 20 cm lik kanat yüksekliği için ise %80 olarak bulunmuştur. Ayrıca yine Genel-1 için maksimum hızlarda 10 ve 15 ve 20cm lik kanat yüksekliklerinde entropi oluşum sayısında %32-33lük bir artış gözlenmiştir.
- Genel-2 için $N_{s,a}$ -Re değişimi incelendiğinde 10 cm kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlara karşılık gelen Reynolds sayılarında entropi oluşum sayısında %95, 15 cm de %86 ve 20cm de %84 lük artışlar olmuştur. Sonuçlara göre maksimum hızlarda 10 ve 15 cm lik kanat yüksekliklerinde $N_{s,a}$ da artan kanat boyuyla %41 lik bir artış saptanmıştır. Bu artış 15 ve 20 cm lik kanat yükseklikleri arasında ise %24 olarak bulunmuştur.
- Altıgen kanatçıklı Genel-2 elaman göz önüne alınarak Entropi oluşum sayısının aynı kanatçık boyu için minimum ve maksimum hızlar ve bu hızlara karşılık gelen Reynolds sayılarındaki değişimi incelendi. Buna göre 10 cm kanat yüksekliğinde minimum ve

maksimum hızlar arasında entropi oluşum sayısında % 74 lük bir artış görüldü. Bu artış 15 cm için %72 ve 20 cm kanat yüksekliği için %69 olarak görülebilir.

- Genel-3 için entropi oluşum sayısının minimum ve maksimum hızlar arasındaki değişimi 10 cm lik kanat yüksekliği için %88 olarak, 15 cm için %76 ve 10 cm için ise %60 olduğu görülmektedir.
- Artan hız ve bununla beraber artan Re sayısı ile artım katsayısı (η) azalmaktadır. Yine kanatçık boyunun artmasıyla da artım katsayısı azalmaktadır. Maksimum hızlarda Genel-1 eleman için verim 10 cm lik kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hız değerleri ve bunlara karşılık gelen Reynolds sayıları için %37 oranında azalmıştır. Aynı şekilde artan hızla azalan verim oranları 15 cm için %81 ve 20cm içinse %64 olarak hesaplandı. Dikdörtgen Genel-2 eleman için artım verimi incelendiğinde 10 cm kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlar için, artan hızla verimde % 70 lik bir azalma görülmüştür. Aynı şekilde bu azalma yine minimum ve maksimum hızlar arasında 15 cm kanatçık kullanıldığında %64 ve 20 cm için %75 olarak gözlenmiştir.
- Altıgen kanatçıklı Genel-2 eleman için η - Re değişimi incelendiğinde 10 cm kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlar ve bunlara karşılık gelen Reynolds sayıları arasında verimde %87 lik bir azalma gözlenmiştir. Ayrıca bu düşüş 15cm kanat yüksekliği için %92 ve 20 cm için %89 olarak tesbit edilmiştir.
- Altıgen Genel-3 için η - Re değişimi incelendiğinde 10 cm kanat yüksekliği için minimum ve maksimum hızlar ve bunlara karşılık gelen Reynolds sayılarında η' da %78 lik bir azalma görülmüştür. Artan hızla bu azalma 15 cm kanat yüksekliği için %94 ve 20 cm kanat yüksekliği için ise %73 tür.

Çalışma sonunda bundan sonraki araştırmalarla ilgili aşağıdaki öneriler belirlenmiştir:

- Değişik Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Fluent gibi yazılımlar kullanılarak akış olayları hesaplamalı olarak çözülebilir. Ayrıca akış gözleme deneyleri ile kanatlar arasındaki akım yapısının belirlenmesi böylesine karışık bir geometride vorteks hareketleri hakkında bilgi sahibi olma olanağı sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- Abbassi, H., 2006. Entropy generation analysis in a uniformly heated microchannel heat sink. Energy, In Press
- Advantech, 1995, PCLD-789D Amplifier and Multiplexer Board Pc-Lab Card Series User's Manual, 2nd ed., Taiwan.
- Akyol, U., Bilen, K., 2005. Heat transfer and thermal performance analysis of a surface with hollow rectangular fins. Applied Thermal Engineering, 26 (2006) 209-216
- Alemardoğlu, N., 2005. Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi. Y.Lisans Tezi, Erzurum.
- Altaç, Z., Kurtul, Ö., 2007. Natural convection in tilted rectangular enclosures with a vertically situated hot plate inside. Applied Thermal Engineering, 27, 1832-1840.
- Al-Jamal, K., Khashashneh, H., 1998. Experimental investigation in heat transfer of triangular and pin fin arrays. Heat and Mass Transfer, 34, 159-162.
- Arslanturk, C., 2005. A decomposition method for fin efficiency of convective straight fins with temperature-dependent thermal conductivity. Int. Commun. Heat Mass Transfer, 32, 831-841.
- Babus'Haq, R.F., Akintunde, K., Probert, S.D., 1995. Thermal performance of a pin-fin assembly. Int. J. Heat and Fluid Flow, 16 (1), 50-55.
- Bailey, J. C., Bunker, R. S., 2003. Heat transfer and friction in channels with very high blockage 45 °C staggered turbulators. Proceedings of ASME Turbo Expo 2003 Power for Land, Sea and Air, June 16-19, Atlanta, USA.
- Bejan, A., 1995. Entropy Generation and Minimization.
- Bilen, K., Akyol, U., Yapici, S., 2001. Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface. Energy Conversion and Management, 42, 1071-1083.
- Bilen, K., Akyol, U. Yapici, S., 2001. Thermal performance analysis for a tube finned surface. Int. J. of Energy Research, 25, 1-13.
- Biswas, G., Torii, K., Fujii, D., Nishino, K., 1996. Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow. Int. J. Heat Mass Transfer, 39 (16), 3441-3451.
- Blackwell G.R., 2000. "Thermal Management" *The Electronic Packaging Handbook* Boca Raton: CRC Press LLC.
- Bougriou, C., Bessaïh, R., Le Gall, R., Solecki, J. C., 2004. Measurement of the temperature distribution on a circular plate fin by infrared thermography technique. Appl. Thermal Eng., 24, 813-825.
- Brooks, D., 2004. Advanced Computer Architecture. Computer Science 246, Harvard University, www.eecs.harvard.edu/~dbrooks/cs246-fall2004/cs246-lecture6.pdf (22.07.2005).
- Brucker, A.K., Majdalani, J., 2005. Effective thermal conductivity of common geometric shapes. Int. Journal of heat and Mass Transfer, 48, 4779-4796.
- Cakan, M., 2000. Aero-thermal investigation of fixed rib-roughened internal cooling passages. VKI-TN 2001-198, von Karman Institute.
- Canıyılmaz, E., Kutay, F., 2003. Taguchi metodunda varyans analizine alternatif bir yaklaşım. J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ., 8 (3), 51-63.

- Celik, C., 1996. Tasarımda yönlendirilmiş deney teknikleri. *Endüstri Mühendisliği*, 7 (6), 14-20.
- Cengel, Y.A., Boles, M.A., 1996. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. Literatür Yayıncılık, İstanbul
- Chen, J. M., Liu, C. H., 1999. Vortex shedding and surface pressures on a square cylinder at incidence to a uniform air stream. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 20, 592-597.
- Chen, T. Y., Shu, T. H., 2003. Flow structures and heat transfer characteristics in fan flows with and without delta-wing vortex generators. *Experimental Thermal and Fluid Science*,
- Chen, Z., Li, Q., Meier, D., Warnecke, H. J., 1997. Connective heat transfer and pressure loss in rectangular ducts with drop-shaped pin fins. *Heat and Mass Transfer*, 33, 219-224.
- Chiang, Ko-Ta., Chang, Fu-Ping., Tsai, Te-Chang., 2006. Optimum design parameters of Pin-Fin heat sink using the grey-fuzzy logic based on the orthogonal arrays. *Heat and Mass Transfer*, 33, 744-752
- Chang, S.W., Liou, T.M., Lu, M.H., 2005. Heat transfer of rectangular narrow channel with two opposite scale-roughnrd walls. *Heat and Mass Transfer*, 48, 3921-3931
- Dogruoz, M. B., Urdenata, M. Ortega, A., 2002. Experimental and modelling of heat transfer of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow. *Proceedings of IMECE 2002 ASME Int. Mech. Eng. Congress and Exposition*, November 17-22, New Orleans, Louisiana.
- Dogruoz, M. B., Urdenata, M. Ortega, A., 2002. Experimental and modeling of the hydraulic resistance of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow. *Proc. I Therm Eight Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*, San Diego, California.
- El-Sayed, S.A., Mohamed, M. S., Abdel-latif, A. M. Abouda, A. E., 2002. 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.
- Feng, T.Q., Xu, J.L., 2004. An analytical solution of thermal resistance of cubic heat spreaders for electronic cooling. *Appl. Thermal Eng.*, 24, 323-337.
- Fiebig, M., 1995. Embedded vortices in internal flow: heat transfer and pressure loss enhancement. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 16, 376-388.
- Gentry, M. C. Jacobi, A. M., 1997. Heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: vortex interactions with the boundary layer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14, 231-242.
- Han, J. C., Zhang, Y. M. Lee, C. P., 1991. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs. *Journal of Heat Transfer*, 113, 590-596.
- Han, J. C., Ou, S., Park, S. J., Lei, K. C., 1989. Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratio with rib turbulators. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 32, 1619-1630.
- Harahap, F., Setio, D., 2001. Correlations for heat dissipation and natural convection heat-transfer from horizontally-based, vertically-finned arrays. *Applied Energy*, 69, 29-38.

- Hirota, M., Fujita, H., Yokosawa, H., Nakai, H., Itoh, H., 1997. Turbulent heat transfer in a square duct. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 18, 170-180.
- Holman, J.P., 2001. *Experimental methods for engineers*. 7th ed., Mc Graw Hill
- Horvat A., Catton, I., 2004. Numerical technique for modeling conjugate heat transfer in an electronic device heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 2155-2168.
- Igarashi, T., Mayumi, Y., 2001. Fluid flow and heat transfer around a rectangular cylinder with small inclined angle (the case of a width/height ratio of a section of 5). *International Journal of Heat and Fluid Flow* 22, 279-286.
- Incropera, F. and Dewitt P.D., 2001. *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*. Literatür Yayınları No: 51, İstanbul.
- Issa, J S., Ortega, A., 2002. Experimental measurements of the flow and heat transfer of a square jet impinging on an array of square pin fins. IMECE2002, November 17-22, New Orleans, Louisiana.
- Jeng, T.M., Tzeng, S.C., 2006. Pressure drop and heat transfer of square pin fin arrays in-line and staggered arrangements. *Heat and Mass Transfer*, 50, 2364-2375.
- Jeong, J., Kim, C.N., Youn, B., Kim, Y.S., 2004. A study on the correlation between the thermal contact conductance and effective factors in fin-tube heat exchanger with 9.52 mm tube. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 25, 1006-1014.
- Jubran, B.A., Al-Salaymeh A.S., 1996. Heat transfer enhancement in electronic modules using ribs and “film-cooling-like” techniques. *Int. J. Heat and Fluid Flow* 17, 148-154.
- Kackar, RN., 1985. Off-line quality control, parameter design and Taguchi methods. *J Qual Tech.*, 17, 176–209.
- Kaya, M., 2001. Dönmeli akışta hız karakteristiklerinin sıcak tel anemometresi ile incelenmesi. Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Erzurum.
- Khorunzhii, I., Gabor, H., Job, R., Fahrner, W.R., Baumann, H., 2003. Modeling of a pin-fin heat converter with fluid cooling for power semiconductor modules. *International Journal of Energy Research*, 27, 1015-1026.
- Kim, K.S., Won, W.H., Kim, J.W., Back, B.J., 2003. Heat pipe cooling technology for desktop PC CPU. *Applied Thermal Engineering*, 23, 1137-1144.
- Kiml, R., Mochizuki, S., Murata, A., 2001. Effects of rib arrangements on heat transfer and flow behavior in a rectangular rib-roughened passage: application to cooling of gas turbine blade trailing edge. *Journal of Heat Transfer*, 123, 675-681.
- Kline, S.J., McClintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mech Eng.*, 75, 3–8.
- Kobus, C.J., Oshio, T., 2005. Development of a theoretical model for predicting the thermal performance characteristics of a vertical pin-fin array heat sink under combined forced and natural convection with impinging flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48, 1053-1063.
- Kondjoyan, A., Peneau, F., Boisson, H.C., 2002. Effect of high free stream turbulence on heat transfer between plates and air flows: a review of existing experimental results. *Int. J. Therm. Sci.* 41, 1-16.
- Kuznik, F., Rusaouën, G., Hohotă, R., 2005. Experimental and numerical study of a mechanically ventilated enclosure with thermal effects. *Energy and Buildings*, 38, 931-938.

- Laraqi, N., Baïri, A. and Segui, L., 2004. Temperature and thermal resistance in frictional devices. *Appl. Thermal Eng.*, 24, 2567-2581.
- Lau, S., Meiritz, K., Ram V.I.V., 1999. Measurement of momentum and heat transport in the turbulent channel flow with embedded longitudinal vortices. *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, 20 (2), 128-141.
- Lau, S., 1995. Experimental study of the turbulent flow in a channel with periodically arranged longitudinal vortex generators. *Exp. Thermal and Fluid Science*, 11 (3), 255-261.
- Lee S., 1995. Optimum design and selection of heat sinks. Eleventh IEEE Semi-Therm Symposium.
- Lee, P.S., Garimella, W., 2006. Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios.
- Leon, O., Mey G.D., Dick, E., 2002. Study of the optimal layout of cooling fins in forced convection cooling. *Microelectronics Reliability* 42, 1101-1111.
- Leung, C. W., Probert, S. D., Shilston, M. J., 1986. Heat transfer performance of vertical rectangular fins protruding from rectangular bases: Effect of fin length. *Applied Energy*, 22, 313-318.
- Leung, C.W., Kang, H.J., Probert, S.D., 1997. Horizontal simulated printed-circuit board assembly in fully-developed laminar-flow convection. *Applied Energy*, 56 (1), 71-91.
- Li, Q., Chen, Z., Flechtner, U., Warnecke, H.J., 1998. Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 19, 245-250.
- Lin, S.C., Chuang, F.S., Chou, C.A., 2004. Experimental study of the heat sink assembly with oblique straight fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29, 591-600.
- Lyman, A.C., Stephan, R.A., Thole, K.A., Zhang, L.W., Memory, S.B., 2002. Scaling of heat transfer coefficients along louvered fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 547-563.
- Marin, L., Elliott, L., Heggs, P.J., Ingham, D.B., Lesnic, D., Wen, X., 2003. Analysis of polygonal fins using the boundary element method. *Applied Thermal Engineering*, 24, 1321-1339.
- Marks II R.J., 1991. Introduction to Shannon sampling and interpolation theory. New York: Springer.
- McGlen, R.J., Jachuck, R., Lin, S., 2004. Integrated thermal management techniques for high power electronic devices. *Applied Thermal Engineering*, 24 (8-9), 1143-1156.
- Meinders, E.R., Hanjalic, K., 2002. Experimental study of the convective heat transfer from in-line and staggered configurations of two wall-mounted cubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45, 465-482.
- Meinders, E.R., Hanjalic, K., 1999. Vortex structure and heat transfer in turbulent flow over a wall-mounted matrix of cubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 20, 255-267
- Mohamed, M.M., 2005. Air cooling characteristics of a uniform square modules array for electronic device heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 26, 486-493.

- Naik, S. Probert, S. D., Shilston, M. J., 1987. Forced convective steady-state heat transfers from shrouded vertical fin arrays, aligned parallel to an undisturbed air-stream. *Applied Energy*, 26, 137-158.
- Naik, S. Probert, S. D., Bryden, I.G., 1999. Heat transfer characteristics of shrouded longitudinal ribs in turbulent forced convection. *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, 20, 374-384.
- Niceno, B., Dronkers, A. D. T., Hanjalic, K., 2002. Turbulent heat transfer from a multi-layered wall-mounted cube matrix: a large eddy simulation. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23, 173-185.
- Ohadi, M., 2003. Thermal management of next generation low volume complex electronics. *Advanced Liquid Cooling*, Scottsdale's, May 13, University of Maryland.
- Ortega A., 2002. info-center.ccit.arizona.edu/~thermlab/publications/ortega-thermie2002.pdf
- Phadke, MS., 1989. *Quality engineering using robust design*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall.
- Phadke, MS., Kackar, RN., Speeney, D.V., Grieco, MJ, 1983. Off-line quality control in integrated fabrication using experimental design. *Bell Sys Tech J*, 62 (5), 1273-309.
- Plint-Partners Inc. *Wind tunnel and smoke generator operating manual*. Oakland's Park, Workingham, England.
- Prasad, A., Williamson, C. H. K., 1997. Three-dimensional effects in turbulent bluff body wakes. *Exp Thermal and Fluid Science*, 14 (1), 9-16.
- Prstic, S., Iyengar, M., Bar-Cohen, A., 2000. Bypass effect in high performance heat sinks. *The ASME-ZSITS International Thermal Science Seminar*, 11-14 June, Bled, Slovenia.
- R-Theta Inc, 1998. *Extrusion heat sink catalogue*.
- Remsburg, R., 2001. *Thermal design of electronic equipment*. Boca Raton: CRC Press LLC.
- Rocha, L. A. O., Saboya, F. E. M., Vargas, J. V. C., 1997. A comparative study of elliptical and circular sections in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 18, 247-252.
- Ross, P.J., 1989. *Taguchi Techniques for Quality Engineering*. McGraw-Hill, Singapore.
- Ryu, J.H., Choi, D.H., Kim, S.J., 2003. Three-dimensional numerical optimization of a manifold microchannel heat sink. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 46 (9), 1553-1562.
- Saha, A. K., Acharya S., 2003. Parametric study of unsteady flow and heat transfer in a pin-fin heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 46, 3815-3830.
- Sahin, B., Yakut, K., Kotcioglu, I., Celik, C., 2005. Optimum design parameters of a heat exchanger. *Applied Energy*, 82 (1), 90-106.
- Sahiti, N., Lemouedda, A., Stojkovic, D., Durst, F., Franz, E., 2005. Performance comparison of pin fin in-duct flow arrays with various pin cross-sections. *Applied Thermal Engineering*, 26, 1176-1192.
- Sara, O.N., 2003. Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins. *Energ Convers. Manage.*, 44/11, 1787-1803.

- Sara, O. N., Pekdemir, T., Yapici, S., Yılmaz, M., 2001, Heat-transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 22, 509-518.
- Sara, O.N., Pekdemir, T., Yapici, S., Yılmaz, M., 2001. Enhancement of heat transfer from a flat surface in a channel flow by attachment of rectangular blocks. *Int. J. Energ Res.*, 25 (7), 563-576.
- Shabaka, I.M.M.A., Mehta, R. D, P., 1985. Longitudinal vortices imbedded turbulent boundary layers. Part 1. Single vortex. *J. Fluid Mech.*, 155, 37-57.
- Shizawa, T., Eaton, K. J., 1992. Turbulence measurements for a longitudinal vortex interacting with a three-dimensional turbulent boundary layer. *AIAA Journal*, 30, 49-55.
- Sahin, B., 2001. Isı transferini iyileştirmede kullanılan yay ve konik-halka elemanların ısı verim ve titreşim analizi. Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Erzurum
- Sahin, B., 2004. Daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi. Doktora Tezi, Erzurum.
- Sahin, B., Demir, A., 2007. Performance Analysis of a heat exchanger having perforated square fins. *Applied Thermal Engineering*, In Press.
- Sultan, G.I., 2000. Enhancing forced convection heat transfer from multiple protruding heat sources simulating electronic components in a horizontal channel by passive cooling. *Microelectr J.*, 31/9-10, 773-779.
- Subhashini, G., Nigam, K.D.P., 2006. CFD modeling of flow profiles and interfacial phenomena in two-phase flow in pipes.
- Taguchi, G., 1987. System of experimental design, quality resources. New York: International Publications.
- Taguchi, G., Clausing, D., 1990. Robust Quality. *Harvard Business Review*, 65-76.
- Tahat, M., Kodah, Z.H., Jarrah, B.A., Probert, S.D., 2000. Heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection. *Appl. Energ.*, 67 (4), 419-442.
- Tahat, M. A., Babus'Haq, R. F., Probert, S. D., 1994. Forced steady-state convections from pin fin arrays. *Applied Energy*, 48, 335-351.
- Tanda, G., 2004. Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 47 (2), 229-243.
- Tanda, G., 2001. Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 44 (18), 3529-3541.
- Tanyıldızı V., Ayhan, T., ve Karabay, H., 1990, Silindirik Boru içerisine yerleştirilen rendemsiz türbülatorlerin ısı transferine etkisi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 13, 4, 7.
- Tasaka, M., Aihara, T., Hayashi, C., 1999. Heat transfer and pressure loss characteristics of very compact heat sinks. *Heat Transfer-Asian Research*, 28, 687-705.
- Torii K., Nishino K, Nakayama K., 1994. Mechanism of heat transfer augmentation by longitudinal vortices in a flat plate boundary layer. *Proceedings of 10th International Heat Transfer Conference*, Brighton, 6, 123-128.
- Tsia, J.P., Hwang, J.J., 1999. Measurements of heat transfer and fluid flow in a rectangular duct with alternate attached-detached rib-arrays. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 42 (11), 2071-2083.

- Wei, C., Chang, J., 2002, Wake and base-bleed flow downstream of bluff bodies with different geometry. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 39-52.
- Velayati, E., Yaghoubi, M., 2004. Numerical study of convective heat transfer from an array of parallel bluff plates. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 26 (1), 80-91.
- Vollaro, A.D., Grignaffini, S., Gugliermetti, F., 1999. Optimum design of vertical rectangular fin arrays. *Int. J. Therm. Sci.*, 38 (6), 525-529.
- White F. M., 2004, Akışkanlar Mekaniği. Literatür Yayınları No: 110, İstanbul.
- Yaghoubi, M., Mahmoodi, S., 2004. Experimental study of turbulent separated and reattached flow over a finite blunt plate. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29 (1), 105-112.
- Yaghoubi, M., Velayati, E., 2005. Undeveloped convective heat transfer from an array of cubes in cross-stream direction. *Int. J. Therm. Sci.*, 44, 756-765.
- Yakut, K., Sahin, B., 2004a. Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers. *Applied Energy*, 78 (3), 273-288.
- Yakut, K. ve Sahin, B., 2004b. The effects of vortex characteristics on performance of coiled wire turbulators used for heat transfer augmentation. *Applied Thermal Eng.*, 24 (16), 2427-2438.
- Yakut, K., Sahin, B. Canbazoglu, S., 2004c. Performance and flow-induced vibration characteristics for conical-ring turbulators. *Applied Energy*, 79 (1), 273-288.
- Yakut, K., Sahin, B., Celik, C., Alemdaroglu, N. ve Kurnuc, A., 2005. Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics. *Applied Energy*, 80 (1), 77-95.
- Yakut, K., Alemdaroglu, N., Sahin, B., Celik, C., 2005. Optimum design-parameters of a heat exchanger having hexagonal fins. *Applied Energy*, 83, 82-98.
- Yang, K.S., Chu, W.H., Chen, I.Y., Wang, C.C., 2007. A comparative study of the airside performance of heat sinks having pin fin configurations. *Heat and Mass Transfer*, In Press.
- Yılmaz, M., 1996. Azalan dönmeli akışta ısı transferi sürtünme ve performans karakteristiklerinin araştırılması. Doktora tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Yu, E., Joshi, Y., 2002. Heat transfer enhancement from enclosed discrete components using pin-fin heat sinks. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 45 (25), 4957-4966.
- Yu, X., Feng, J., Feng, Q., Wang, Q., 2005. Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink. *Appl. Thermal Eng.*, 25, 173-182.
- Zhang, H.Y., Pinjala, D., Wong, T.N., Toh, K.C., Joshi, Y.K., 2005. Single-phase liquid cooled microchannel heat sink for electronic packages. *Appl. Thermal Eng.*, 25, 1472-1487.
- Zhang, H., Huang, X.Y., Li, H.S., Chua, L.P., 2002. Flow patterns and heat transfer enhancement in low-Reynolds-Rayleigh-number channel flow. *Appl. Therm. Eng.*, 22 (12), 1277-1288.
- Zheng, N., Wirtz, R.A., 1999. Cylindrical pin-fin fan-sink heat transfer and pressure drop correlations. *Proceedings of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference*, March 15-19, San Diego, California.

EKLER**EK-1** Kanal hidrolik çapı esas alınarak hesap edilen Nusselt sayına göre yapılan optimizasyon ve optimum değerler (Dikdörtgen)

		Parametreler								Performans Değerleri								
		A	B	C	D	E	F	G	H	Nusselt Sayısı			Sürtünme Katsayısı			Termal Direnç		
		b	α	h_k	a	c	e	f	Hız	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek
Nusselt Sayısı	Optimum seviye	1 ^o	3	1 [*]	3 ^Δ	3 [◊]	3 [•]	3 [□]	3 ⁺	700.18	664.233	715.31	0.00000	0.00000	0.0865	0.042	0.03789	0.045
	Optimum Değer	15	45	100	20	20	20	20	4		-			736.121			-	
Sürtünme katsayısı	Optimum seviye	1 ⁺	1 [*]	1	2 ^Δ	2	3	3 ^o	3 [•]	700.19	664.243	708.51	0.00000	0.00000	0.0941	0.029	0.02489	0.031
	Optimum Değer	15	15	100	15	15	20	20	4		-			736.131			-	
Termal Direnç	Optimum seviye	1 ^o	1 ⁺	3	2 ^Δ	1 ^o	2	1	3 [*]	413.69	377.741	401.12	0.00000	0.00000	0.141	0.024	0.01989	0.027
	Optimum Değer	15	15	200	15	10	15	10	4		-			449.629			-	
Genel ₁	Optimum seviye	1	1	1	3	1	3	3	3	700.18	664.233	696.31	0.00000	0.00000	0.0615	0.027	0.02289	0.0345
	Optimum Değer	15	15	100	20	10	20	20	4		-			736.121			-	
Genel ₂	Optimum seviye	1	1	1	2	2	3	3	3	700.19	664.243	713.34	0.00000	0.00000	0.0651	0.029	0.02489	0.0405
	Optimum Değer	15	15	100	15	15	20	20	4		-			736.131			-	

*:1. derecede etkin +:2. derecede etkin •:3. derecede etkin °:4. derecede etkin Δ: 5. derecede etkin □:6.derecede etkin ◊: 7. derecede etkin

EK-2 Kanal hidrolik çapı esas alınarak hesap edilen Nusselt sayına göre yapılan optimizasyon ve optimum değerler (Altıgen)

		Parametreler					Performans Değerleri								
		A	B	C	D	E	Nusselt Sayısı			Sürtünme Katsayısı			Termal Direnç		
		h_k	s	a	b	V	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek
Nusselt Sayısı	Optimum seviye	2*	2 [□]	3 [△]	3 [°]	3 ⁺	602.028	548.034	628.5	0.12199	0.09204	0.1479	0.03444	0.02799	0.0333
	Optimum Değer	150	26	20	20	4		-			656.022			-	
Sürtünme katsayısı	Optimum seviye	1 [°]	1*	3 [□]	3 [△]	3 ⁺	479.861	425.867	465.321	0.05863	0.02868	0.06933	0.05461	0.04816	0.0571
	Optimum Değer	100	14	20	20	4		-			533.855			-	
Termal Direnç	Optimum seviye	2*	1 ⁺	1 [△]	1 [°]	3 [□]	461.778	407.778	478.721	0.07043	0.04048	0.0634	0.02387	0.01742	0.0277
	Optimum Değer	150	14	10	10	4		-			515.772			-	
Genel ₁	Optimum seviye	2	2	3	3	3	602.028	548.034	628.5	0.12199	0.09204	0.1479	0.03444	0.02799	0.0333
	Optimum Değer	150	26	20	20	4		-			656.022			-	
Genel ₂	Optimum seviye	2	1	3	3	3	555.361	501.367	548.5	0.06399	0.03404	0.07735	0.03270	0.02625	0.0361
	Optimum Değer	150	14	20	20	4		-			609.355			-	
Genel ₃	Optimum seviye	2	1	3	1	3	506.028	452.034	561.0	0.07125	0.04130	0.07275	0.02680	0.02035	0.02775
	Optimum Değer	150	14	20	10	4		-			560.022			-	
Genel*	Optimum seviye	2	1	3	3	3	555.361	501.367	548.5	0.06399	0.03404	0.07735	0.03270	0.02625	0.0361
	Optimum Değer	150	14	20	20	4		-			609.355			-	

*:1. derecede etkin °:2. derecede etkin □:3. derecede etkin °:4. derecede etkin △: 5. derecede etkin

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında Erzurum da doğdu. İlk, Orta ve Lise öğrenimini burada tamamladı. 2002 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden Makine Mühendisi ünvanı ile mezun oldu. 2003 yılında Makine Mühendisleri Odası Konya Şube-Aksaray İl Temsilciliği'nde Teknik Görevli olarak çalıştı. 2005 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı.

Ocak-2005 tarihinden beri Atatürk Üniversitesi Ağrı Meslek Yüksekokulu Makine Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.