

**YANIT YÜZEY YÖNTEMİ YARDIMI İLE
ISI DEĞİŞTİRİCİ OPTİMİZASYONU**

Abdussamet SUBAŞI

**Y. Lisans Tezi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Doç. Dr. Bayram ŞAHİN
2010**

Her hakkı saklıdır

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

YANIT YÜZEY YÖNTEMİ YARDIMI İLE ISI DEĞİŞTİRİCİ
OPTİMİZASYONU

Abdussamet SUBAŞI

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ERZURUM
2010

Her hakkı saklıdır

Doç. Dr. Bayram ŞAHİN danışmanlığında, Abdussamet SUBAŞI tarafından hazırlanan bu çalışma 12.07.2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Doç.Dr. Bayram ŞAHİN

İmza : 

Üye : Doç.Dr. İrfan KAYMAZ

İmza : 

Üye : Yrd. Doç.Dr. Mehmet KAYA

İmza : 

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ömer AKBULUT

Enstitü Müdürü

ÖZET

Y. Lisans Tezi

YANIT YÜZEY YÖNTEMİ YARDIMI İLE ISI DEĞİŞTİRİCİ OPTİMİZASYONU

Abdussamet SUBAŞI

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Bayram ŞAHİN

Endüstriyel uygulamalarda ısı transferinin artırılması sıkça karşılaşılan ve sürekli geliştirilme ihtiyacı duyulan bir mühendislik problemidir. Gaz türbini kanatlarının soğutulması, gaz soğutmalı nükleer reaktörler, uzay ve otomotiv araçları, kompakt ısı değiştiriciler ve son yıllarda tartışmasız hayatımızın vazgeçilmez bir parçası haline gelen elektronik cihazların soğutulması endüstriyel uygulamalara verilecek örneklerden sadece bir kaçıdır. Isının sisteme/sistemden transfer edilme işlemi değişik geometri ve dizilişe sahip kanatlar kullanılarak iyileştirilir. Bu elemanların boyutları ve geometrileri transfer işleminin performansını doğrudan etkilemektedir.

Bu çalışmada kompakt ısı değiştiricilerinde, güneş kolektörlerinde, ısı ve ses yalıtımında, uydularda, hava taşıtlarında, yüksek hızlı trenlerde, katalitik yakıcılarda ve kompozit malzeme yapımında kullanılan metalik balpeteği yapıların ısı transferi ve akım karakteristiklerini belirlemeye yönelik deneysel bir çalışma yapılmıştır. Tasarım parametreleri ve değerleri, kanat yüksekliği (H) için 20, 40 ve 60mm, kanat kalınlığı (t) için 6, 10 ve 15mm, akışa paralel yönde kanatlar arası mesafe (S_y) için 20, 30 ve 40mm, karşılama açısı (ϕ) için 0° , 15° ve 30° ve Reynolds sayısı (Re) için 8.000, 16.000 ve 25.000 olarak seçilmiştir. Yanıt Yüzey Metodu (YYM) yardımıyla Nusselt sayısı, termal direnç ve sürtünme faktörü için matematiksel modeller kurulmuş, termal direnç ve sürtünme faktörünü minimum yapacak tasarım değişkenlerini belirlemek için çok amaçlı optimizasyon yapılmıştır.

Deneyler neticesinde metalik bal peteğinden imal edilmiş test elemanlarının ısı transferini iyileştirmede kayda değer bir etki sağladığı gözlemlenmiştir. Termal dirence ve projeksiyon alanı esas alınarak hesaplanan Nusselt sayısına (Nu_p) en etkili parametrenin Reynolds sayısı (Re), toplam alan esas alınarak hesaplanan Nusselt sayısına (Nu_t) ve sürtünme faktörü üzerine en etkili parametrenin ise elemanlarının yüksekliği (H) olduğu belirlenmiştir. Çok amaçlı optimizasyondan elde edilen sonuçlar liste halinde verilerek hangi çözümün seçileceğinin belirlenmesi karar vericinin inisiyatifine bırakılmıştır.

2010, 91 sayfa

Anahtar Kelimeler: ısı transferinin iyileşmesi, yanıt yüzey yöntemi, elektronik cihazların soğutulması, zorlanmış konveksiyon, pasif teknikler, optimizasyon

ABSTRACT

MS Thesis

HEAT EXCHANGER OPTIMIZATION WITH THE HELPING OF RESPONSE SURFACE METHOD

Abdussamet SUBAŞI

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

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

In Industrial applications, enhancement of heat transfer is a common engineering problem. Cooling of gas turbines blades, nuclear reactors with gas cooling, space shuttles and autos, compact heat exchangers and cooling of electronic devices of our daily lives are the few examples of industrial applications. Transfer process of heat into/from system can be enhanced by using fins that have different geometrical shape and arrangement.

In this study, experimental study has been done in order to determine flow and heat transfer characteristics of metallic honeycombs structures that are used in compact heat exchangers, solar collectors, heat and sound insulation, satellites, aircrafts, high speed trains, catalytic burners and manufacture of composite materials. Design parameters and values have been selected for fins height (H) 20, 40 and 60mm, for fin thickness (t) 6, 10 and 15mm for distance between fins (S_y) 20, 30, 40mm, for angle (ϕ) 0° , 15° and 30° and for Reynolds number (Re) 8.000, 16.000 and 25.000. With the help of response Surface Methods (RSM), mathematical models have been established for Nusselt number, thermal resistance and friction factor. Also for determination of design parameters that can make minimum thermal resistance and friction factor, multiobjective optimization has been done.

As a result of experiments, metallic honeycomb test components have significant effect on enhancement of heat transfer. The most effective parameter for the Nusselt number (Nu_p) calculated based on projection area and thermal resistance (R_{th}) is determined as Reynold number (Re). For the Nusselt number (Nu_t) calculated based on total area and friction factor, the most effective parameter is determined as component height (H). Results from Response Surface Methods have been given as a list for allow decision maker to select the solution.

2010, 91 pages

Keywords: heat transfer enhancement, response surface method, electronics cooling, forced convection, passive techniques, optimization

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam süresince bilgisinden ve deneysel tecrübelerinden yararlandığım değerli tez danışmanım Sayın Doç.Dr.Bayram ŞAHİN'e, deney sistemim imalatı aşamasında benim için oldukça fazla zaman harcayan Sayın Yrd.Doç.Dr.Şendoğan KARAGÖZ'e, deney tasarımı ve optimizasyon konularında engin bilgisinden yararlandığım Sayın Doç.Dr.İrfan KAYMAZ'a ve test elemanlarının temin edilmesinde yardımlarını esirgemeyen Sayın Yrd.Doç.Dr.Gürkan ŞAKAR'a teşekkürlerimi sunarım.

Yine çalışmalarım boyunca her zaman yanımda olan değerli arkadaşlarım Sayın Arş.Gör.İlyas HACISALİHOĞLU, Sayın Arş.Gör.Uğur ÇAKIR, Sayın Öğr.Gör. Altuğ KARABEY, Sayın Tarih Öğrt. Mustafa Nuri AKBAŞ, Sayın Makina Müh. Sedat SARITAŞ, Sayın Makina Müh. Halim KOVACI, Sayın İnşaat Müh. Tanju SARITAŞ ve emeği geçen herkese çok teşekkür ederim.

Ayrıca hayatımın her döneminde, her konuda sınırsız manevi destekleri ile yanımda olduklarını hissettiren ve bu destekle başarılarımı temellendiren sevgili aileme şükranlarımı sunarım.

Abdussamet SUBAŞI

Temmuz 2010

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER	14
2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları.....	14
2.1.1. İletim ile Isı Geçişi	14
2.1.2. Taşınım ile Isı Geçişi	15
2.1.2.1. Sınır tabakanın önemi.....	16
2.1.2.2. Hidrodinamik sınır tabaka	17
2.1.2.3. Isıl sınır tabaka.....	17
2.1.3. Işınım ile Isı Transferi	18
2.2. Isı Transferinin İyileşmesi	19
3. MATERYAL ve YÖNTEM	22
3.1. Deney Düzenneği	22
3.2. Test Bölgesi	24
3.3. Test Elemanları.....	27
3.4. Termoelemanlar ve Veri Toplama Sistemi.....	30
3.5. Deneylerinin Yapılışı.....	37
3.6. Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY) ve Optimizasyon	38
3.6.1. Optimizasyon.....	42
3.7. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması.....	43
3.8. Deneysel Belirsizlikler	48
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	50
4.1. Boş Kanal Deney Sonuçları.....	50
4.2. Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY) ile Matematiksel Modelleme.....	52

4.3. Isı Geçişi ve Sürtünme Karakteristikleri	69
4.4. Optimizasyon.....	78
5. SONUÇ	86
KAYNAKLAR	89
EKLER.....	92
EK 1.....	92
EK 2.....	106
ÖZGEÇMİş	113

SİMGELER DİZİNİ

A	Alan (m^2)
c_p	Havanın Sabit basınçtaki Özgöl Isısı ($J/kg^{\circ}C$)
D_h	Kanal Hidroilk Çapı (m)
f	Toplam Sürtünme Katsayısı
F	Şekil Faktörü
h	Isı Taşınım Katsayısı ($W/m^2^{\circ}C$)
H	Kanat Yüksekliği (mm)
I	Sisteme Verilen Akım (A)
k	Isı İletim Katsayısı ($W/m^{\circ}C$)
L	Levhanın uzunluğu (m)
L_t	Test Bölgesinin Uzunluğu (m)
$\dot{m}$	Kütleli Debi (kg/s)
Nu	Nusselt Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
ΔP	Basınç Düşümü (Pa)
q	Birim Uzunluk Başına Isı Transferi Miktarı (W/m)
Q	Isı Miktarı (W)
R	Direnç (Ω)
R_{th}	Termal Direnç ($^{\circ}C/W$)
Re	Reynolds Sayısı
S_y	Kanatlar Arası Mesafe (mm)
t	Kanat Kalınlığı (mm)
T_g	Giriş Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{\check{c}}$	Çıkış Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_m	Ortalama Akışkan Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_y	Test Elemanı Yüzey Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
V	Sisteme Verilen Gerilim (Volt)
W	Levhanın Genişliği (m)
U	Kanal İçindeki Kesit Ortalama Hızı (m/s)
μ	Akışkanın Dinamik Viskozitesi (kg/ms)

ρ	Akışkanın Yoğunluğu (kg/m ³)
ν	Akışkanın Kinematik Viskozitesi (m ² /s)
ϕ	Karşılama Açısı (°)

Alt İndisler:

çık	çıkış
gir	giriş
h	hidrodinamik
kay	kayıp
konv	konveksiyon
opt	optimum
ort	ortalama
p	projeksiyon alanı
rad	radyasyon
s	yüzey
t	toplam alan
top	toplam
y	yüzey

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. İçten soğutmalı modern bir türbin kanadının kesidi	3
Şekil 1.2. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden temel faktörler.	5
Şekil 1.3. Elektronik cihazların soğutulmasında kullanılan bazı ısı alıcı tipleri.....	6
Şekil 2.1. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi	16
Şekil 2.2. Dairesel bir boruda hidrodinamik sınır tabakanın gelişimi.....	17
Şekil 2.3. Dairesel bir boruda ısı sınır tabakanın gelişimi	18
Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik görünümü.....	23
Şekil 3.2. Deney sisteminin görünüşü.....	24
Şekil 3.3. Isıtma ünitesinin şematik gösterimi	25
Şekil 3.4. Wattmetre (Güç Analizörü)	26
Şekil 3.5. Varyak.....	27
Şekil 3.6. Çalışmada incelenen parametreler	29
Şekil 3.7. Test elemanlarının bir kısmının görünüşü	30
Şekil 3.8. Termoelemanların ve basınç tapalarının yerleşimi	31
Şekil 3.9. Kaynak işlemi için termoelemanların hazırlanışı	32
Şekil 3.10. Termoelemanların kalibrasyon eğrileri ve denklemleri.....	31
Şekil 3.11. Advantec PCLD-HG 818 DAQ kartı.....	34
Şekil 3.12. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı.....	36
Şekil 3.13. Testo 400 Anemometre.....	37
Şekil 3.14. KIMO CP 100 diferansiyel basınç transduseri	37
Şekil 3.15. Merkezi kompozit tasarımın (MKT) kısımları	40
Şekil 3.16. Değişik hızlarda elde edilen hız profilleri.....	46
Şekil 4.1. Boş kanalın Nusselt sayısının korelasyon grafiği	50
Şekil 4.2. Boş kanalın Nusselt sayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması.	51
Şekil 4.3. Termal direnç (R_{th}) için deneysel sonuçlar ile oluşturulan matematiksel modelden elde edilen sonuçların karşılaştırılması	57
Şekil 4.4. Nusselt sayısı (Nu_p) için deneysel sonuçlar ile oluşturulan matematiksel modelden elde edilen sonuçların karşılaştırılması	59

Şekil 4.5. Nusselt sayısı (Nu_t) için deneysel sonuçlar ile oluşturulan matematiksel modelden elde edilen sonuçların karşılaştırılması	61
Şekil 4.6. Sürtünme faktörü (f) için deneysel sonuçlar ile oluşturulan matematiksel modelden elde edilen sonuçların karşılaştırılması	63
Şekil 4.7. Parametrelerin termal direnç (R_{th}) üzerine katkı yüzdeleri.....	66
Şekil 4.8. Parametrelerin Nusselt sayısı (Nu_p) üzerine katkı yüzdeleri	66
Şekil 4.9. Parametrelerin Nusselt sayısı (Nu_t) üzerine katkı yüzdeleri.....	67
Şekil 4.10. Parametrelerin sürtünme faktörü (f) üzerine katkı yüzdeleri	67
Şekil 4.11. $t=15\text{mm}$, $\phi=0^\circ$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı kanat yüksekliklerinde (H) termal direncin (R_{th}) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	69
Şekil 4.12. $H=60\text{mm}$, $\phi=30^\circ$ ve $S_y=40\text{mm}$ için farklı kanat kalınlıklarında (t) termal direncin (R_{th}) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	69
Şekil 4.13. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $\phi=0^\circ$ için farklı aralıklarda (S_y) termal direncin (R_{th}) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	70
Şekil 4.14. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı karşılama açılarında (ϕ) termal direncin (R_{th}) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi	70
Şekil 4.15. $t=15\text{mm}$, $\phi=0^\circ$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı kanat yüksekliklerinde (H) Nusselt sayısının (Nu_p) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi	71
Şekil 4.16. $H=60\text{mm}$, $\phi=30^\circ$ ve $S_y=40\text{mm}$ için farklı kanat kalınlıklarında (t) Nusselt sayısının (Nu_p) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi	71
Şekil 4.17. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $\phi=0^\circ$ için farklı aralıklarda (S_y) Nusselt sayısının (Nu_p) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi	72
Şekil 4.18. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı karşılama açılarında (ϕ) Nusselt sayısının (Nu_p) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi	72
Şekil 4.19. $t=15\text{mm}$, $\phi=30^\circ$ ve $S_y=40\text{mm}$ için farklı kanat yüksekliklerinde (H) Nusselt sayısının (Nu_t) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	73
Şekil 4.20. $H=60\text{mm}$, $\phi=30^\circ$ ve $S_y=40\text{mm}$ için farklı kanat kalınlıklarında (t) Nusselt sayısının (Nu_t) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	73
Şekil 4.21. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $\phi=0^\circ$ için farklı aralıklarda (S_y) Nusselt sayısının (Nu_t) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	74
Şekil 4.22. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $S_y=40\text{mm}$ için farklı karşılama açılarında (ϕ) Nusselt sayısının (Nu_t) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	74

Şekil 4.23. $t=10\text{mm}$, $\phi=0^\circ$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı kanat yüksekliklerinde (H) sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	75
Şekil 4.24. $H=60\text{mm}$, $\phi=15^\circ$ ve $S_y=30\text{mm}$ için farklı kanat kalınlıklarında (t) sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	75
Şekil 4.25. $H=60\text{mm}$, $t=15\text{mm}$ ve $\phi=15^\circ$ için farklı aralıklarda (S_y) sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	76
Şekil 4.26. $H=40\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı karşılama açılarında (ϕ) sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi.....	76
Şekil 4.27. İki amaç fonksiyonlu optimizasyon probleminin pareto yüzeyi gösterimi	79
Şekil 4.28. Pareto yüzeyi.....	82
Şekil 4.29. Nusselt sayısı (Nu_p) için optimizasyon sonuçlarının boş kanal korelasyonu ve literatürle karşılaştırılması.....	83
Şekil 4.30. Sürtünme faktörü (f) için optimizasyon sonuçlarının literatürle karşılaştırılması.....	84
Şekil 4.31. Farklı optimumla içim termal direncin (R_{th}) aldığı değerler.....	84

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin sınıflandırılması	20
Çizelge 2.2. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin diğer bir tür sınıflandırılması	21
Çizelge 3.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri	29
Çizelge 3.2. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler	49
Çizelge 3.3. Hesaplanan belirsizlik değerleri.....	49
Çizelge 4.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri	52
Çizelge 4.2. Deney planı	53
Çizelge 4.3. Hesaplanan karakteristik büyüklükler.....	54
Çizelge 4.4. Termal direnç (R_{th}) için ANOVA tablosu.....	56
Çizelge 4.5. Nusselt sayısı (Nu_p) için ANOVA tablosu.....	58
Çizelge 4.6. Nusselt sayısı (Nu_t) için ANOVA tablosu	60
Çizelge 4.7. Sürtünme faktörü (f) için ANOVA tablosu	62
Çizelge 4.8. İstatistiksel analiz sonuçları (özet tablo).....	64
Çizelge 4.9. Termal direnç (R_{th}) için doğrulama deneyleri sonuçları.....	64
Çizelge 4.10. Nusselt sayısı (Nu_p) için doğrulama deneyleri sonuçları.....	64
Çizelge 4.11. Nusselt sayısı (Nu_t) için doğrulama deneyleri sonuçları	65
Çizelge 4.12. Sürtünme faktörü (f) için doğrulama deneyleri sonuçları.....	65
Çizelge 4.13. Çözüm kümesi ve amaç fonksiyonlarının aldığı değerler.....	81

1. GİRİŞ

Günümüzde teknolojinin hızlı bir şekilde gelişmesi, bir ürün daha piyasaya sürülmeden daha geniş bir donanıma sahip başka bir ürünün geliştirilmesi, dünya nüfusunun giderek artması ve daha konforlu yaşam talebine bağlı sanayileşme beraberinde enerji tüketiminin baş döndürücü bir hızla artmasına yol açmıştır.

Fosil kökenli enerji kaynaklarının sınırlı olması ve dünyanın enerji tüketiminin büyük bir kısmına cevap vermesine bağlı olarak hızlı bir şekilde tükenmesi, enerjinin; üretim, iletim, dağıtım ve kullanımının verimli ve ekonomik bir biçimde gerçekleştirilmesini zorunlu kılmaktadır.

Buna bağlı olarak, son yıllarda bilim insanları konvansiyonel enerji kaynaklarının daha etkili ve verimli kullanılması ve alternatif enerji kaynakları arayışı konularında çalışmalara yoğunlaşmıştır. Hatta enerjinin daha etkili ve verimli bir şekilde kullanılmasına bugün için alternatif bir enerji kaynağı olarak bakılmaktadır.

Bir enerji şekli olan ısınnın da eldesi ve kullanımdaki verimliliği yanında, farklı sıcaklıklardaki ortamlar arasında en ekonomik biçimde transfer edilmesi gerekmektedir.

Endüstriyel uygulamalarda ısı transferinin artırılması sıkça karşılaşılan ve sürekli geliştirilme ihtiyacı duyulan bir mühendislik problemidir. Gaz türbini kanatlarının soğutulması, gaz soğutmalı nükleer reaktörler, uzay ve otomotiv araçları, kompakt ısı değiştiriciler ve son yıllarda tartışmasız hayatımızın vazgeçilmez bir parçası haline gelen elektronik cihazların soğutulması endüstriyel uygulamalara verilecek örneklerden sadece bir kaçıdır.

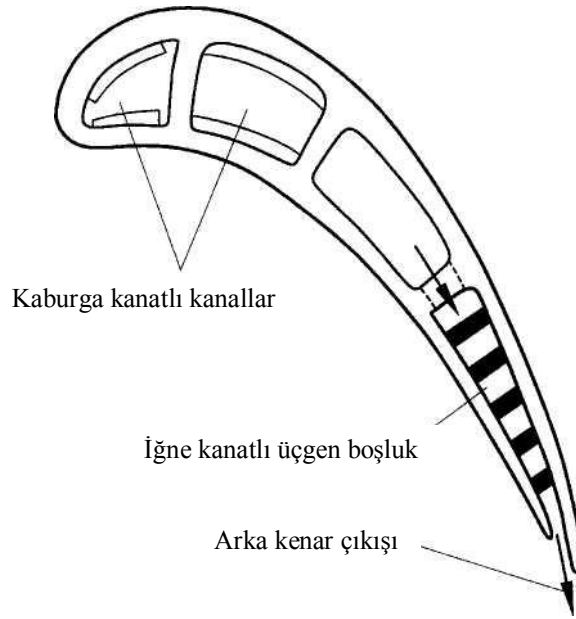
Günümüzde kullandığımız enerjinin ciddi bir miktarını üreten ve havacılıkta kullanılan gaz türbinlerinin veriminin artırılması çalışmaları hızla devam etmektedir. Gaz

türbinlerinde termal verimi artırmak için, türbin girişindeki gaz sıcaklığının mümkün olduğunca yüksek olması istenir. Ancak, türbin giriş sıcaklığı kullanılan kanat malzemelerine bağlı olarak sınırlanmaktadır. Dayanımı en yüksek uygulanabilir malzeme kullanıldığında bile yüksek sıcaklıklarda hareketli ve sabit kanatlar üzerinde deformasyonlar ve hasarlar görülebilir. Dolayısıyla, bu yüksek sıcaklığa dayanabilen kanat malzemesi bulunmalıdır. Kanat malzemesinin geliştirilmesi ve kanatlarda değişik malzemelerden üretilmiş parçaların kompozisyonunun denenmesi uzun süre alan maliyeti yüksek bir yoldur. Kanat malzemesi üzerinde pahalı araştırmalar ve üretim yöntemleri yerine kanadın bir akışkan yardımıyla soğutulması kolay ve ucuz bir yöntemdir. Bu yüzden gaz türbini kanatlarında hem malzeme teknolojisindeki gelişmeler hem de sıcak gazların oluşturduğu yüksek ısı akısından ve termal gerilimlerden zarar görmemeleri için ısının etkili bir şekilde kanatlardan uzaklaştırılması için soğutma yöntemlerinin birlikte kullanılması tercih edilmelidir. Bu sebepten türbin kanatlarının soğutulması oldukça önemlidir.

Türbin kanatlarını soğutma teknikleri kabaca soğutma için kullandıkları akışkana göre sıvı soğutma teknikleri ve gaz soğutma teknikleri olarak iki gruba ayrılır. Sıvılar yüksek özgül ısı kapasiteleri, ısı iletim kabiliyetleri ve büyük yoğunluklarından dolayı endüstriyel uygulamalarda daha fazla tercih edilmektedir. Bununla birlikte, suyu depolamak için gerekli hacim kısıtlamaları, sızıntı ve korozyona bağlı sebepler ve özellikle de havacılık endüstrisinde sıkıştırılmış havanın hali hazırda mevcut bulunması ve suyun getirmiş olduğu ağırlık problemi havanın kullanımını daha uygun hale getirmektedir (İlyasoğlu 2009; Çakan 2000; Han *et al.* 1991).

Zorlanmış taşınım soğutma, havanın soğutucu ortam olarak bulunduğu değişik soğutma teknikleri arasında kullanılan en eski tekniklerden biridir. Bu teknikte kompresör havası kanat içerisindeki lineer pasajlar veya karışık serpantin içinde dolaşır (Şekil 1.1) ve bu sırada taşınım ısıyı çeker. Soğutma pasajları içerisinde ısının atılması pasaj cidarlarına yerleştirilen kanat, çubuk, iğne (pin) gibi geometrik elemanlar vasıtasıyla iyileştirilebilir. Bu pürüzlülük elemanlarının ısının daha iyi transfer edilmesine etkileri iki türdür.

1. Isı transferi yüzey alanını artırır
2. Vorteksler üreterek yüksek türbülans seviyeleri meydana getirirler (Çakan 2000).



Şekil 1.1. İçten soğutmalı modern bir türbin kanadının kesidi (Şahin 2004)

Diğer yandan sistemde üretilen ısının efektif olarak atılmasının zorunlu olduğu bir başka endüstriyel uygulama elektronik endüstrisidir. Elektronik alanındaki gelişmeler, başta bilgisayarlar olmak üzere hayatımızın tamamını kuşatmış ve neredeyse tamamen bağımlı hale getirmiştir. Elektronik sistemlerin gelişimi, sağlık, haberleşme, savunma, bankacılık ve birçok mühendislik sistemlerinin gelişmesini de olumlu yönde etkilemektedir. Özellikle sağlık, haberleşme, savunma, bankacılık gibi alanlarda kullanılan elektronik elemanların ve bu alanlarda kullanılan sistemlerin güvenilirlikleri, performansları hayatımız açısından önemlidir. Bu nedenle elektronik sistemlerin performanslarının ve güvenilirliklerinin arttırılması çözülmesi gereken önemli bir problem haline gelmektedir (Doğan 2007).

Sistemlerin, uygun tasarımı ve güvenli çalışmasında ısı transferinin oldukça büyük önemi vardır. Birçok sistemin olduğu gibi elektronik sistemlerin de performansını ve güvenli çalışmasını etkileyen önemli parametrelerden biri sistem sıcaklığıdır (Şekil 1.2). Dolayısıyla verimli ve uzun ömürlü işletme şartları için sistemden ısıyı efektif bir biçimde atmak çok önemli bir problemdir (Niceno *et al.* 2002).

Elektrik akımı bir yarı iletkenin veya pasif bir cihaz üzerinden geçtiğinde meydana gelen gücün bir kısmı ısı olarak ortama atılır. Bu fazla ısı, elektronik cihazın zarar görmesine neden olduğu gibi bir yarı iletkenin içerisindeki serbest elektronların hareketlerinin artmasına dolayısıyla sinyal sesindeki yükselmeye neden olur. Elektronik cihazın dizaynı yapılırken termal şartlar dikkate alınmadan ısıya etkin bir şekilde uzaklaştırılmasına müsaade edilmezse, cihazın eklem (junction) sıcaklığı üretici tarafından belirlenen maksimum güvenli işletme sıcaklığını aşacaktır (Remsburg 2001). Cihazın müsaade edilen maksimum sıcaklığı aşması durumunda, yarı iletkenin performansı, ömrü ve güvenilirliği büyük ölçüde düşecektir.

Yarı iletkenleri de içeren tüm malzemelerin ömrü mutlak sıcaklıkla logaritmik olarak değişir ve Arrhenius denklemiyle ifade edilir (Blackwell 2000):

$$L = A(\varepsilon^{b/T} - 1) \quad (1.1)$$

Bu denklemde;

L= Beklenen Ömür

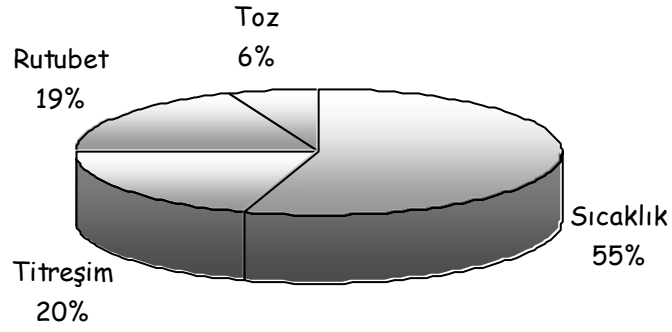
A= Malzeme Sabiti

b= Boltzman sabiti ile ilgili bir sabit

T= Mutlak sıcaklık

ε = Yayma Katsayısı

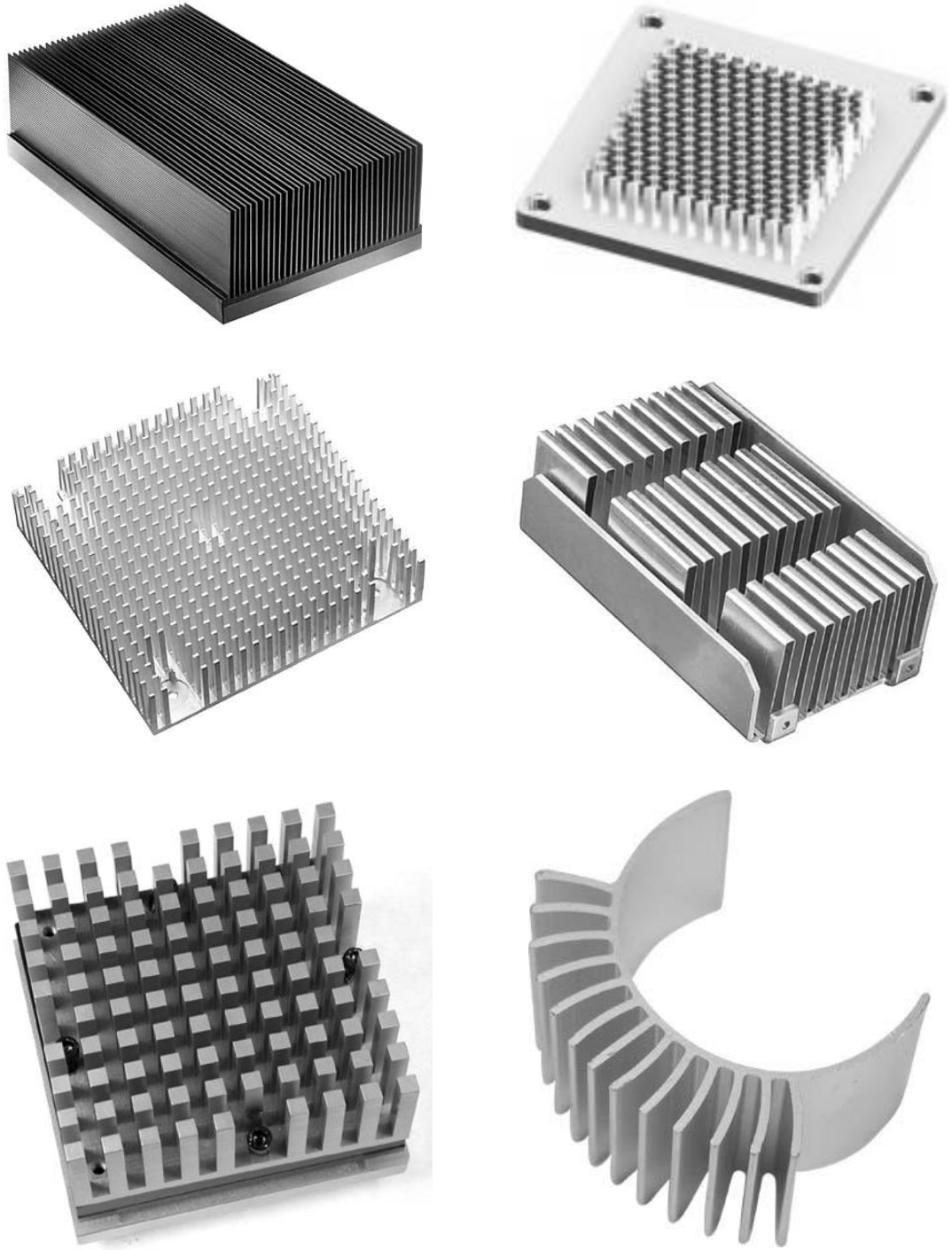
Bu eşitlik bir yarıiletken uygulandığında bulunduğu cihazın ömrü sıcaklıktaki her 20°C artışla yarı yarıya inmektedir (Blackwell 2000). Kristiansen (2001)'in bildirdiğine göre elektronik cihazlarda bozulmaya etki eden faktörlerin başında %55'lik bir etki ile eklem sıcaklığı gelmektedir (Şekil 1.2).



Şekil 1.2. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden temel faktörler

1W güçteki entegre devrelerin ısı akısı $0,3\text{W}/\text{cm}^2$ 'dir ve doğal taşınım ile soğutma yeterlidir. Doğal taşınım ile soğutmayı iyileştirmek için chip üzerinde (on-chip) ısı alıcılar (Şekil 1.3) kullanılmıştır. Doğal taşınım da sistemden uzaklaştırılan ısı miktarının yetersiz olmasıyla bir fan yardımıyla soğutucu havayı ısı alıcı içinden geçirerek soğutma uygulamaya konulmuştur. Bu durumda konvektif ısı transfer katsayısı 10 katına kadar artmaktadır (McGlen *et al.* 2004).

Elektronik endüstrisindeki gelişmeler ve mikroelektronik cihazlardan uzaklaştırılması gereken ısı sürekli artması, yeni ısı uzaklaştırıcı tiplerinin dizaynında son bulmayacak bir rekabeti de beraberinde getirmektedir.



Şekil 1.3. Elektronik cihazların soğutulmasında kullanılan bazı ısı alıcı tipleri

Elektronik, uzay ve havacılık endüstrisinde ortaya çıkan termal problemlerin üstesinden gelmek ve konvansiyonel enerji kaynaklarını daha verimli ve daha ekonomik bir şekilde kullanmak iyi bir ısı mühendisliği ile sağlanabilir. Bunun bir sonucu olarak ısı transferini iyileştirme amacıyla çeşitli araştırmalar yapılmış ve yapılmaya devam edilmektedir. Literatürde kanat dizaynı ile ilgili birçok çalışma mevcuttur. Değişik geometri, diziliş ve tasarımlar yapıldığı bu çalışmalarda birçok öneri ve tasarımlar sunulmuş, bu tasarımların genel korelasyonları verilmiştir. Bu konu ile ilgili literatürde mevcut olan bazı çalışmalardan aşağıda kısaca bahsedilmiştir.

Sara *et al.* (2001a) dikdörtgen bir kanal içerisinde akışa dik ve akışa paralel konfigürasyonlarda dizilmiş olan dikdörtgen kesitli blokların diziliş parametrelerinin ısı transferi iyileşmesine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada $80 \times 160 \text{ mm}^2$ kesit alanına sahip bir kanalda Reynolds sayısı 6670-40000 arasında değişmiş 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. Yine Sara *et al.* (2001b) bir başka çalışmada ortalarından delinmiş dikdörtgen kanatları kullanarak delik çapı, delme açısı ve açıklık oranının ısı transferine ve basınç düşümüne etkilerini incelemişlerdir. 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.

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.

Sara (2003) dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilen kare kesitli kanatlar arasından taşınım ile olan ısı transferini, sürtünme kayıplarını ölçmüş ve performans analizi yapmıştır. Değişik üst boşluk (by-pass) oranlarında ve kanatlar arası mesafede yapılan 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.

Ryu *et al.* (2003) manifold mikro-kanallı bir ısı alıcının termal performansını belirlemek amacıyla üç boyutlu analiz prosedürü geliştirmiş ve ısı alıcı dizaynını optimize etmek için kullanmıştır. Akış ve termal alanlar için yönetici denklemler SIMPLE tip sonlu hacim yöntemi ile çözülmüştür. Verilen sabit bir pompalama gücünde ve belli manifold sayısında 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 derinliğin en kritik parametreler olduğunu iddia etmişlerdir.

Horvat and Catton (2004) bir elektronik yonganın soğutulması için en uygun ısı alıcı geometrisini belirlemek amacıyla kullanılan ısı transferi simülasyonu için bir algoritma geliştirmiştir. 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 yapılmıştır. Yazarlar geliştirilen bu kodun ısı transferi uygulaması olan herhangi bir yerde kullanılabileceğini iddia etmişlerdir.

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

Napson *et al.* (2009) mikro kanal içerisine yerleştirilen ısı alıcıların sabit ısı akısı sınır şartında ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini incelemek amacıyla Reynolds sayısının 200-1000 aralığında ısı akısının da $1,80-5,40\text{kW/m}^2$ aralığında değiştiği deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Farklı mikro kanal geometrilerine sahip ısı alıcı konfigürasyonlarının ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini incelemişlerdir. Mikro kanal ısı alıcı geometrilerinin ısı transferi ve basınç düşümünü iyileştirmede kayda değer bir etkisi olduğu belirtilmiştir.

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 türbülatorleri 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 yapmıştır.

Sahin *et al.* (2005) daralan-genişleyen 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 belirlemişlerdir.

Kobus and Oshio (2005) iğne kanatlı bir ısı alıcının termal performansı ile ilgili hem teorik hem de deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deneysel verileri ve teorik modeli değerlendirerek, kanat çapı, kanat uzunluğu, kanat boşlukları gibi farklı parametrelerin termal direnç üzerine olan etkilerini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, verilen bir kanat boşluğunda, kanatçıklı ısı alıcısının termal performansının zayıf bir fonksiyonu olduğu, kanat uzunluğu arttıkça iyileştiği sonucuna varılmıştır. Ayrıca belirlenen optimum kanat boşluğu 1,8cm olarak kaydedilmiştir.

Sahin and Demir (2007) dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine yerleştirilmiş olan üzerinde delik açılmış kare profilli ısı alıcıların performans istatistiklerini incelemek amacıyla Reynolds sayısının 13500-42000 aralığında, açıklık oranının (C/H) 0, 0,33 ve 1 olarak değiştiği ve akış yönünde kanatlar arası mesafenin kanat kalınlığına oranının (S_y/D) 1,208, 1,524, 1,944 ve 3,417 olarak değiştiği deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. $L_9(3^3)$ ortogonal dizilisi deneysel plan olarak seçilerek Taguchi metodunu kullanarak optimum dizayn parametrelerini ve seviyelerini araştırmışlardır. Sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı için Reynolds sayısı, kanat yüksekliği ve açıklık oranlarına göre performans istatistikleri sonuçlarını grafik halinde sunmuşlardır. Çalışmanın sonucunda delinmiş kare kanatçıkların ısı transferinde bir iyileşme sağladığını belirtmişlerdir.

Şahin ve Kaymaz (2007) delikli ve deliksiz kare kesitli kanatlardan oluşan bir ısı değiştirici için kanatlar arasındaki akış yönündeki mesafe, kanat yükseklikleri ve akış hızını tasarım parametreleri olarak dikkate almış, termal direnci ve basınç düşümünü amaç fonksiyonları olarak seçerek optimizasyon gerçekleştirmişlerdir. Optimizasyon için gerekli olan amaç fonksiyonlarına ait açık formülasyonu yanıt yüzey yöntemi kullanılarak belirlemişlerdir. Çalışma sonunda delikli kanatların deliksiz kanatlara göre her iki hedef açısından da daha avantajlı olduğunu belirtmişlerdir.

Chiang (2007) 80x60x5mm ebatlarındaki levha üzerinde yerleştirilmiş 6063-T5 alüminyum alaşımından imal edilmiş birbirine paralel olarak dizilmiş dikdörtgen geometriye sahip kanatlı ısı alıcıların tasarım parametrelerinin çarpan jet uygulamalarında sabit ısı akısı sınır şartında (40W) termal performans üzerine etkilerini tanımlamak için deney tasarımı tabanlı yanıt yüzey yöntemini kullanmıştır. Tasarım parametreleri olarak kanat yüksekliği, kanat kalınlığı, kanatlar arası mesafe ve fan ile kanatlar arası mesafeyi seçerek her bir parametreyi 3 farklı seviyede incelemiştir. Deney tasarımı yöntemi olarak yanıt yüzey yöntemi ile birlikte sıklıkla kullanılan merkezi kompozit tasarımı kullanmıştır. Termal performans karakteristiği olarak termal direnci ve basınç düşümünü seçerek yanıt yüzey yöntemi vasıtasıyla ikinci dereceden polinomial model elde etmiştir. Elde ettiği matematiksel modellerin doğruluğunu istatistiksel yöntemlerle belirleyerek matematiksel modelde yer alan her bir parametrenin termal performansa olan etkilerini belirlemiştir. Termal direnci ve basınç düşümünü minimum yapacak tasarım değişkenlerini belirlemek için optimizasyon yapmıştır. Çalışmanın sonucunda termal direnç üzerine en etkili parametrenin kanat yüksekliği olduğunu, basınç düşümü üzerine en etkili parametrenin ise kanatlar arası mesafenin olduğunu ve optimizasyon sonucunda termal direnç ve basınç düşümünü minimum yapacak tasarım değişkenlerinin değerlerini kanat yüksekliği için 60mm, kanat kalınlığı için 1,07mm, kanatlar arası mesafe için 3,32mm ve fan ile kanatlar arası mesafe için de 2,03mm olarak belirlemiştir.

Chiang *et al.* (2009) başka bir çalışmada ise önceki çalışmadan farklı olarak silindirik geometriye sahip iğne kanatlı ısı alıcıların tasarım parametrelerinin termal performans üzerine etkilerini araştırmışlardır. Tasarım parametreleri olarak kanat yüksekliği, kanat çapı, kanatlar arası akışa dik ve paralel mesafeyi seçerek her bir parametreyi 3 farklı seviyede incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda termal direnç üzerine en etkili parametrenin kanat yüksekliği olduğunu, basınç düşümü üzerine en etkili parametrenin ise akışa paralel yöndeki kanatlar arası mesafenin olduğunu ve optimizasyon sonucunda termal direnç ve basınç düşümünü minimum yapacak tasarım değişkenlerinin değerlerini kanat yüksekliği için 60mm, kanat çapı için 4,48mm, akışa dik yöndeki

kanatlar arası mesafe için 7,60mm ve akışa paralel yöndeki kanatlar arası mesafe için de 7,97mm olarak belirlemişlerdir.

Wen *et al.* (2007) bir yüzeyi sabit ısı akısı sınır şartında tutulan ve zorlanmış taşınım ile soğutulan ısı iletim katsayıları farklı iki malzemeden yapılmış altı test örneğini kullanarak metalik bal peteği yapıların ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Aynı zamanda, hücre yapısının ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerine olan etkilerini kare, elmas, trapezoidal ve altıgen hücre yapısındaki bal peteklerini kullanılarak incelemişlerdir. Sürtünme faktörü ve ısı transferi oranı için elde edilen deneysel ve teorik sonuçların bir biriyle uyum içerisinde olduğunu belirlemişlerdir. Basınç düşümünün yüzey alanı ve hücre yapısına, ısı transferi oranının da yüzey alanı, hücre yapısı, kalınlık/yükseklik oranına ve test elemanlarının yapıldığı malzemelerin ısı iletim katsayısına bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Sonuç olarak; metalik balpeteği yapıların ısı alıcı uygulamalarında kullanılmaya güçlü bir aday olduğunu saptamışlardır.

Literatürde ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili oldukça fazla çalışma vardır. Isı transferi iyileştirme çalışmaları kendi başına bir literatür oluşturmuştur. Bu çalışmada ise literatürde kanatçık olarak kullanımına rastlanmayan; kompakt ısı değiştiricilerinde, güneş kolektörlerinde, ısı ve ses yalıtımında, uydularda, hava taşıtlarında, yüksek hızlı trenlerde, katalitik yakıcılarda ve kompozit malzeme yapımında sıklıkla kullanılan metalik balpeteği yapıların ısı transferi ve akım karakteristikleri belirlenmiştir. Kanat yüksekliği (H), kanat kalınlığı (t), akışa paralel yönde kanatlar arası mesafe (S_y), karşılama açısı (ϕ) ve Reynolds sayısı (Re) tasarım değişkenleri olarak seçilmiştir ve her bir tasarım parametresi 3 farklı seviyede incelenmiştir. Performans istatistiği olarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termal direnç dikkate alınmıştır. Tasarım parametrelerinin Performans istatistiği üzerine olan etkilerini belirleyebilmek ve tasarım parametreleri ile performans istatistiği (sistemin cevabı) arasındaki modelleri kurabilmek için Yanıt Yüzey Metodu (YYM)'nden yararlanılmıştır. Yanıt modellerini oluşturmak için gerekli veriler ise Yüzey Merkezli Kompozit Tasarım (MKT) kullanılarak elde edilmiştir. Kurulan matematiksel modellerin doğruluğu deneysel ve

istatistiksel olarak belirlenmiştir. Varyans analizi sonucunda her bir tasarım parametresinin ve birleşik etkilerin sistemin cevabına olan katkıları belirlenmiştir. Termal direnç ve sürtünme faktörü amaç fonksiyonu olarak seçilerek her iki amaç fonksiyonunu da minimum yapacak tasarım değişkenlerini belirlemek amacıyla normal sınır kesişimi (Normal Boundary Intersection) ile Pareto optimali elde edilerek çok amaçlı optimizasyon yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

Teknolojide ve termal sistemlerde yaşanan hızlı gelişmelere paralel olarak enerji ve malzeme tasarrufu düşünceleri doğrultusunda ısı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir. Son yarım yüzyıldır ısı transferi konusunda yapılan bilimsel araştırmalar mevcut ısı transferi iyileştirme yöntemlerinin sürekli olarak gelişmesine neden olmuştur.

2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları

Enerji, iş yapabilme yeteneği veya çevresine etki bırakan değerler olarak, ısı ise sıcaklık potansiyelinden dolayı ortaya çıkan enerji biçimi olarak tanımlanır.

Termodinamiğin 2. Yasasına göre eğer iki ortam arasında sıcaklık farkı varsa, ısı yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama geçer. Isı geçişi ortam sıcaklıklarındaki farka bağlı olduğu kadar, ortamın ve yüzeylerin özelliklerine de bağlıdır. Bu nedenle, ısı transferi mekanizmasını birbirinden farklı üç temel başlık altında incelemek gerekir. Bunlar;

1. Isı İletimi (Kondüksiyon),
2. Isı Taşınımı (Konveksiyon),
3. Isı Işınımı (Radyasyon),

şeklindedir.

2.1.1. İletim ile ısı transferi

Bir cismin farklı sıcaklık bölgeleri arasında birbirleriyle temas halindeki parçacıklardan (atom veya molekül), yüksek enerji seviyesinde bulunanlardan, düşük enerji seviyesinde bulunanlara doğru geçen enerji iletimle ısı transferi olarak tanımlanır. Isı iletimi Fourier

yasası ile tanımlanır. Sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi Eşitlik 2.1 ile ifade edilir.

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

2.1.2. Taşınım ile ısı transferi

Bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkan farklı sıcaklıklarda ise, aralarında gerçekleşen ısı transferi, taşınım ile ısı transferi olarak tanımlanır.

Taşınım ile ısı transferinde ısı bir yüzeyden hareket halindeki akışkana transfer edildiğinden, ısı transferi işlemi akışkan içerisindeki ısı iletimi mekanizmasına ek olarak enerjinin hareket halindeki akışkan tarafından taşınmasını da içerir. Akışkan hareket etmiyorsa taşınım ile ısı transferi, iletim ile ısı transferi ile aynıdır. Taşınım ile ısı transferinde amaç, yüzeyden hareket halindeki akışkana olan ısı transferi miktarını hesaplamaktır.

Eğer taşınım olayı akışkan içerisindeki sıcaklık değişimlerinin neden olduğu yoğunluk farkından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri ile ilişkili ise buna doğal taşınım denir. Buna karşılık, akış bir fan, pompa veya atmosferik rüzgâr gibi bir dış etki ile oluşuyorsa bu durumda zorlanmış taşınım söz konusudur.

Sıcak bir nesneden hareketli akışkana olan ısı transferi Newton'un Soğuma Yasası olarak bilinen Eşitlik 2.2 ile ifade edilmektedir.

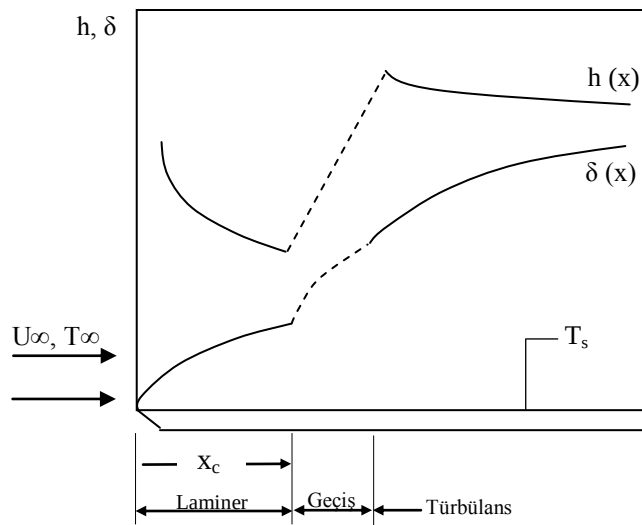
$$q = hA(T_y - T_m) \quad (2.2)$$

Zorlanmış taşınım ile ısı transferi mekanizmasını kavrayabilmek için öncelikle akışkanlar mekaniği ve sınır tabakası teorisindeki bazı kavramların anlaşılması gerekir.

2.1.2.1. Sınır tabakanın önemi

Bir yüzey üzerinde akış olduğu zaman hidrodinamik sınır tabaka gelişir ve taşınım ile ilgili problemlerde önem taşır. Hız sınır tabakası için de hız gradyanları ve kayma gerilmeleri vardır. Akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı olduğunda da ısı sınır tabaka gelişir. Isıl sınır tabaka içinde sıcaklık gradyanı ve ısı aktarımı vardır. Herhangi bir yüzey üzerinde akışın olduğu durumda, bir hız sınır tabakası ve yüzey sürtünmesi her zaman olacaktır. Fakat ısı sınır tabaka dolayısıyla taşınım ile ısı transferi yalnızca yüzey ile serbest akışın sıcaklıkları farklı olduğunda vardır.

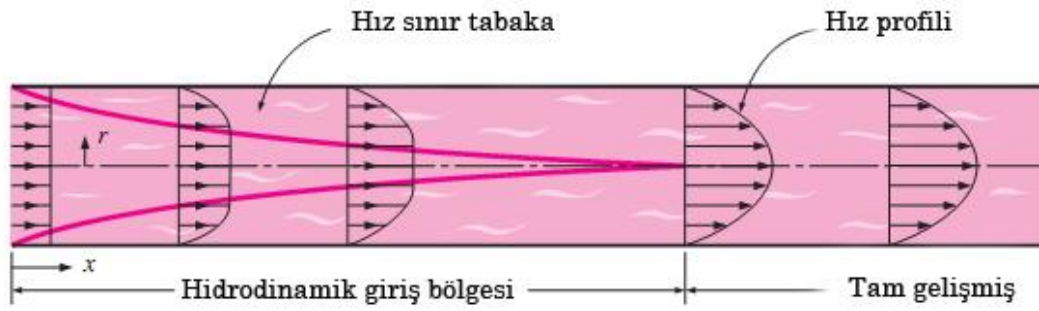
Isı transferi hızını artırma normal olarak ısı transfer katsayısını artırma ile ilgilidir. Örneğin yüzey alanı artırılmış veya işlem görmüş bir yüzey, düz ve pürüzsüz bir yüzeye göre daha yüksek ısı transferi katsayısı verir. Isı taşınım katsayısını arttırmak için genellikle boru veya kanal içinde türbülans artırıcı yollar denenir. Çünkü türbülanslı akışta ısı transferi laminar akışa göre daha iyidir. Sınır tabaka kalınlığı incelidikçe akışkan ile kanal/boru arasındaki ısı transferi daha iyi olmaktadır (Incropera 1996). Sınır tabaka kalınlığı δ ile konvektif ısı transfer katsayısı arasındaki ilişki Şekil 2.1’de görülmektedir.



Şekil 2.1. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi

2.1.2.2. Hidrodinamik sınır tabaka

Şekil 2.2'deki gibi dairesel bir boruya akışkanın üniform hızla girdiği laminar akışı göz önüne alalım. Akışkan yüzeyle kontakt yaptığı zaman, viskoz etkisi devreye girer ve artan x mesafesiyle sınır tabaka gelişir. Bu gelişme viskoz olmayan akışkan bölgesinin daralması ve ekseninde sınır tabaka birleşmesiyle sonuçlanır. Bu birleşmeyi takiben, viskoz etkisi tüm kesit alanı boyunca genişler ve artan hız profili ve artan x mesafesiyle değişmez. Bu andan itibaren akışa “tam gelişmiş”, boru girişinden bu olayın gerçekleştiği yere kadar olan mesafeye “hidrodinamik giriş uzunluğu” denir.



Şekil 2.2. Dairesel bir boruda hidrodinamik sınır tabakanın gelişimi

Laminar akış ($Re \leq 2300$) durumunda hidrodinamik giriş uzunluğu Eşitlik 2.3 ile ifade edilirken, türbülanslı akış durumunda ise Eşitlik 2.4 ile ifade edilir.

$$L_{h,laminar} \cong 0,05 Re \quad (2.3)$$

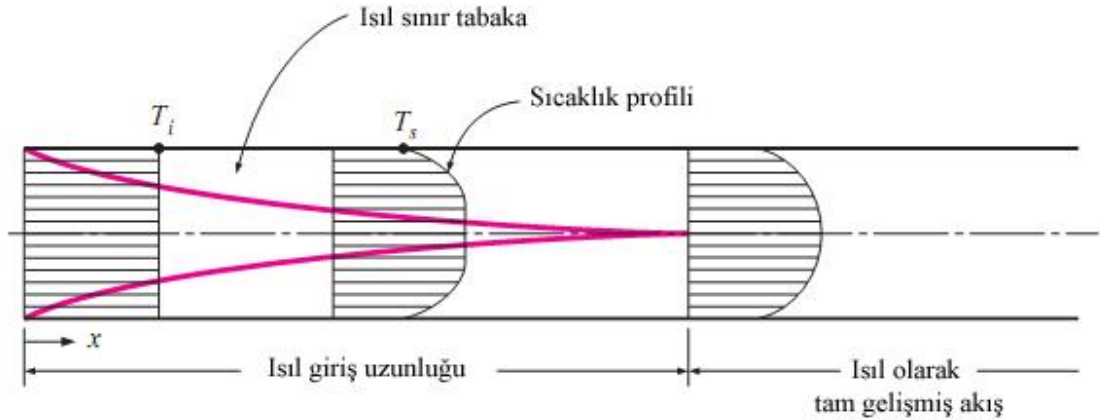
$$L_{h,türbülans} \cong 1,395 Re^{1/4} \quad (2.4)$$

2.1.2.3. Isıl sınır tabaka

Bir akışkan Şekil 2.3'te görülen boruya yüzey sıcaklığından daha düşük sabit bir sıcaklıkta girerse, taşınım ile ısı transferi gerçekleşir ve ısıl sınır tabaka gelişmeye başlar.

Bununla birlikte boru yüzey şartları sabit sıcaklık veya sabit ısı akısı olsun ısıl olarak tam gelişmiş bir duruma ulaşılır. Tam gelişmiş sıcaklık profilinin biçimi, sabit yüzey sıcaklığı veya ısı akısı sınır koşuluna göre değişir. Bununla birlikte her iki yüzey koşulu için, akışkanın sıcaklığı boru boyunca artar. $Pr > 1$ olması durumunda, hidrodinamik sınır tabakanın termal sınır tabakadan çok daha hızlı bir şekilde geliştiği, $Pr < 1$ olması durumunda ise tersinin olacağı görülür.

Boru/kanal girişinde ısıl sınır tabaka kalınlığı sıfır olduğundan $x=0$ 'da taşınım katsayısı çok büyüktür. Ancak ısıl sınır tabaka gelişirken ısı transfer katsayısı (h), tam gelişmiş koşullardaki sabit değerine ulaşana kadar hızla azalır.



Şekil 2.3. Dairesel bir boruda ısıl sınır tabakanın gelişimi

2.1.3. Işınlı ısı transferi

Işınlı ısı transferi sonlu sıcaklıktaki malzeme tarafından yayılan ve elektromanyetik dalgalarla iletilen enerjidir. Enerji iletim ve taşınım 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 ya da nesneler çevrelerindeki radyasyon yayan cisimler tarafından yayılan radyasyonlar için alıcı konumundadır. Bu olay radyasyonun soğurulması olarak bilinir. Bu nedenle

radasyunun etkisinden bahsedilirken aşağıdaki eşitlikte verilen bir yüzey ve çevresi arasındaki net radyasyon ısı değışimi miktarını dikkate almak gerekmektedir.

$$Q = \varepsilon A \sigma (T_y^4 - T_\varsigma^4) \quad (2.5)$$

Endüstriyel uygulamaların birçoğunda ısı transferinin bu üç şekli de mevcuttur bununla birlikte uygulamadaki çalışma şartlarına ve baskın ısı transferi türüne göre biri veya birkaçı ihmal edilebilir.

2.2. Isı Transferinin İyileştirilmesi

Isı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalar genel olarak “pasif”, “aktif” ve “karma” yöntemler olarak sınıflandırılmaktadır. Pasif yöntemler, dış güç kullanılmasını gerektirmeyen yöntemler olarak tanımlanırken aktif yöntemler ise bir dış güç kaynağının kullanılmasını gerektiren yöntemler olarak tanımlanır. Karma yöntemlerde ise aktif veya pasif yöntemlerden iki veya daha fazlası birlikte kullanılmaktadır. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin bu şekilde sınıflandırılması Çizelge 2.1’de özetlenmiştir.

Çizelge 2.1. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin sınıflandırılması

YÖNTEM	KULLANILAN TEKNİKLER
PASİF YÖNTEMLER	İşlem Görmüş Yüzeyler
	Pürüzlü Yüzeyler
	Genişletilmiş Yüzeyler
	Yerleşik İyileştirme Cihazları
	Dönmeli Akış Cihazları
	Yüzey Gerilim Cihazları
	İlave Katkı Maddeleri
AKTİF YÖNTEMLER	Kıvrılmış Tüpler
	Oyuklar ve Kanallar
	Mekanik Yardımcılar
	Yüzey Titreşimi ve Akışkan Titreşimi
	Elektrostatik Alanlar
	Enjeksiyon ve Emme
	Jet çarpması
	Döndürme
KARMA YÖNTEMLER	Kıvrılmış şeritler içeren pürüzlü kanallar
	Pürüzlü yüzeye çarpmalı jetler
	Akustik titreşimli pürüzlü yüzeyler

Isı transferi iyileştirme teknikleri diğer bir sınıflandırmaya göre üç kategoriye ayrılmaktadır. Bunlardan birincisinde, ısı transferi iyileştirmesine ısı değiştiricisinin yüzeyi sebep olur ve bu teknik yüzey teknikleri olarak adlandırılır. İkincisinde iyileştirmeye çalışılan akışkan yol açar ve akışkan tekniği olarak adlandırılır. Üçüncü türde ise, birinci ve ikinci etki birlikte iyileştirme için kullanılır ve bu tekniğe bileşik metot denir. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin bu şekilde sınıflandırılması Çizelge 2.2.'de özetlenmiştir.

Çizelge 2.2. Isı transferi iyileştirme tekniklerinin diğer bir tür sınıflandırılması

METOT	KULLANILAN TEKNİKLER
YÜZEY METOTLARI	Genişletilmiş yüzeyler
	Pürüzlü Yüzeyler
	Dalgalı Yüzeyler
	Delikli Yüzeyler
	Dönmeli Akış Oluşturucular
	Yüzey titreşimi
	Yüzey Döndürülmesi
AKIŞKAN METOTLARI	Akışkan Titreşimi
	Akışkan ilavesi
	Elektrostatik Alanlar
BİLEŞİK METOTLAR	Enjeksiyon
	Emdirme

Yüzey metotları direkt olarak ısı transfer yüzeyini ilgilendiren bazı teknikleri içermekte ve düşük ısı transfer katsayılı bir akışkan ile temas eden yüzey tarafında, sınır tabaka kalınlığını azaltmak ve iyi bir akışkan karışımı sağlamak amacıyla kullanılmaktadırlar.

Akışkan metotları ise ısı değiştirici içindeki akışkan ile ilgili tekniklerdir. Amaç akışkanın ısı transferi özelliklerini artırmaktır.

Bileşik metotlar hem ısı değiştirici yüzeyi hem de akışkan ile ilgili teknikleri içermektedir. Örneğin gözenekli bir yüzeye akışkan enjeksiyonu veya emdirilmesi, akışkan-akış kontrolü ve sınır tabakası kontrolü için kullanılan tekniklerdir.

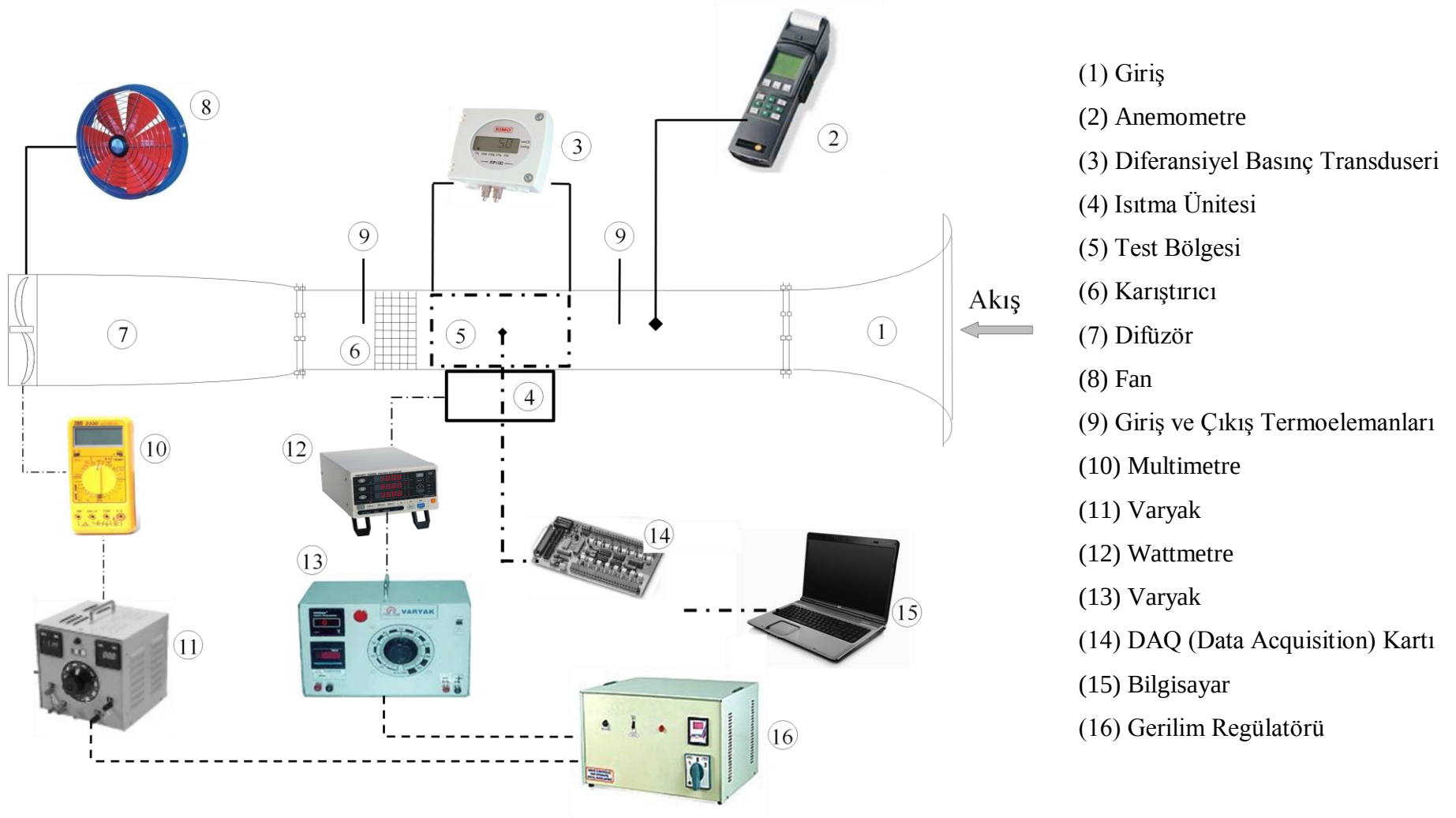
3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada kompakt ısı değıştircilerinde, güneş kolektörlerinde, ısı ve ses yalıtımında, uydularda, hava taşıtlarında, yüksek hızlı trenlerde, katalitik yakıcılarda ve kompozit malzeme yapımında (Yeh *et al.* 2003) kullanılan metalik balpeteğı yapıların ısı transferi ve akım karakteristiklerini belirlemek amacıyla Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliğı Bölümü Enerji Laboratuvarında bulunan, bu çalışma için özel olarak dizayn edilmiş rüzgar tüneli kullanılmıştır. Çeşitli faktörlerin performans karakteristiğı üzerine etkilerini belirleyebilmek ve performans karakteristiğı ile ilgili olan parametreler arasındaki modelleri kurabilmek için Yanıt Yüzey Metodu (YYM)'ndan yararlanılmıştır. Yanıt modellerini oluşturmak için gerekli veriler ise Yüzey Merkezli Kompozit Tasarım (MKT) kullanılarak elde edilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan materyal ve veri elde etme yöntemi detaylı olarak aşağıda sunulmuştur.

3.1. Deney Düzeneğı

Deneysel çalışmalarda kullanılan tünel, giriş bölgesi, gelişme bölgesi, test bölümü ve çıkış kısmından oluşmaktadır. Deney düzeneğinin şematik resmi Şekil 3.1'de fotoğrafı ise Şekil 3.2'de görölmektedir. Tünelin emmeli tip olması sisteme giren akışkanın fan tarafından ısıtılması dolayısıyla havanın soğutma kapasitesinde olası azalmayı engellemiştir.

Kanal 18mm kalınlığında MDF mobilyadan yapılmış olup 112mm genişliğinde ve 60mm yüksekliğindedir. Bu durumda kanalın hidrolik çapı $D_h=78,140\text{mm}$ dir. Hava tünele titiz olarak şekillendirilmiş giriş (effuser) vasıtasıyla girmektedir. Test kısmının giriş ve çıkışlarının alt tarafında statik basınç ölçme prizleri vardır. Basınç prizleri pirinç malzemeden hepsi aynı çapta olacak şekilde torna tezgahında imal edilmiştir. Test kısmından hemen sonra akım karıştıracı bulunmaktadır. Karıştıracıdan sonra difüzör bulunmakta ve difüzörden sonra ise aksel akışlı fan bulunmaktadır.



Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik görünümü

Hava hızı, fanın güç girişine bağlanan bir varyak ile verilen gerilimi değiştirerek kontrol edilmektedir.

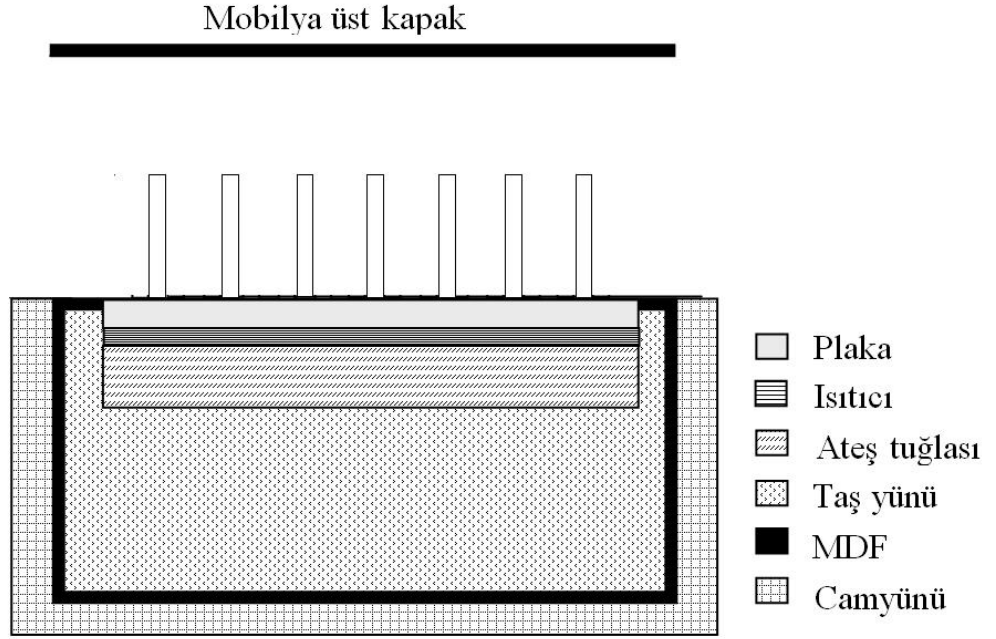


Şekil 3.2. Deney sisteminin görünüşü

3.2. Test Bölgesi

Test bölgesi 112x60mm ebatlarında olup 440mm uzunluğundadır. Test bölgesinden önce 1320mm boşluk bırakılarak akışın hidrodynamic olarak tam gelişmesi sağlanmıştır. Test bölgesinin altına MDF mobilya malzemesinden yapılan kutunun içerisine taban plakanın tam ortasına gelecek şekilde 30mm kalınlığında ateş tuğlası yerleştirilmiş üniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek için ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanala 1000W gücünde 220V şehir şebekesi ile beslenen 85x210mm ebatlarında ısıtıcı yerleştirilmiştir.

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. Isıtma ünitesinin şematik gösterimi Şekil 3.3’de görülmektedir.



Şekil 3.3. Isıtma ünitesinin şematik gösterimi

Ayrıca, kanalın tamamı dışarıdan plaka tipi cam yünü yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır. Isıtıcıyı besleyen güç girişi Hioki 3333 marka wattmetre (Şekil 3.4) ile kontrol edilebilir bir varyak (Şekil 3.5) aracılığıyla sağlanmıştır. Sabit ısı akısı termal sınır şartını sağlamak için sisteme sabit güç verilmiştir. Deneylerde kullanılan wattmetre ve varyanın teknik özellikleri aşağıdaki gibidir:

Varyanın teknik özellikleri :

Giriş Gerilimi : 0-250V AC 50 Hz

Çıkış Gerilimi : 0-220V

Gücü : 11250VA (250V 45A)

Wattmetrenin teknik özellikleri :

- True rms ölçüm sistemi
- AC akım, gerilim ölçümleri
- Aktif güç, görünür güç power faktör ölçümleri
- Frekans ölçümleri (5kHz)
- D/A çıkışı
- Kademe dışına çıkınca uyarı verebilme
- Ortalama ölçüm değerinin ölçülmesi
- RS-232 bilgisayara bağlantı arabirimi
- Akım, gerilim ve gücün aynı anda ekranda gösterilmesi
- Dış etkenlerle cihaz kapanmaması için tuş kilidi
- Yüksek hassasiyetli ölçüm ($\pm 0.1\%$ rdg $+0.1\%$)
- Opsiyonel printer ile ölçülen değerlerin yazdırılması
- 300V rms yada 425V peak gerilimine kadar gerilim ölçümü
- 30A'e kadar akım ölçümü
- Akım trafosu eki ile yüksek akımlarda ölçebilme
- Gerilim trafosu ile yüksek gerilimlerde ölçebilme



Şekil 3.4. Wattmetre (Güç Analizörü)



Şekil 3.5. Varyak

Ayrıca, şehir şebekesindeki dalgalanmaların etkisini azaltmak için sisteme voltaj düzenleyici bağlanmıştır.

Test bölgesinin sonuna akışı karıştırıcı engeller konmuş ve çıkış sıcaklıkları bu karıştırıcıdan sonra kanal kesiti ile aynı yükseklikte içlerine yağ doldurulmuş 6mm çaplı iki adet bakır boru içerisine yerleştirilen 2 termoeleman ile okumuştur.

3.3. Test Elemanları

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 ebatının küçük olduğu uygulamalarda bakır en avantajlı malzeme olarak gözükmemektedir. Bununla birlikte alüminyum ile karşılaştırıldığında oldukça pahalı olması ve fiyatının sürekli değişmesi/dalgalanması, alüminyumdan yaklaşık olarak 3 kat daha ağır olması ve homojen olmayan bir malzeme olması nedeniyle işlenebilirliğinin daha zor olması bakırın ilk anda sayılabilecek dezavantajlarıdır. Birçok durumda, yukarıda sayılan termal avantajlarının dezavantajlarına ağır basmaması

nedeniyle elektronik cihazlar için soğutucu üreten firmalar için alüminyum en yaygın ve uygun malzemedir (R-Theta 1998). Bu nedenle taban plaka (Al 1050) ve test elemanları alüminyum (Al 3000) malzeme olarak seçildi.

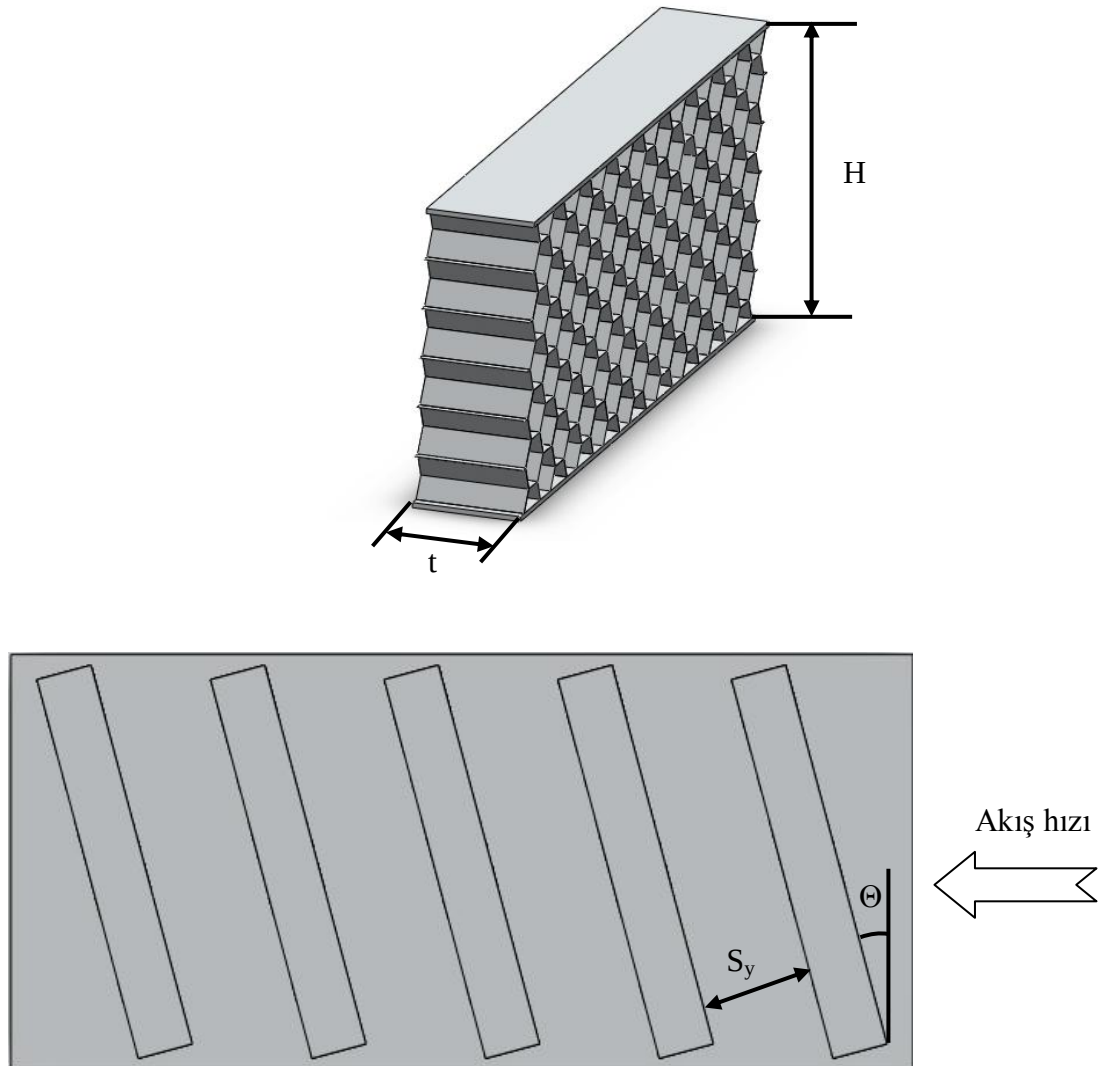
6mm kalınlığındaki taban plaka hassas olarak işlendi ve özellikle ışınlama ısı transferi değerini çok küçük seviyelerde tutmak ve yüzey pürüzlülüğünün taşınımına olan etkisini ortadan kaldırmak için çok ince zımpara ile parlatıldı.

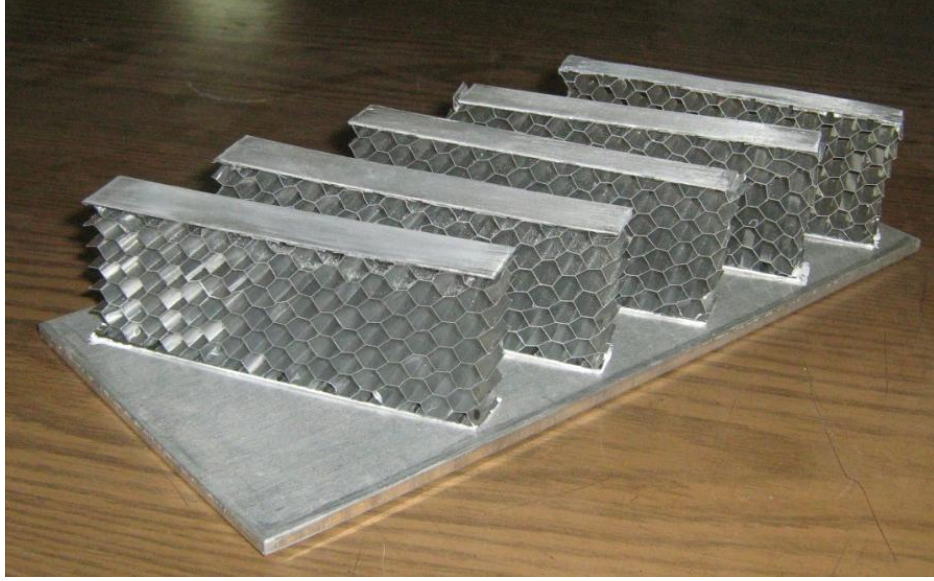
Test elemanı (kanatçık) olarak endüstride geniş kullanım alanına sahip 0,05mm et kalınlığında Al 3000 serisinden imal edilmiş altıgen bal peteği yapılar kullanıldı. Bal peteği yapılar deney planında verilen boyutlarda kesilerek (taban plakaya tam temas etmesi ve daha rijit bir yapı oluşturmak için) alt ve üst yüzeylerine her bir elemanın kalınlığına ve boyuna göre kesilen 0,7mm kalınlığında Al 3000 serisi şeritler ısı iletim katsayısı yüksek bir yapıştırıcı ile yapıştırıldı. Yine yüzey pürüzlülüğünün prosese olan etkilerini ortadan kaldırmak için alt ve üst yüzeylere yapıştırılan alüminyum şeritler de ince zımpara ile parlatıldı. Bal peteği yapılar taban plaka üzerine deney planında verilen konfigürasyonlara göre yerleştirilmeden önce taban plaka ile temas eden yüzeylere ısı iletim bileşiği sürüldü (Şekil 3.7).

Pasif tekniklerle ısı geçişini iyileştirme işlemlerinde özellikle ısı geçiş elemanı olarak kullanılan yüzeyin geometrik özellikleri ve akış şartları işlemin performansını etkileyen parametrelerdir. Yapılan literatür araştırmasında özellikle kanatlı yüzeylerde kanat yüksekliğinin, kanat kalınlığının, kanadın akışkanı karşılama açısının ve kanatların birbirlerine göre diziliş şeklinin akışı ve akışın yapısal özelliklerini etkileyen temel parametreler olduğu görülmüştür. Buna göre bu çalışmada ısı geçişi ve sürtünme karakteristiklerini etkileyebilecek olduğu düşünülerek seçilen kontrol edilebilir parametreler ve bu parametrelerin deneylerde incelenen değerleri Çizelge 3.1’de (Şekil 3.6) verilmiştir.

Çizelge 3.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri

Dizayn Değişkenleri			Seviyeler		
			-1	0	+1
X_1	Yükseklik	H [mm]	20	40	60
X_2	Kalınlık	t [mm]	6	10	15
X_3	Y yönü aralık	S_y [mm]	20	30	40
X_4	Açı	Θ [Derece]	0	15	30
X_5	Reynolds Sayısı	Re [Birimsiz]	8.000	16.000	25.000

**Şekil 3.6.** Çalışmada incelenen parametreler



Şekil 3.7. Test elemanlarının bir kısmının görünüşü

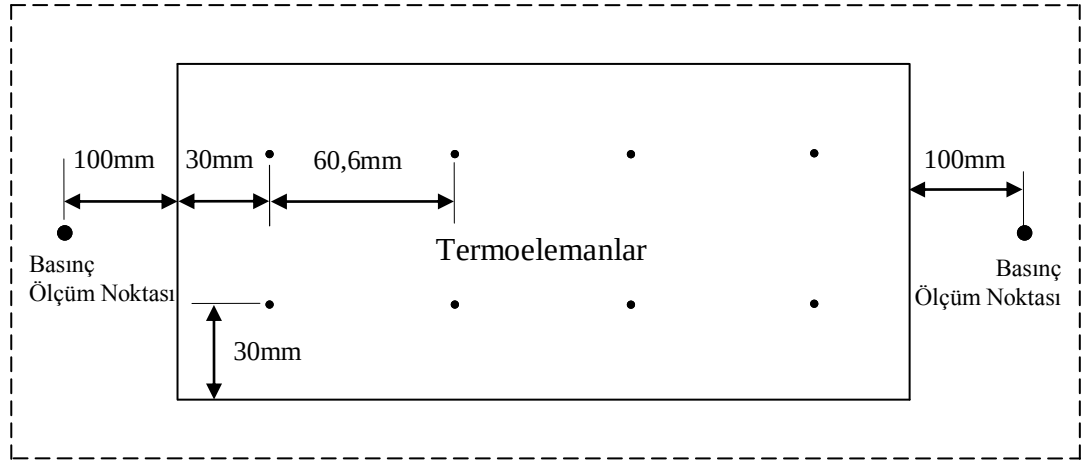
3.4. Termoelemanlar ve Veri Toplama Sistemi

Benzer çalışmalar incelendiğinde yüzey sıcaklıklarının belirlenmesinde; termoeleman kullanımı, sıvı kristal tekniği, kütle transferi analojisi ile naftalin süblimasyon teknikleri literatürde en fazla tercih edilen tekniklerdir (Şahin 2004).

Bu çalışmada da teorisi Seebach'ın 1821'deki keşfine dayanan, proses sanayinde sıcaklıkların ölçülmesi ve kontrol edilmesinde sıklıkla kullanılan ve çalışma şartlarımıza en uygun olan termoelemanlar tercih edilmiştir.

Piyasada özelliklerine göre birden çok termoeleman çeşidi bulunmaktadır. Çalışma şartlarımız ve sıcaklık ölçme aralığımız dikkate alınarak 0,25mm iç çapında, 0,75mm dış çapında yanmaya, kimyasallara ve aşınmaya karşı dirençli, fiberglas örgülü T tipi (Bakır - Constantan) termoelemanların (Cole-Parmer) kullanımına karar verilmiştir.

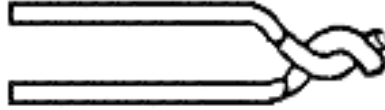
Levhanın yüzey sıcaklığını belirlemek için yüzeye yayılmış 8 adet, havanın test bölgesine giriş sıcaklığını belirlemek için test bölgesinin hemen girişine yerleştirilmiş ve içlerine yağ doldurulmuş olan bakır boruların içerisine sabitlenen 1 adet, havanın test bölgesinden çıkış sıcaklığını belirlemek için test bölgesinin hemen çıkışına yerleştirilmiş ve içlerine yağ doldurulmuş olan bakır boruların içerisine sabitlenen 2 adet ve ortam sıcaklığını belirlemek için 1 adet olmak üzere toplam 12 adet termoeleman kullanılmıştır. Termoelemanların yerleşimleri Şekil 3.8'de görülmektedir.



Şekil 3.8. Termoelemanların ve basınç tapalarının yerleşimi

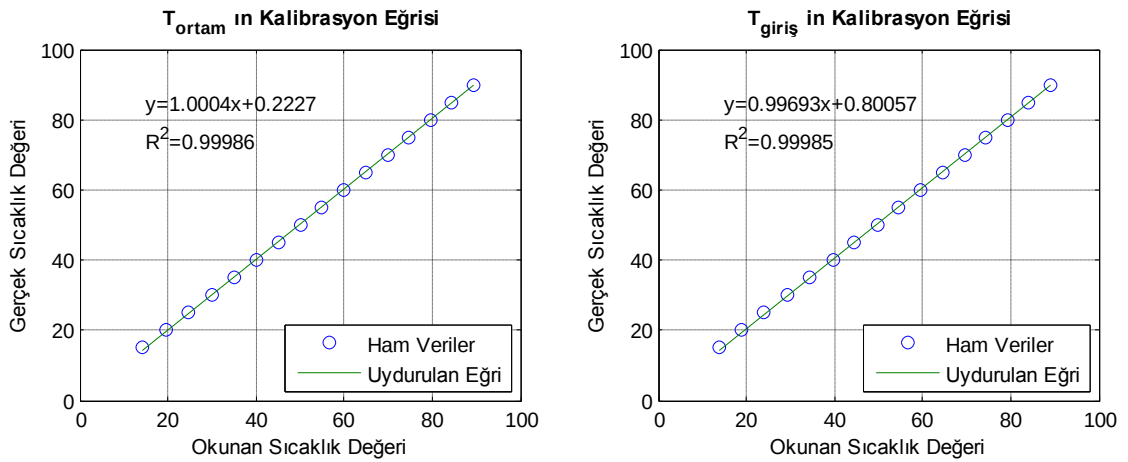
Termoelemanların çalışma prensibi gereği iki ucunun omik olarak birleştirilmesi gerekmektedir. İki ucun birleştirilmesi işlemi telin termoelektrik özelliklerine zarar

vermeden uçlarının kaynak edilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Termoelemanların kaynak işlemine hazırlanışı Şekil 3.9’da görülmektedir.

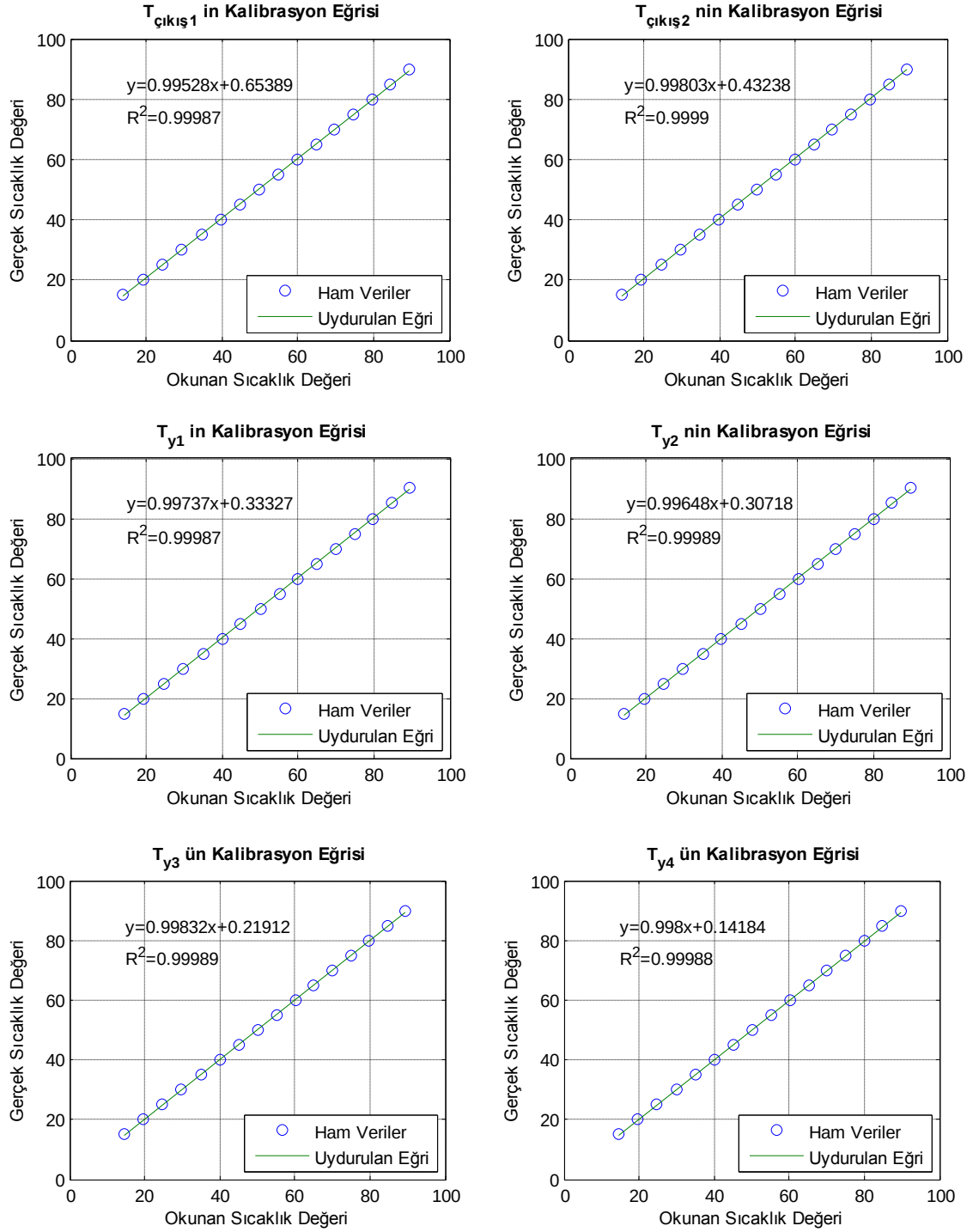


Şekil 3.9. Kaynak işlemi için termoelemanların hazırlanışı

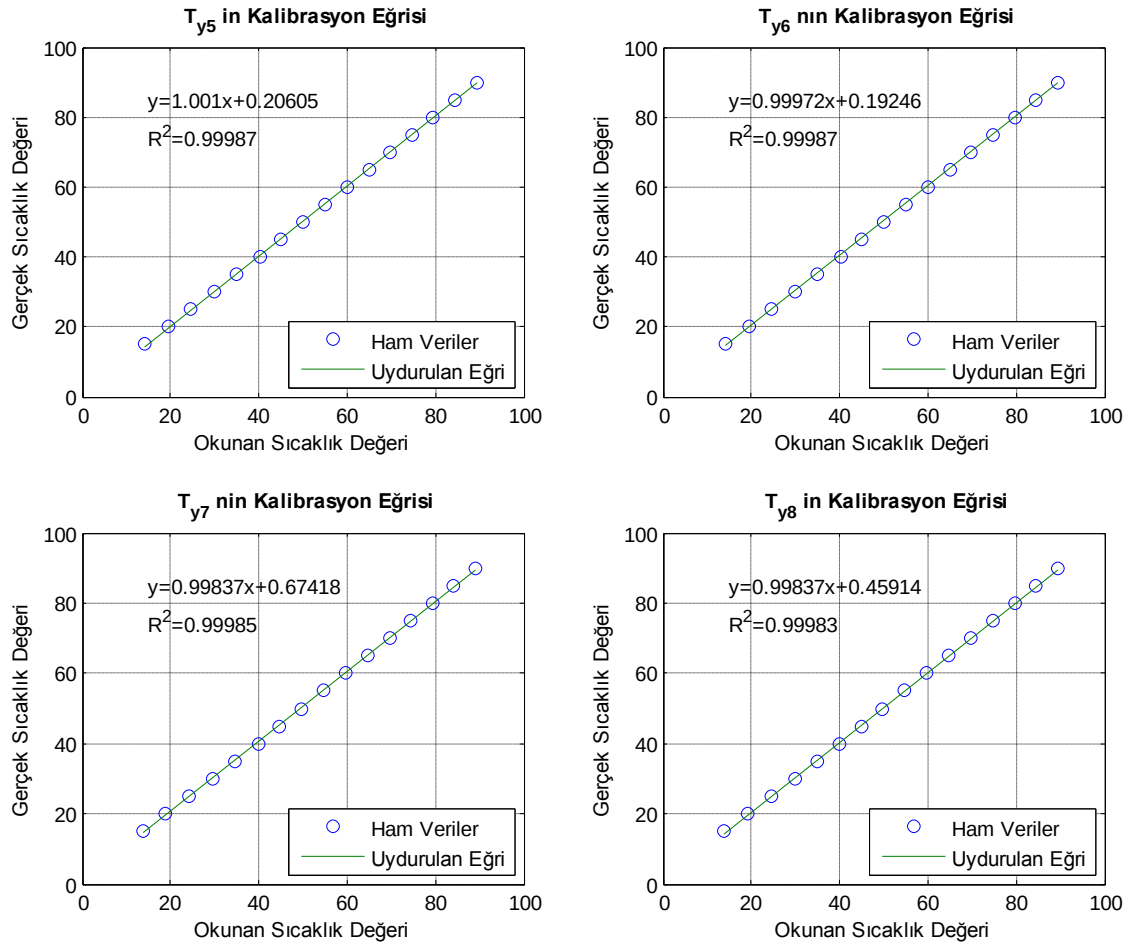
Kaynak işlemi tamamlandıktan sonra birleştirilen uç elektriksel yalıtımın sağlanması için yüksek sıcaklıklara dayanıklı silikon ile kaplanmıştır. Bu durumda meydana gelebilecek termal direnci dikkate almak ve daha sağlıklı bir ölçüm yapabilmek için termoelemanlar sisteme bağlanmadan önce PolyScience marka $\pm 0,1^\circ\text{C}$ doğruluklu, dijital göstergeli bir su banyosu kullanılarak 15°C ile 90°C aralığında 5°C aralıklarla kalibre edilmiştir. Kalibrasyon işleminden kastedilen en küçük kareler metodu kullanılarak yapılan bir eğri uydurma işlemidir. Eğri uydurma işlemi bu çalışma için MATLAB programında yazılan kodlar kullanılarak yapılmıştır. Her bir termoeleman için kalibrasyon eğrileri, kalibrasyon denklemleri ve korelasyon katsayıları Şekil 3.10’da görülmektedir.



Şekil 3.10. Termoelemanların kalibrasyon eğrileri ve denklemleri

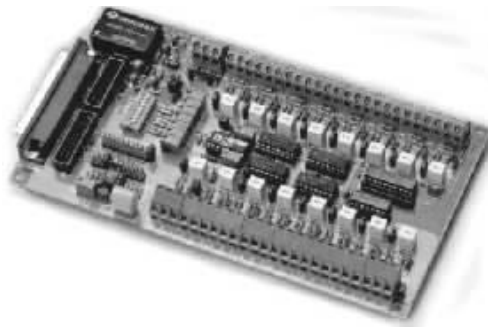


Şekil 3.10. Termoelemanların kalibrasyon eğrileri ve denklemleri (devam)



Şekil 3.10. Termoelemanların kalibrasyon eğrileri ve denklemleri (devam)

Termoelemanlardan alınan veriler Advantec PCLD-HG 818 (Şekil 3.11) marka veri okuma kartı (Data Acquisition - DAQ) ile bilgisayar ortamına alınmıştır. DAQ kartın teknik özellikleri aşağıda verilmiştir (Advantech 1995).



Şekil 3.11. Advantec PCLD-HG 818 DAQ kartı

PCL-818HG data ölçüm kartının teknik özellikleri

Analog Giriş

- Dönüştürme Zamanı :8µsn
- Giriş Aralığı (V):
Diferansiyel Giriş : $\pm 10, \pm 5, \pm 1, \pm 0.5, \pm 0.1, \pm 0.05, \pm 0.01, \pm 0.005$
Tek Ortak Noktalı Giriş : $0 \sim 10, 0 \sim 1, 0 \sim 0.1, 0 \sim 0.01$
- Maksimum Data Çıkış Frekansı (Kuvvetlendirici sükunet zamanına bağlı olarak)

Kazanç	Hız	Kanallar
0,5, 1	100kHz	Tekli (giriş sinyali $\leq 3V$)
0,5, 1, 5, 10	35kHz	Çoklu
50,100	7kHz	Çoklu
500,1000	1kHz	Çoklu

- Hassasiyet:

Kazanç = 0,5, 1	0,01% of FSR ± 1 LSB
Kazanç = 5, 10	0,02% of FSR ± 1 LSB
Kazanç = 50, 100	0,04% of FSR ± 1 LSB
Kazanç = 500, 1000	0,08% of FSR ± 1 LSB

Genel

Kart Üzerindeki Hafıza : A/D için 1K örnekleme FIFO

Güç Tüketimi : +5 V- 500 mA, +12V-200 mA, -12V-14mA

Giriş/Çıkış (I/O) Port Sayısı : Aktif FIFO durumunda 32 byte,

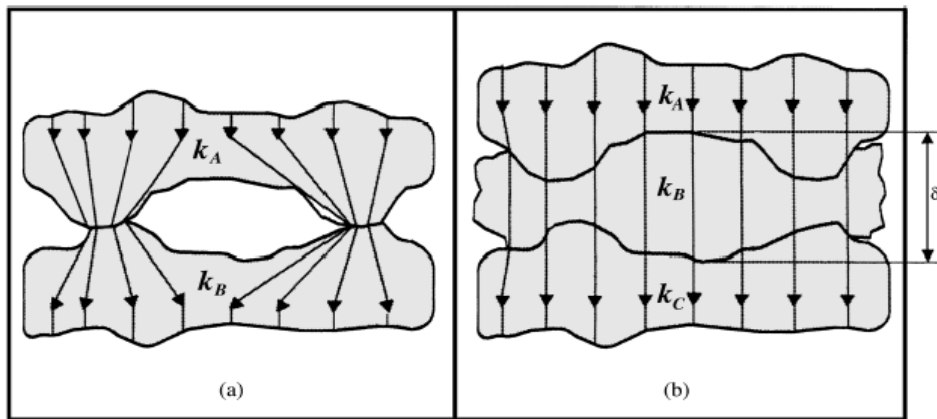
Pasif FIFO durumunda 16 byte

A/D, D/A Konnektor Tipi : DB-37

Boyutlar : 185x100mm

Termoelemanlardan alınan sıcaklık verileri VisiDAQ yazılımı kullanılarak kalibrasyon denklemlerinden geçirilmiştir. Aynı zamanda, sistemde herhangi bir nedenle oluşabilecek gürültünün etkisinin en aza indirilmesi için kalibre edilmiş olarak alınan verilerin 10 tanesinin ortalaması alınarak bir değer olarak kaydedilmiştir ve her bir ölçüm için 30 adet veri (aslında her bir ölçüm için $30 \times 10 = 300$ adet veri) alınmıştır. Nihai sıcaklık değeri bu 30 verinin ortalaması olarak kabul edilmiştir.

Taban plaka yüzeyleri hassas işlenmiş ve parlatılmış olsa da tamamen pürüzsüz değildir. Ayrıca kanatlar kanallara 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 3.12’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 3.12. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı (a) Ara yüzey malzemesi kullanılmadan (b) Ara yüzey malzemesi kullanılarak

Kanal kesitindeki hız dağılımı TESTO 400 marka cihaz ile 1cm aralıklarla, çok fonksiyonlu ölçüm cihazının ortalama alma fonksiyonundan yararlanılarak okunmuştur.

Hız ölçümleri Testo 400 çok fonksiyonlu ölçüm cihazına hot bulb adı verilen, hız değerini probun ucunda bulunan bir küreciğin soğuma miktarına göre veren bir prob takılarak gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.13). Ölçüm probu, -20 ila +70°C sıcaklıkta ve 0-20m/sn aralığında hava hızı ölçümü yapmaktadır. 0-2m/sn arasında 0,03m/sn; 2-20m/sn arasında ise 0,2m/sn hassasiyete sahiptir.



Şekil 3.13. Testo 400 Anemometre

Test bölgesi boyunca test elemanlarından meydana gelen basınç farkları, rüzgar tüneli çerçevesine monte edilen 0/+100Pa aralığında çalışan KIMO CP100 marka diferansiyel basınç transduseri ile uygun doğrulukta doğrudan Pa biriminde okunmaktadır (Şekil 3.14).



Şekil 3.14. KIMO CP 100 diferansiyel basınç transduseri

3.5. Deneylerinin Yapılışı

Deneyin yapılışında aşağıdaki sıra takip edilmiştir.

1. Taban plakası temizlenerek, uçlarına ısı iletim bileşigi sürülmüş olan kanatların yerleştirilmesi,
2. Sabit ısı akısı sınır şartını sağlamak için varyağın istenen güç değerine ayarlanarak ısıtıcının çalıştırılması,
3. Deney planında, ilgili deneye karşı gelen hava akış hızının ayarlanması,
4. Yüzeyden okunan sıcaklık değerlerinde $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ den fazla değişim gözlenmeyecek kadar beklenmesi, ki bu süre geometriye ve hıza göre 45-90 dakika civarındadır.
5. Sistem termal olarak kararlı hale geldikten sonra sıcaklık ve basınç ölçümlerinin alınması.

3.6. Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY) ve Optimizasyon

Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY), “Denemelerin Optimum Koşullara Ulaşması” ismi ile 1951 yılında Box ve Wilson tarafından geliştirilmiş ve tanımlanmıştır. İlk olarak kimya endüstrisine uygulanmıştır. Myers ve Montgomery yanıt yüzey yöntemini, proseslerin geliştirilmesi ve optimizasyonu için gerekli istatistiksel ve matematiksel tekniklerin birlikte kullanıldığı bir yöntem olarak tanımlamıştır. Yanıt yüzey yöntemi, proses değişkenlerinin deneysel uzayını araştırmak için deneysel stratejileri, sistemin yanıtı ve üzerinde etkili olan bağımsız değişkenler arasındaki ilişkiyi belirlemek için kullanılan ampirik modelleme tekniklerini içermektedir.

Genel olarak yanıt yüzey yöntemi 3 aşamadan oluşmaktadır. Bunlar;

1. Deney Tasarımı
2. Matematiksel Modelleme
3. Model Doğrulama

1. Deney Tasarımı :

Yanıt Yüzey Yöntemi uygulamalarında çalışmalarında veri toplama aşamasının planlanması oldukça önemlidir.

Geleneksel deney tasarım yöntemleri yüksek malzeme maliyeti, uzun zaman ve kaynak gerektiren yöntemlerdir. Her bir parametrenin deney üzerindeki etkisini araştırmak için diğer bütün parametreler sabit tutularak her seferinde bir parametre denenir. Bu durumda parametrelerin aynı anda 4 ya da 5'ten fazla seviyelerinin incelenmesine olanak sağlamaz. Dolayısıyla; deney sayısının azaltılması, zamandan ve maliyetten tasarruf, kaynakların verimli kullanılması ve araştırma-geliştirme faaliyetlerinin hızlandırılması için sistemin incelenen cevabının ölçülmesini sağlayacak deneylerin tasarlanması gerekmektedir.

Yanıt modellerini oluşturmak için gerekli veriler genellikle tam faktöriyel, kesirli faktöriyel veya merkezi kompozit tasarım gibi bir istatistiksel deney tasarımı yöntemi vasıtasıyla elde edilir. Bu çalışmada deney planı olarak ikinci dereceden model oluşturmada en iyi sonucu veren yüzey merkezli kompozit tasarımı (MKT) seçilmiştir (Montgomery 2005).

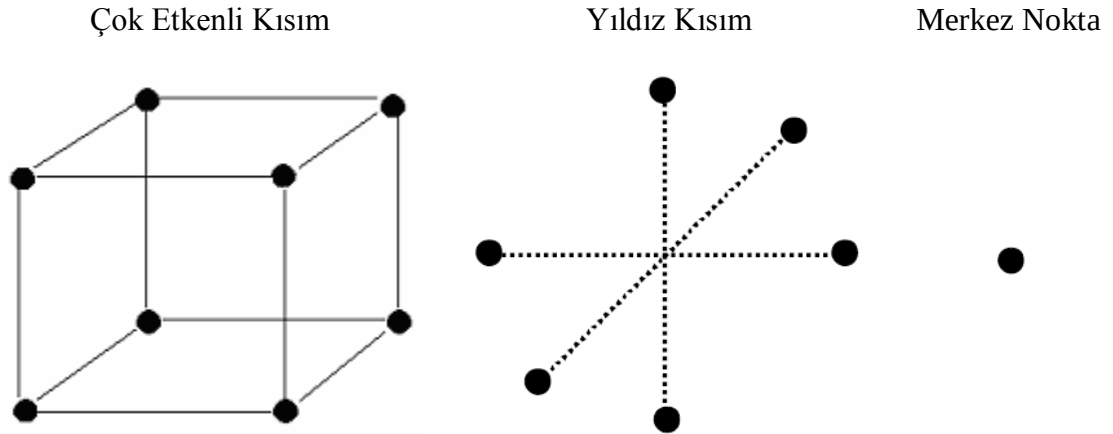
Merkezi Kompozit Tasarım (MKT) : Box ve Wilson (1951), 3^k faktöriyel tasarımlara alternatif olarak merkezi kompozit tasarımı (MKT) önermiştir. Önemli istatistiksel özelliklere (rotatability ve orthogonality) sahip merkezi kompozit deneme düzeni ikinci dereceden bir cevap yüzeyi modelinin oluşturulması için en popüler yöntemlerden biridir.

Bir MKT aşağıdakilerden oluşmaktadır (Şekil 3.15) :

1. k faktör sayısı olmak üzere 2^k faktöriyel veya 2^{k-m} kesirli faktöriyel tasarım. Burada faktör seviyeleri -1, +1 değerleri ile kodlanır. Buna tasarımın faktöriyel parçası denir.

2. n_0 adet merkez noktası ($n_0 \geq 1$).

3. Her bir tasarım değişkeninin ekseninde, tasarım merkezine uzaklığı α olan iki yıldız (veya eksen) noktası. Bu kısım ise eksen parçası veya yıldız parçası olarak adlandırılır.



Şekil 3.15. Merkezi kompozit tasarımın (MKT) kısımları

Burada toplam tasarım noktası sayısı $N = 2^k + 2k + n_0$ olur. Oluşturulacak olan ikinci dereceden modelin ana etkileri ve birinci dereceden interaksiyon etkileri 2^k denemesinden elde edilirken, merkez noktalar yardımıyla sistemin eğriliği test edilir.

2. Matematiksel Modelleme :

Bir süreçteki girdi değişkenleri ile yanıt değişkenleri arasındaki ilişkinin yapısı bilindiğinde, girdi değişkenleri seviyeleri, optimum cevap değerini elde edecek şekilde seçilebilir. Ancak, yanıt ile girdi değişkenleri arasındaki ilişkinin gerçek yapısı bilinmediğinde, girdi değişkenlerinin yanıt üzerindeki etkilerinin ampirik olarak bulunması söz konusudur. Birçok yanıt yüzey yöntemi probleminde, yanıt ve bağımsız değişkenler arasındaki fonksiyonun matematiksel formu genellikle bilinmediğinden tahmin edilmesi gerekmektedir. Diğer bir deyişle, yanıt ile girdi değişkenleri arasındaki ilişkiyi temsil eden ampirik bir modelin bulunması söz konusudur. Dolayısıyla; birinci

aşamada toplanan verilere en iyi uyumu sağlayacak matematiksel modelin bulunması önemlidir.

Sistemin yanıtı, bağımsız değişkenin bir lineer fonksiyonu olarak iyi bir uyum veriyorsa, birinci dereceden lineer denklem, model olarak kullanılabilir.

Bazı durumlarda birinci dereceden polinomiyal modeller gerçek yanıt yüzeyindeki eğriliği tahminlemede yetersiz kalmaktadır. Bu durumlarda ikinci dereceden polinomiyal denklemler (Eşitlik 3.1) gibi daha yüksek dereceli polinomiyal denklemler kullanılmalıdır.

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^N b_i X_i + \sum_{i=1}^N b_{ii} X_i^2 + \sum_{i < j}^N b_{ij} X_i X_j \quad (3.1)$$

İkinci dereceden polinomiyal modellerin yanıt yüzey yönteminde yaygın olarak kullanımının pek çok nedeni vardır: Esnekliği nedeni ile çok çeşitli fonksiyonel formlar alabildiğinden gerçek yanıt fonksiyonun tahmin edilmesinde kolaylık sağlamakta, katsayı değerleri karmaşık hesaplamalar olmadan en küçük kareler yöntemi kullanılarak belirlenebilmektedir.

Bunların yanı sıra; yanıtların temsilinde kübik, daha yüksek dereceli polinomiyal modeller, üssel ve exponansiyel modeller de kullanılabilir.

3. Model Doğrulama :

Matematiksel model tahmin edildikten sonra bu denklemin ilişkisi ne derece açıkladığının ve bu denklemi kullanarak yapılacak tahminlerin ne derece hassas olacağının araştırılması gerekmektedir. Yapılan varsayımlardan biri olan, seçilen modelin matematiksel formunun uygun olduğu, dolayısıyla gerçek ortalama yanıtı temsil edebildiği de test edilmelidir. Bu amaçla, varyasyon katsayısının (C.V) hesaplanması, regresyon analizine hipotez testlerinin

uygulanması, hipotez testlerinin regresyon katsayılarına bireysel olarak uygulanması, regresyon katsayısının (R^2) ve düzeltilmiş regresyon katsayısının hesaplanması (R_{adj}^2), tahminlenmiş kalıntı hata kareler toplamının (PRESS) hesaplanması, yeterli tahminleme (adequite precision) değerinin hesaplanması, model uygunsuzluğunun test edilmesi (lack of fit testi) ve kalıntı analizi gibi farklı test yöntemleri uygulanmaktadır.

Ayrıca, oluşturulan matematiksel modelin prosesi tam olarak temsil edip etmediğini belirleyebilmek için yukarıda belirtilen istatistiksel analizlerin yanı sıra birinci aşamada matematiksel modeli elde etmek için yapılan deneylerde incelenen parametrelerden birinin ve/veya bir kaçının seviyesini değiştirmek suretiyle doğrulama deneyleri yapılarak modelden elde edilen sonuçla karşılaştırılabilir. Doğrulama deneylerinden elde edilen sonuçlarla matematiksel modelden elde edilen sonuçlar arasındaki hatanın kabul edilebilir sınırlar arasında olması durumunda modelin prosesi temsil ettiği söylenebilir.

3.6.1. Optimizasyon

Optimizasyon, prosesin belirlenen hedefler (yanıtlar) doğrultusunda, bağımsız değişkenlerin birbirleriyle olan etkileşimleri ve bu bağımsız değişkenlerin hedefe (yanıta) olan etkileri de göz önünde bulundurularak bir araya getirilip uygulanması işlemidir. Herhangi bir optimizasyon prosedürü, genellikle hedef fonksiyonu adı verilen önceden tanımlanmış kriterleri maksimize veya minimize etmek için (örneğin; ürün kalitesi veya kâr) karar (bağımsız) değişkenleri adı verilen belirlenen koşulların değiştirilmesini içerir. Bugün, rekabete dayalı piyasada optimizasyon teorisinin ve tekniklerinin uygulanması gereklidir. Optimizasyon proses tasarımlarını verimli hale getirmek (üretimi ve kaliteyi iyileştirmek ve maliyeti minimize etmek) için kullanılmaktadır. YYY yardımıyla elde edilen prosesi temsil eden matematiksel model kullanılarak optimizasyon yapılabilir. Ayrıca, YYY'nin bir optimizasyon tekniği olmadığı da vurgulanmalıdır.

3.7. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması

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

$$Q_{top} = Q_{konv} + Q_{rad} + Q_{kay} \quad (3.2)$$

burada;

$$\dot{Q}_{konv} = \dot{m}C_p(T_{çık} - T_{gir}) = V^2 / R = VI \quad (3.3)$$

Ayrıca sistemde karalı halde taşınım miktarı;

$$Q_{konv} = h_{ort}A_s \left[T_{yort} - \left(\frac{T_{ç} + T_g}{2} \right) \right] \quad (3.4)$$

şeklinde de ifade edilebilir.

Toplam karalı hal ışınlımla ısı transferi;

$$Q_{rad} = FA_s \sigma (T_y^4 - T_h^4) \quad (3.5)$$

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.

Ancak, bu çalışmada gerek taban plakalar gerekse kanatlar tamamen temizlenmiş ve pürüzsüz yüzeyler olduğundan, ayrıca çalışılan sıcaklıklar çok yüksek sıcaklıklar olmadığı için ışınlımla meydana gelecek kayıplar sisteme verilen enerjinin ancak %3-5'i civarında olacaktır. Benzer çalışmalarda dikkate alınarak ışınlımla ısı kayıpları ihmal

edilmiştir (El-Sayed *et al.* 2002; Tahat *et al.* 2000; Jubran *et al.* 1996; Tahat *et al.* 1994). 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 3.2

$$Q_{\text{toplam}} = Q_{\text{konv}} \quad (3.6)$$

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;

$$Q_{\text{toplam}} = Q_{\text{konv}} = V^2 / R = VI \quad (3.7)$$

Eşitlik 3.4 ve 3.6'dan ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir:

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

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 ise her iki alana göre de hesaplama yapılmıştır.

Projeksiyon alanı taban plakanın oluşturduğu ısı transfer yüzey alanını ifade etmekte olup aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$A_p = WL \quad (3.9)$$

Burada W, kanatların üzerine dizildiği taban plakanın genişliğini ve L de taban plakanın uzunluğunu ifade etmektedir.

Toplam alan ise kanatların ve taban plakanın oluşturduğu toplam ısı transfer yüzey alanını ifade etmektedir. Bu çalışmada kanat olarak kullanılan altıgen bal peteği yapıların yüzey alanını elle hesaplamak zor olduğundan (Şekil 3.7) deney planında verilen her bir eleman ayrı ayrı SolidWorks programında çizilmiş ve “Kütle Özellikleri” sekmesinden toplam yüzey alanı belirlenmiştir.

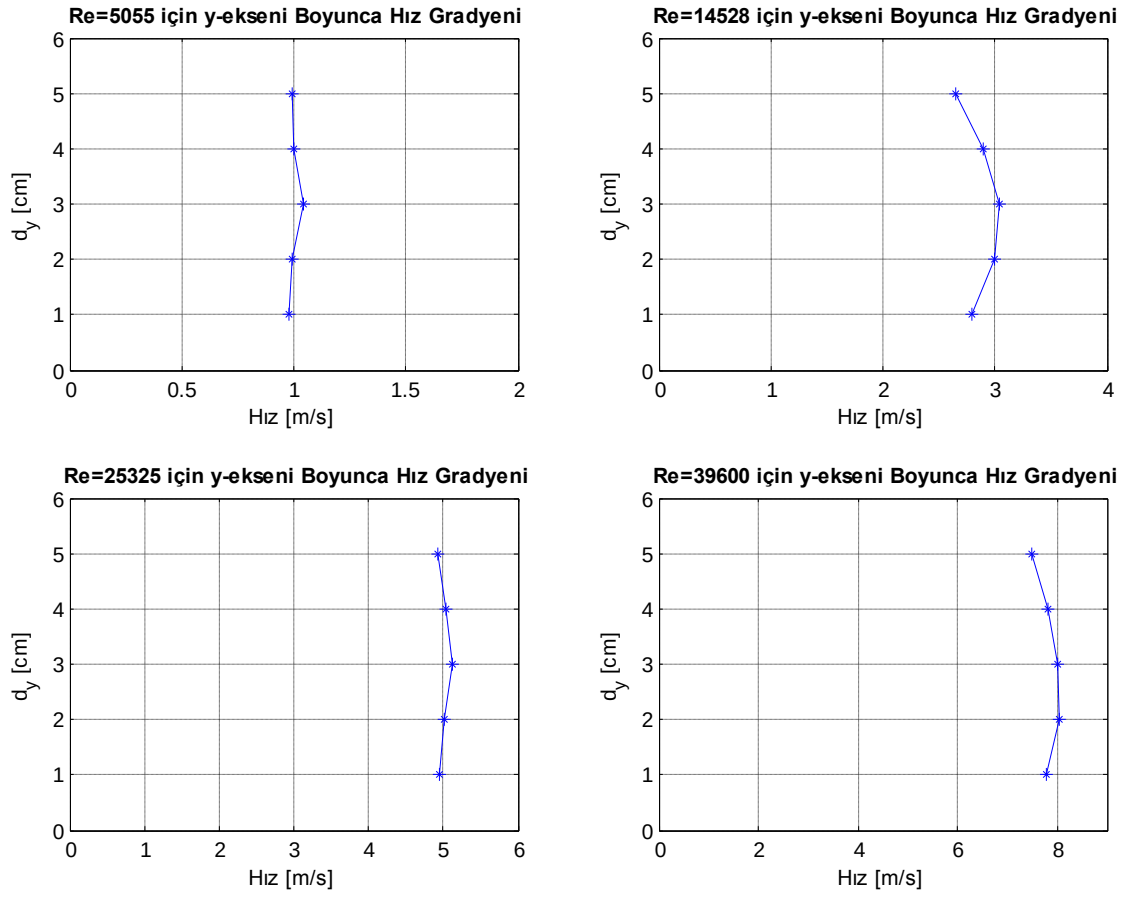
Performans istatistiği olarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termal direnç dikkate alınmıştır. Boyutsuz büyüklüklerden Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.10)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\left[\left(\frac{L_t}{D_h} \right) \rho \frac{U_{ort}^2}{2} \right]} \quad (3.11)$$

Burada U_{ort} kanal kesitindeki ortalama akışkan hızı, ΔP ise test bölgesinin girişi ile çıkışı arasındaki basınç kaybıdır.

Değişik hızlarda kanal içerisinde elde edilen hız profilleri Şekil 3.16’da grafik olarak verilmiştir.



Şekil 3.16. Değişik hızlarda elde edilen hız profilleri

Hesaplamalarda kullanılan havanın fiziksel özellikleri $250K \leq (T_g + T_\varsigma)/2 \leq 400K$ aralığında geçerli olan aşağıdaki ampirik ifadeler yardımıyla hesaplanmıştır (Tahat *et al.* 2000).

$$C_p = \left[9.82 + 8 \times 10^{-4} \frac{(T_g + T_\varsigma)}{2} \right] \times 10^2 \quad J / kgK \quad (3.12)$$

$$\mu = \left[5 + 4.5 \times 10^{-2} \frac{(T_g + T_\varsigma)}{2} \right] \times 10^{-6} \quad N s / m^2 \quad (3.13)$$

$$k = \left[3.7 + 7.5 \times 10^{-2} \frac{(T_g + T_c)}{2} \right] \times 10^{-3} \quad W / mK \quad (3.14)$$

$$\rho = \left[-0.004666 \times \left(\frac{(T_g + T_c)}{2} - 250 \right) \right] + 1.3947 \quad kg / m^3 \quad (3.15)$$

Termal direncin belirlenmesinde değişik yaklaşımlar vardır. Bu çalışmada termal performansın ölçüsü olarak toplam termal direnç araştırılmıştır. Toplam termal direnç hesaplanırken aşağıdaki formül kullanılmıştır (Dogruoz vd 2002):

$$R_{th} = \frac{T_y - T_g}{Q_{konv}} \quad (3.16)$$

Hesaplanan Nusselt sayıları literatürde Dittus-Bolter tarafından önerilen;

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4} \quad (3.17)$$

ve Sieder-Tate tarafından önerilen;

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right) \quad (3.18)$$

eşitlikleriyle karşılaştırılırken, sürtünme faktörleri Blasius tarafından geliştirilen

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (3.19)$$

eşitliğiyle karşılaştırılmıştır.

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

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

3.8. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel çalışmalarda kontrol edilebilen ve kontrol edilemeyen parametrelerin etkisinden dolayı hatalar meydana gelmektedir. Her ne kadar dikkat edilirse edilsin her deney sonucu bir miktar hata içerir ve deney yapan kişi her zaman elde ettiği verilerin geçerliliğini bilmelidir. Bu yüzden deneysel çalışmaların hata güvenilirlik sınırlarını belirleyen hata analizlerinin literatürdeki önemi büyüktür.

Bu çalışmada, hem ölçülen ve hem de hesaplanan parametrelere ait belirsizlik değerlerini elde etmek için Kline ve McInctock (1953) tarafından önerilen hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemle göre, elde edilen ve R olarak tanımlanan herhangi bir sonuç değeri, kendisinin belirlenebilmesi için gerekli her bir değişkenin fonksiyonu cinsinden,

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

olarak ifade edilmekte ve bu sonuç değerine ait toplam belirsizlik,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

şeklinde belirlenmektedir. Bu bağıntıda yer alan w_i 'ler her bir bağımsız değişkene ait belirsizliği ifade etmektedir.

Ölçülen ve boyutsuz parametrelerin belirsizliklerine etki eden fiziksel parametrelerin her birisine ait hata katkıları Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler

Değişkenler	Belirsizlik ($\pm\%$)
Test bölgesine giren havanın hızı, U	2,5
Sıcaklık, T	0,25
Basınç, P	1,5
Boyut ölçümü	0,5
Voltaj, V	0,1
Akım, I	0,72
Havanın dinamik viskozitesi, μ , (tablodan)	0,048
Havanın termal iletkenliği, k, (tablodan)	0,34
Havanın yoğunluğu, ρ , (tablodan)	0,008

MATLAB programında yazılan kodlar aracılığıyla hesaplanan belirsizlikler Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3. Hesaplanan belirsizlik değerleri

Parametreler	Birimi	Belirsizlik ($\pm\%$)
Isıtıcıya verilen güç, Q	[W]	0,73
Levhanın Alanı, A	[m ²]	0,71
Kanalın hidrolik çapı, D _h	[m]	0,37
Reynolds sayısı, Re	[Birimsiz]	2,53
Termal direnç, R _{th}	[°C/W]	0,96
Isı taşınım katsayısı, h	[W/m ² °C]	1,19
Nusselt sayısı, Nu	[Birimsiz]	1,23
Sürtünme faktörü, f	[Birimsiz]	5,25

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Boş Kanal Deney Sonuçları

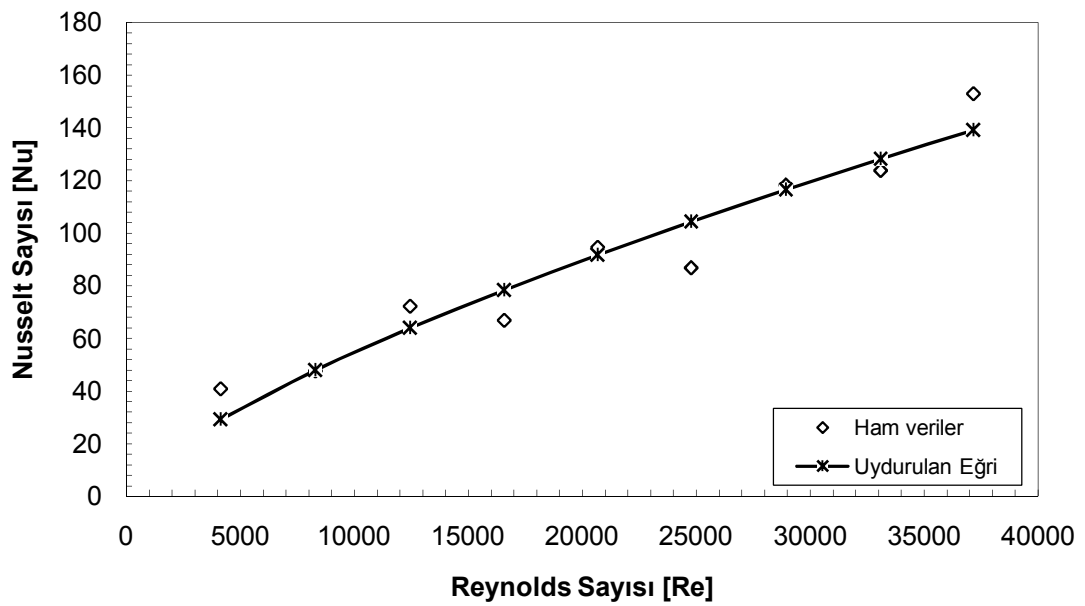
Literatürde aksel akış için elde edilen sonuçlar genel olarak a,b ve c birer katsayı olmak üzere aşağıdaki formda verilmektedir.

$$\overline{Nu} = a Re^b Pr^c \quad (4.1)$$

Boş kanal (kanatsız) durum için farklı hızlarda yapılan çalışmada aşağıdaki korelasyon bulunmuştur.

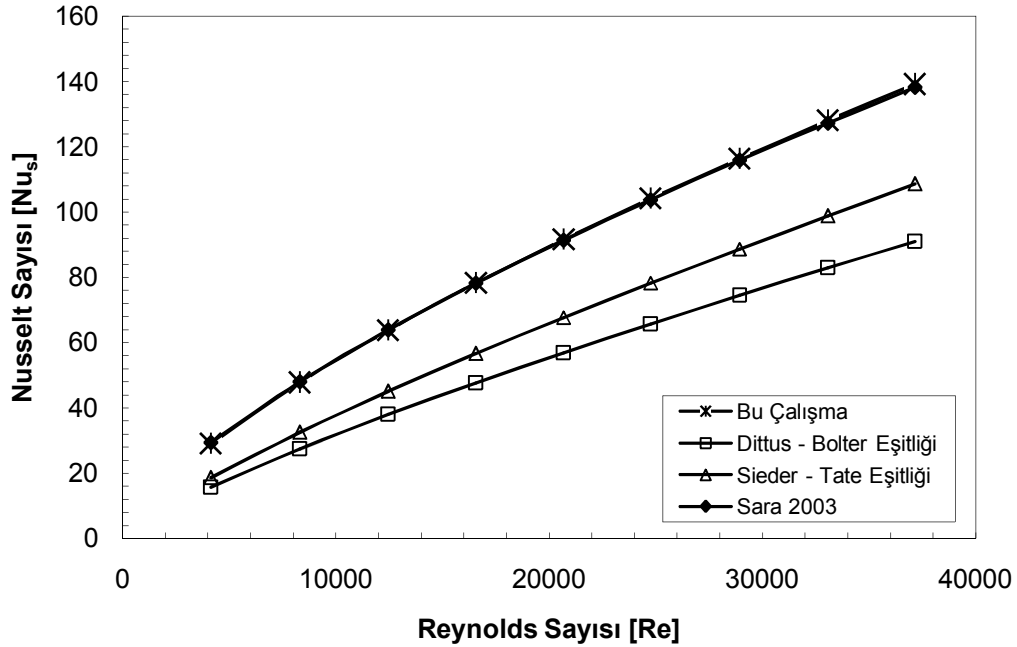
$$Nu_s = 0,0856 Re^{0,7134} Pr^{1/3} \quad R^2 = 0,922 \quad (4.2)$$

Şekil 4.1’de deneysel ve hesaplanan Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Eşitlik 4.2’nin korelasyon katsayısı ve Şekil 4.1 dikkate alındığında elde edilen denklemin (Eşitlik 4.2) deneysel sonuçlarla oldukça iyi uyum içinde olduğu söylenebilir.



Şekil 4.1. Boş kanalın Nusselt sayısının korelasyon grafiği

Şekil 4.2’de boş kanal ısı transferi deney sonuçlarının literatürdeki bazı çalışmalarla karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 4.2. Boş kanalın Nusselt sayısının literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılması

Şekil 4.2 incelendiğinde boş kanal için elde edilen korelasyonla en iyi uyum Sieder-Tate ve Sara (2003) tarafından önerilen eşitlik ile sağlanmaktadır. Sieder-Tate eşitliği için elde edilen maksimum sapma miktarı bu tür korelasyonlar için kabul edilebilir bir sapma aralığındadır. Literatürde verilen Dittus-Bolter, Sieder-Tate gibi korelasyonlar pürüzsüz boru akışında elde edilen verilerden elde edilmiştir. Elde edilen korelasyonun literatürde verilen Dittus-Bolter korelasyonundan büyük çıkması ısı transferinin borunun tüm yüzeyinden değil de sınırlı bir alandan oluşmasından dolayı termal sınır tabakasının gelişmemesinden kaynaklanmaktadır ve termal sınır tabaka boru akışındaki gibi tüm yüzeylerde değil de sadece sınırlı bir yüzeyde oluşmaktadır ve kenarlardaki soğuk bölgelerin varlığından dolayı ısı transferi hızı artmaktadır.

Ayrıca Sara (2003)’nın deney sistemi boyutları ve çalışma şartları bu çalışmaya yakın olduğundan elde edilen korelasyon neredeyse Sara (2003) ile bire bir örtüşmektedir.

4.2. Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY) ile Matematiksel Modelleme

Isı geçişi ve sürtünme karakteristiklerini etkileyebilecek olduğu düşünülerek seçilen kontrol edilebilir parametreler ve bu parametrelerin deneylerde incelenen değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri

Tasarım Değişkenleri			Seviyeler		
			-1	0	+1
X ₁	Yükseklik	H [mm]	20	40	60
X ₂	Kalınlık	t [mm]	6	10	15
X ₃	Y yönü aralık	S _y [mm]	20	30	40
X ₄	Açı	φ [Derece]	0	15	30
X ₅	Reynolds Sayısı	Re [Birimsiz]	8.000	16.000	25.000

Yukarıdaki çizelgeden de görüleceği gibi her bir parametre 3 farklı seviyede incelenmiştir. Klasik deney tasarım metotlarından tam faktöriyel tasarım ile $3^5 = 243$ adet deney yapmak yerine 5 adet asıl etkinin yanı sıra parametreler arasındaki bileşik etkilerin de incelenebildiği merkezi kompozit tasarım (MKT) kullanılarak sadece 32 adet deney yapılmıştır (Çizelge 4.2).

Isı transferi deneylerinden edilen verilerin hesaplamalarda kullanılması Bölüm 3’te anlatılmıştı. Bu çalışmada; Nusselt sayısı, kanatların ısı transferine olan toplam etkisini (ısı transferi yüzey alanının artışı ve türbülansın etkisi) tespit edebilmek için projeksiyon alanına göre hesaplanan ısı taşınım katsayısı kullanılarak, yalnızca kanatların neden olduğu türbülansın ısı transferine olan etkilerinin tespit edilebilmesi için de toplam alana göre hesaplanan ısı taşınım katsayısı kullanılarak hesaplanmıştır.

Deneylerden elde edilen verilerle hesaplanan Nusselt sayılarının, sürtünme faktörünün ve termal direncin deney planındaki karşılıkları Çizelge 4.3’te verilmiştir. Hesaplamalar

yapıldıktan sonra, elde edilen veriler Design Expert 8.0.3 paket programının deneme sürümünü kullanılarak analiz edilmiştir.

Çizelge 4.2. Deney planı

Deney No	Tasarım Değişkenleri				
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅
1	-1	-1	-1	-1	1
2	-1	-1	-1	1	-1
3	-1	-1	1	-1	-1
4	-1	-1	1	1	1
5	-1	1	-1	-1	-1
6	-1	1	-1	1	1
7	-1	1	1	-1	1
8	-1	1	1	1	-1
9	1	-1	-1	-1	-1
10	1	-1	-1	1	1
11	1	-1	1	-1	1
12	1	-1	1	1	-1
13	1	1	-1	-1	1
14	1	1	-1	1	-1
15	1	1	1	-1	-1
16	1	1	1	1	1
17	-1	0	0	0	0
18	1	0	0	0	0
19	0	-1	0	0	0
20	0	1	0	0	0
21	0	0	-1	0	0
22	0	0	1	0	0
23	0	0	0	-1	0
24	0	0	0	1	0
25	0	0	0	0	-1
26	0	0	0	0	1
27	0	0	0	0	0
28	0	0	0	0	0
29	0	0	0	0	0
30	0	0	0	0	0
31	0	0	0	0	0
32	0	0	0	0	0

Çizelge 4.3. Hesaplanan karakteristik büyüklükler

Deney No	Tasarım Parametreleri					Deneysel Büyüklükler			
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	Nu _t	Nu _p	R _{th}	f
1	20	6	20	0	24905,852	46,198	179,93	0,63664	0,41875
2	20	6	20	30	7934,821	33,905	110,24	1,04452	0,43180
3	20	6	40	0	7938,654	34,426	89,80	1,27860	0,32374
4	20	6	40	30	24899,856	82,499	162,12	0,71771	0,39678
5	20	15	20	0	7994,9782	20,402	142,50	0,84095	0,50754
6	20	15	20	30	25150,678	42,771	225,60	0,52041	0,50347
7	20	15	40	0	25166,729	38,045	200,67	0,57636	0,32821
8	20	15	40	30	8043,351	35,143	125,28	0,93329	0,56636
9	60	6	20	0	7910,740	14,450	128,91	0,89408	1,19002
10	60	6	20	30	24408,727	36,044	258,09	0,47014	2,14031
11	60	6	40	0	24739,066	30,760	166,12	0,69447	0,50932
12	60	6	40	30	7939,916	28,508	103,78	1,09804	1,07901
13	60	15	20	0	24795,577	16,663	278,44	0,42060	0,84013
14	60	15	20	30	7901,053	14,630	178,80	0,66748	2,81522
15	60	15	40	0	7908,143	12,394	151,48	0,77730	0,64925
16	60	15	40	30	25084,091	34,818	269,25	0,45376	1,65574
17	20	10	30	15	16022,165	38,442	145,82	0,79416	0,32169
18	60	10	30	15	15874,961	22,326	188,26	0,61839	1,07925
19	40	6	30	15	15866,664	36,158	144,90	0,79516	0,53982
20	40	15	30	15	16033,988	21,804	190,90	0,61294	0,72342
21	40	10	20	15	16065,286	23,393	190,99	0,63026	0,77596
22	40	10	40	15	16042,434	34,076	138,71	0,84614	0,40175
23	40	10	30	0	16069,40	25,340	155,02	0,74816	0,48154
24	40	10	30	30	16109,556	38,117	155,16	0,74578	0,66766
25	40	10	30	15	8024,520	20,632	126,22	0,93490	0,32131
26	40	10	30	15	25036,192	34,096	208,58	0,55402	0,60389
27	40	10	30	15	16031,616	28,745	175,85	0,66398	0,64311
28	40	10	30	15	16013,063	27,263	166,78	0,70498	0,64363
29	40	10	30	15	16024,006	27,840	170,31	0,68651	0,64332
30	40	10	30	15	16081,657	28,323	173,27	0,67183	0,64172
31	40	10	30	15	16092,715	27,184	166,30	0,69689	0,64142
32	40	10	30	15	16064,552	27,584	168,75	0,68822	0,64219

Deneysel sonuçlar (R_{th} , f , Nu_t ve Nu_p) tasarım değişkenlerine bağlı matematiksel formülasyon şeklinde ifade edilemediğinden deneysel sonuçlar ile tasarım değişkenleri arasındaki ilişki, kapalı bir fonksiyon olarak aşağıdaki (Eşitlik 4.3) gibi tanımlanır:

$$Y = f(S_y, t, \varphi, H, R_e) \quad (4.3)$$

ve YYY vasıtasıyla bağımsız tasarım değişkenleri ile istenilen sonuçlar arasındaki ilişkiyi belirleyen matematiksel bir model kurulur (Myers *et al* 1995).

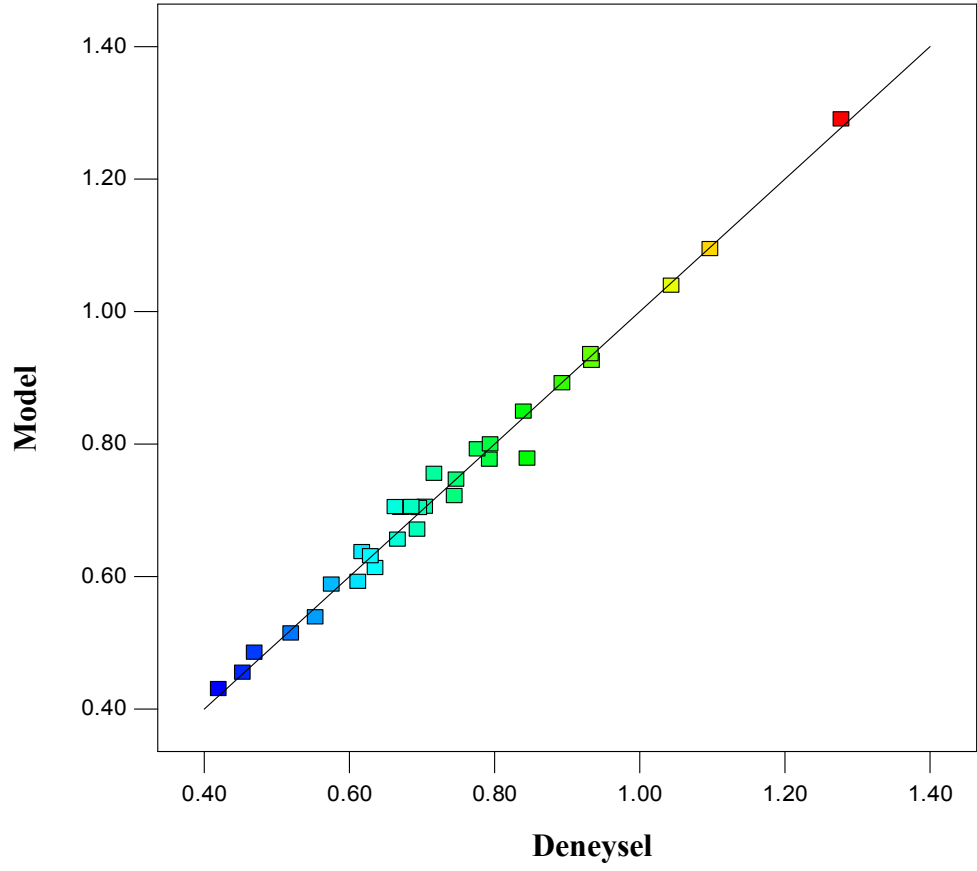
Bu çalışmada, ikinci dereceden polinomiyal model seçilmiş, kurulan matematiksel modelde önem seviyesi düşük terimler “stepwise” yaklaşımı ile elenmiş, istatistiksel ve deneysel (doğrulama deneyleri) analizler yardımıyla kurulan modellerin doğruluğu kanıtlanmıştır.

Termal direnç (R_{th}), projeksiyon alanına göre hesaplanan Nusselt sayısı (Nu_p), toplam alana göre hesaplanan Nusselt sayısı (Nu_t), ve sürtünme faktörü (f) için kurulan ikinci dereceden polinomiyal modeller sırasıyla Eşitlik 4.4, 4.5, 4.6 ve 4.7’de varyans analizi sonuçları (ANOVA tablosu) sırasıyla Çizelge 4.4, 4.5, 4.6 ve 4.7’de ve deneysel sonuçlar ile matematiksel modelden elde edilen sonuçların karşılaştırıldığı grafikler ise sırasıyla Şekil 4.3, 4.4, 4.5 ve 4.6’da verilmiştir.

$$\begin{aligned}
R_{th} = & 1,330589 - 0,00501 x_1 - 0,01807 x_2 + 0,016639 x_3 - 0,00485 x_4 \\
& - 4,8 \times 10^{-5} x_5 + 8,98 \times 10^{-8} x_1 x_5 - 0,00064 x_2 x_3 + 9,14 \times 10^{-7} x_2 x_5 \\
& - 1,8 \times 10^{-7} x_3 x_5 + 0,000135 x_4^2 + 5,33 \times 10^{-10} x_5^2
\end{aligned} \tag{4.4}$$

Çizelge 4.4. Termal direnç (R_{th}) için ANOVA tablosu

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	f - Değeri	Prob.>F	
Model	1,07	11	0,097	143,10	<0,0001	önemli
X ₁	0,089	1	0,089	131,50	<0,0001	
X ₂	0,18	1	0,18	262,53	<0,0001	
X ₃	0,087	1	0,087	127,58	<0,0001	
X ₄	2,585E-003	1	2,585E-003	3,80	0,0653	
X ₅	0,65	1	0,65	949,15	<0,0001	
X ₁ X ₅	3,702E-003	1	3,702E-003	5,44	0,0302	
X ₂ X ₃	0,013	1	0,013	19,45	0,0003	
X ₂ X ₅	0,019	1	0,019	28,61	<0,0001	
X ₃ X ₅	3,775E-003	1	3,775E-003	5,55	0,0288	
X ₄ ²	3,251E-003	1	3,251E-003	4,78	0,0408	
X ₅ ²	5,135E-003	1	5,135E-003	7,55	0,0124	
Hata	0,014	20	6,798E-004			
Cor. total	1,08	31				
Standart Sapma	0,026			R ² =0,9875		
Ortalama	0,73			Adj.-R ² =0,9806		
C.V. %	3,56			Predicted R ² =0,9681		
PRESS	0,035			Adequate precision =53,863		

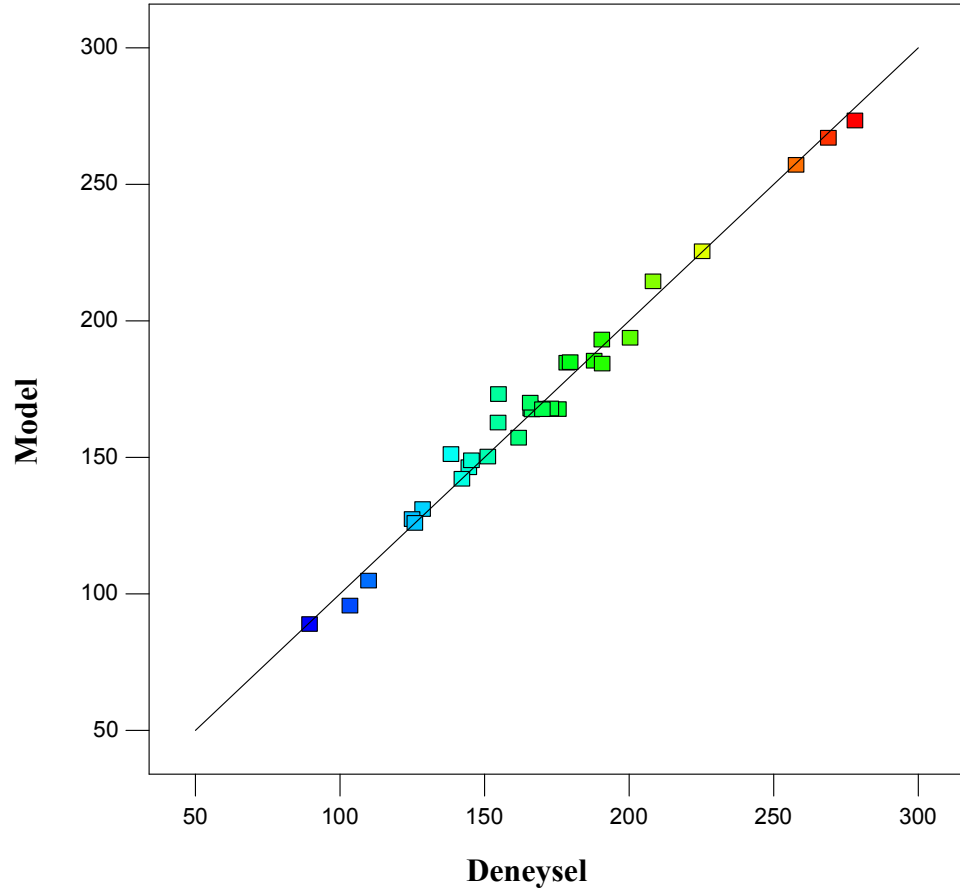


Şekil 4.3. Termal direnç (R_{th}) için deneysel sonuçlar ile oluşturulan matematiksel modelden elde edilen sonuçların karşılaştırılması

$$\begin{aligned}
 Nu_p = & 89,02742 + 0,300404 x_1 - 0,09601 x_2 - 1,12373 x_3 - 0,96795 x_4 \\
 & + 0,004148 x_5 + 0,046432 x_1 x_2 - 0,02442 x_1 x_3 + 0,015866 x_1 x_4 \\
 & + 4,15 \times 10^{-5} x_1 x_5 + 0,111138 x_2 x_3 - 4,1 \times 10^{-5} x_3 x_5 \\
 & + 4,19 \times 10^{-5} x_4 x_5
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

Çizelge 4.5. Nusselt sayısı (Nu_p) için ANOVA tablosu

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	f - Değeri	Prob.>F	
Model	59128,10	12	4927,34	90,84	<0,0001	önemli
X ₁	6884,51	1	6884,51	126,92	<0,0001	
X ₂	9513,26	1	9513,26	175,38	<0,0001	
X ₃	4684,90	1	4684,90	86,37	<0,0001	
X ₄	520,15	1	520,15	9,59	0,0059	
X ₅	35016,21	1	35016,21	645,54	<0,0001	
X ₁ X ₂	279,76	1	279,76	5,16	0,0350	
X ₁ X ₃	381,64	1	381,64	7,04	0,0157	
X ₁ X ₄	362,43	1	362,43	6,68	0,0182	
X ₁ X ₅	791,91	1	791,91	14,60	0,0012	
X ₂ X ₃	400,68	1	400,68	7,39	0,0137	
X ₃ X ₅	195,15	1	195,15	3,60	0,0732	
X ₄ X ₅	454,45	1	454,45	8,38	0,0093	
Hata	1030,61	19	54,24			
Cor. total	60158,71	31				
Standart Sapma	7,36				R ² =0,9829	
Ortalama	169,90				Adj.-R ² =0,9720	
C.V. %	4,33				Predicted R ² =0,9101	
PRESS	5408,45				Adequate precision =39,297	

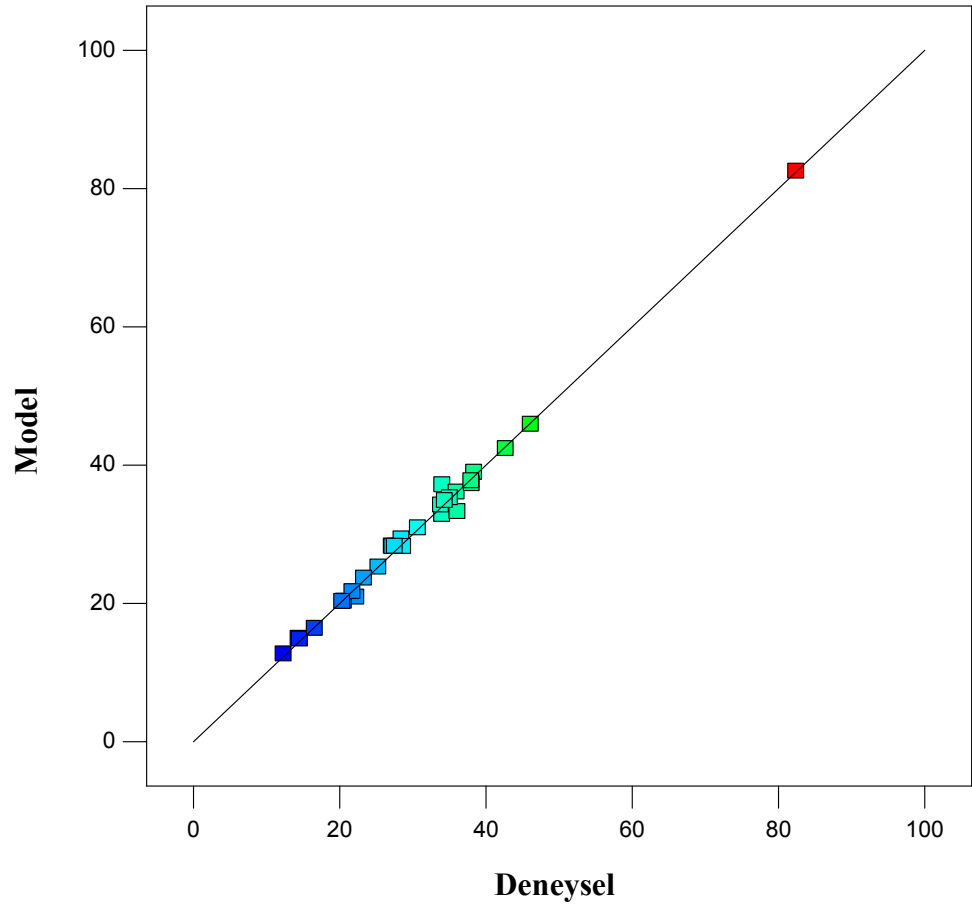


Şekil 4.4. Nusselt sayısı (Nu_p) için deneysel sonuçlar ile oluşturulan matematiksel modelden elde edilen sonuçların karşılaştırılması

$$\begin{aligned}
 Nu_t = & 19,61995 - 0,52576x_1 - 0,15717x_2 + 0,596987x_3 - 0,43218x_4 \\
 & + 0,001477x_5 + 0,020197x_1x_2 - 0,00708x_1x_3 - 0,00315x_1x_4 \\
 & - 1,4 \times 10^{-5}x_1x_5 - 0,02727x_2x_3 - 0,01485x_2x_4 - 5,7 \times 10^{-5}x_2x_5 \\
 & + 0,014667x_3x_4 + 1,25 \times 10^{-5}x_3x_5 + 1,68 \times 10^{-5}x_4x_5 + 0,004396x_1^2 \\
 & + 0,013236x_4^2
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

Çizelge 4.6. Nusselt sayısı (Nu_t) için ANOVA tablosu

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	f - Değeri	Prob.>F	
Model	4902,66	17	288,39	149,43	<0,0001	önemli
X ₁	1423,15	1	1423,15	737,39	<0,0001	
X ₂	652,48	1	652,48	338,08	<0,0001	
X ₃	369,75	1	369,75	191,58	<0,0001	
X ₄	649,15	1	649,15	336,35	<0,0001	
X ₅	1195,76	1	1195,76	619,57	<0,0001	
X ₁ X ₂	52,92	1	52,92	27,42	0,0001	
X ₁ X ₃	32,11	1	32,11	16,64	0,0011	
X ₁ X ₄	14,31	1	14,31	7,42	0,0165	
X ₁ X ₅	83,85	1	83,85	43,45	<0,0001	
X ₂ X ₃	24,13	1	24,13	12,50	0,0033	
X ₂ X ₄	16,09	1	16,09	8,34	0,0119	
X ₂ X ₅	76,72	1	76,72	39,75	<0,0001	
X ₃ X ₄	77,43	1	77,43	40,12	<0,0001	
X ₃ X ₅	17,92	1	17,92	9,29	0,0087	
X ₄ X ₅	73,14	1	73,14	37,90	<0,0001	
X ₁ ²	10,79	1	10,79	5,59	0,0330	
X ₄ ²	30,95	1	30,95	16,04	0,0013	
Hata	27,02	14	1,93			
Cor. total	4929,68	31				
Standart Sapma	1,39				R ² =0,9945	
Ortalama	30,72				Adj.-R ² =0,9879	
C.V. %	4,52				Predicted R ² =0,7698	
PRESS	1134,66				Adequate precision =67,018	

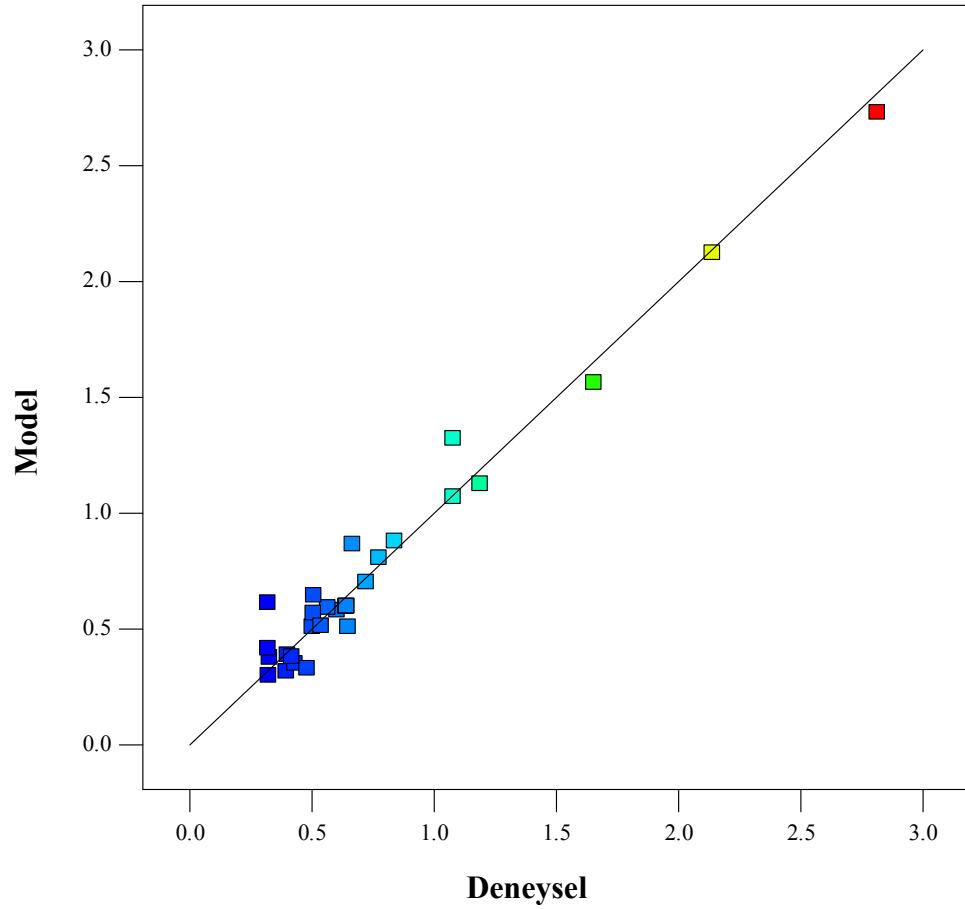


Şekil 4.5. Nusselt sayısı (Nu_t) için deneysel sonuçlar ile oluşturulan matematiksel modelden elde edilen sonuçların karşılaştırılması

$$\begin{aligned}
 f = & 0,474502 - 0,01808 x_1 + 0,041386 x_2 - 0,005695 x_3 - 0,01909 x_4 \\
 & - 3,4 \times 10^{-6} x_5 - 0,00089 x_1 x_3 + 0,00087 x_1 x_4 + 0,001536 x_2 x_4 \\
 & - 2,7 \times 10^{-6} x_2 x_5 - 0,00044 x_3 x_4 + 9,56 \times 10^{-7} x_3 x_5 + 0,000678 x_1^2
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

Çizelge 4.7. Sürtünme faktörü (f) için ANOVA tablosu

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	f - Değeri	Prob.>F	
Model	8,745	12	0,729	44,399	<0,0001	önemli
X ₁	3,6898	1	3,689	224,785	<0,0001	
X ₂	0,139	1	0,139	8,446	0,0091	
X ₃	0,756	1	0,756	46,067	<0,0001	
X ₄	1,408	1	1,408	85,779	<0,0001	
X ₅	0,0137	1	0,014	0,840	0,3710	
X ₁ X ₃	0,5013	1	0,501	30,547	<0,0001	
X ₁ X ₄	1,090	1	1,090	66,436	<0,0001	
X ₂ X ₄	0,172	1	0,172	10,491	0,0043	
X ₂ X ₅	0,178	1	0,178	10,826	0,0038	
X ₃ X ₄	0,0697	1	0,070	4,247	0,0533	
X ₃ X ₅	0,1084	1	0,108	6,606	0,0187	
X ₁ ²	0,5767	1	0,577	35,137	<0,0001	
Hata	0,3118	19	0,016			
Cor. total	9,0565	31				
Standart Sapma	0,13			R ² =0,9656		
Ortalama	0,75			Adj.-R ² =0,9438		
C.V. %	16,99			Predicted R ² =0,8604		
PRESS	1,26			Adequate precision =29,761		



Şekil 4.6. Sürtünme faktörü (f) için deneysel sonuçlar ile oluşturulan matematiksel modelden elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Kurulan matematiksel modellerdeki terimlerin istatistiksel önemi varyans analizi F-testi ile belirlenir. Seçilen %95 güvenirlilik ($\alpha = 0,05$)'den daha düşük olduğundan kurulan modeller istatistiksel olarak önemlidir ve bu ise modeldeki terimlerin istenilen yanıtlar üzerinde önemli bir etkisi olduğunu belirtir. Diğer bir istatistiksel karşılaştırma metodu ise Adj- R^2 değeridir (Myers *et al.* 1995) ve bu değer 1'e yakın olması, kurulan matematiksel modellerin bağımsız girdi değişkenleri (tasarım değişkenleri: S_y , H , t , ϕ ve Re) ile çıktı değişkenleri (R_{th} , f , Nu_t ve Nu_p) arasındaki ilişkiyi iyi temsil ettiğinin bir ölçüsü olarak dikkate alınır.

Kurulan matematiksel modellerinin iyiliğinin tespit edildiği p-değeri (Prob>F) ve Adj- R^2 değerleri R_{th} , f , Nu_t ve Nu_p için Çizelge 4.8'de verilmiştir.

Çizelge 4.8. İstatistiksel analiz sonuçları (özet tablo)

Denklem	Model	F-değeri (Prob>F)	Adj-R ²
R_{th}	İkinci derece polinom model	143,10 (<0,0001)	0,981
Nu_t	İkinci derece polinom model	149,43 (<0,0001)	0,988
Nu_p	İkinci derece polinom model	90,84 (<0,0001)	0,972
f	İkinci derece polinom model	44,40 (<0,0001)	0,944

Ayrıca Bölüm 3’te de belirtildiği gibi kurulan matematiksel modelin bağımsız girdi değişkenleri ile çıktı değişkenleri arasındaki ilişkiyi ne derecede temsil ettiğini tespit etmek için matematiksel modeli elde etmek için yapılan deneylerde (Çizelge 4.2) incelenen parametrelerden birinin veya bir kaçının seviyesini değiştirmek suretiyle doğrulama deneyleri yapılır. Doğrulama deneyleri ile kurulan matematiksel modeller aracılığıyla hesaplanan sonuçlar arasındaki farklar Çizelge 4.9, 4.10, 4.11 ve 4.12’de verilmiştir.

Çizelge 4.9. Termal direnç (R_{th}) için doğrulama deneyleri sonuçları

Deney No	Tasarım Parametreleri					Termal Direnç, R_{th}		
	H	t	S_y	ϕ	Re	Deneysel	Model	Hata (%)
1	60	15	20	30	11249,69	0,5791	0,5775	-0,26
2	60	15	40	30	11266,20	0,6488	0,6774	4,41
3	20	10	30	15	19678,25	0,6955	0,6853	-1,47
4	40	15	30	15	20104,65	0,5405	0,5176	-4,23

Çizelge 4.10. Nusselt sayısı (Nu_p) için doğrulama deneyleri sonuçları

Deney No	Tasarım Parametreleri					Nusselt Sayısı, Nu_p		
	H	t	S_y	ϕ	Re	Deneysel	Model	Hata (%)
1	60	15	20	30	11249,69	209,96	208,11	-0,88
2	60	15	40	30	11266,20	183,50	180,58	-1,59
3	20	10	30	15	19678,25	166,25	164,66	-0,95
4	40	15	30	15	20104,65	222,96	214,13	-3,96

Çizelge 4.11. Nusselt sayısı (Nu_t) için doğrulama deneyleri sonuçları

Deney No	Tasarım Parametreleri					Nusselt Sayısı, Nu_t		
	H	t	S_y	ϕ	Re	Deneysel	Model	Hata (%)
1	60	15	20	30	11249,69	17,18	16,67	-2,96
2	60	15	40	30	11266,20	23,73	23,55	-0,75
3	20	10	30	15	19678,25	45,71	43,53	-4,78
4	40	15	30	15	20104,65	25,47	24,52	-3,73

Çizelge 4.12. Sürtünme faktörü (f) için doğrulama deneyleri sonuçları

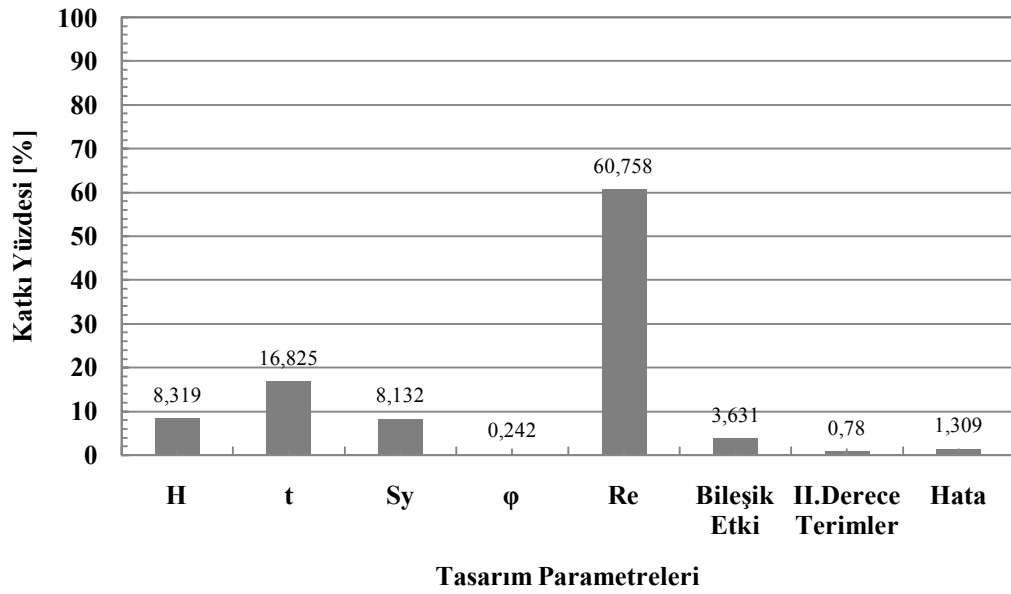
Deney No	Tasarım Parametreleri					Sürtünme Faktörü, f		
	H	t	S_y	ϕ	Re	Deneysel	Model	Hata (%)
1	60	15	20	30	11249,69	2,660	2,649	-0,40
2	60	15	40	30	11266,20	1,735	1,647	-5,08
3	20	10	30	15	19678,25	0,413	0,412	-0,22
4	40	15	30	15	20104,65	0,667	0,644	-3,54

R_{th} , f, Nu_t ve Nu_p için kurulan matematiksel modellerin her biri için F değerleri ($Prob>F$) ($<0,0001$) (Çizelge 4.8) olduğundan modeldeki terimlerin istenilen yanıtlar üzerinde önemli bir etkisi olduğu, $Adj-R^2$ değerleri (Çizelge 4.8) 1'e yakın olduğundan, deneylerden elde edilen sonuçlar ile matematiksel modelden hesaplanan sonuçlar karşılaştırıldığında uyumlu olduğu görüldüğünden (Şekil 4.3, 4.4, 4.5 ve 4.6) ve ayrıca doğrulama deneyleri ile matematiksel model yardımıyla hesaplanan sonuçlar arasındaki yüzde hata da kabul edilebilir sınırlar arasında olduğundan (Chiang *et al.* 2009; Chiang 2007) kurulan matematiksel modellerin bağımsız girdi değişkenleri ile çıktı değişkenleri arasındaki ilişkiyi iyi temsil ettiği sonucuna varılır.

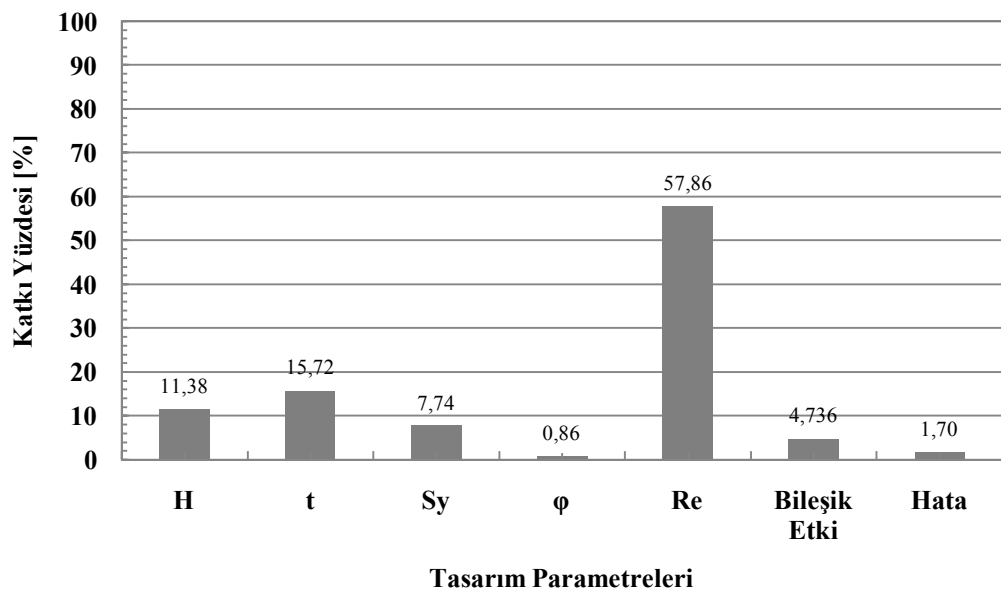
Çizelge 4.4, 4.5, 4.6 ve 4.7'de verilen varyans analizi sonuçlarını kullanarak her bir tasarım parametresinin yanıtına olan etkilerini belirleyebilmek için katkı yüzdeleri Eşitlik 4.8 (Kafkas 2009) kullanılarak hesaplanmıştır. Katkı yüzdeleri hesaplanırken sistemin cevabı üzerinde katkı yüzdeleri çok düşük olan parametreler (bileşik etkiler ve ikinci dereceden terimler gibi) birleştirilmiştir. Tasarım parametrelerinin termal direnç,

sürtünme katsayısı ve Nusselt sayılarına olan katkı yüzdeleri Şekil 4.7, 4.8, 4.9 ve 4.10’da verilmiştir.

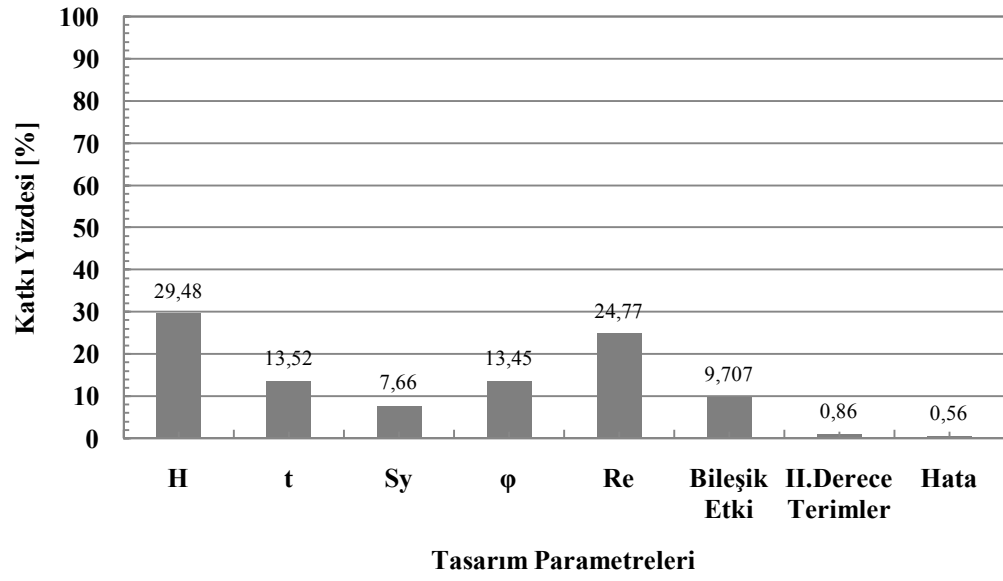
$$KY = \frac{Kareler\ Toplamı_{Parametre}}{Kareler\ Toplamı_{Toplam}} \times 100 \quad (4.8)$$



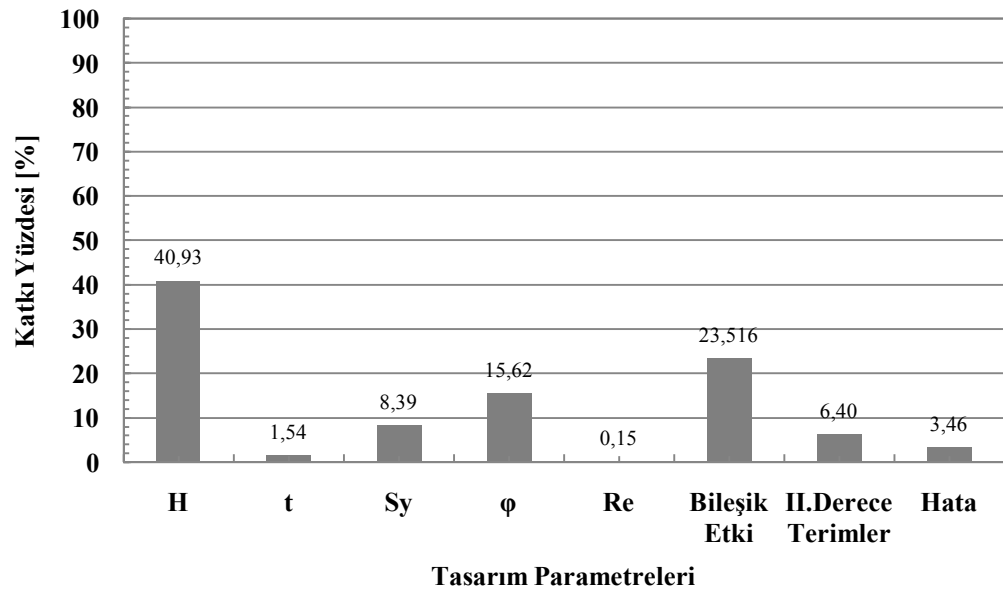
Şekil 4.7. Parametrelerin termal direnç (R_{th}) üzerine katkı yüzdeleri



Şekil 4.8. Parametrelerin Nusselt sayısı (Nu_p) üzerine katkı yüzdeleri



Şekil 4.9. Parametrelerin Nusselt sayısı (Nu_t) üzerine katkı yüzdeleri



Şekil 4.10. Parametrelerin sürtünme faktörü (f) üzerine katkı yüzdeleri

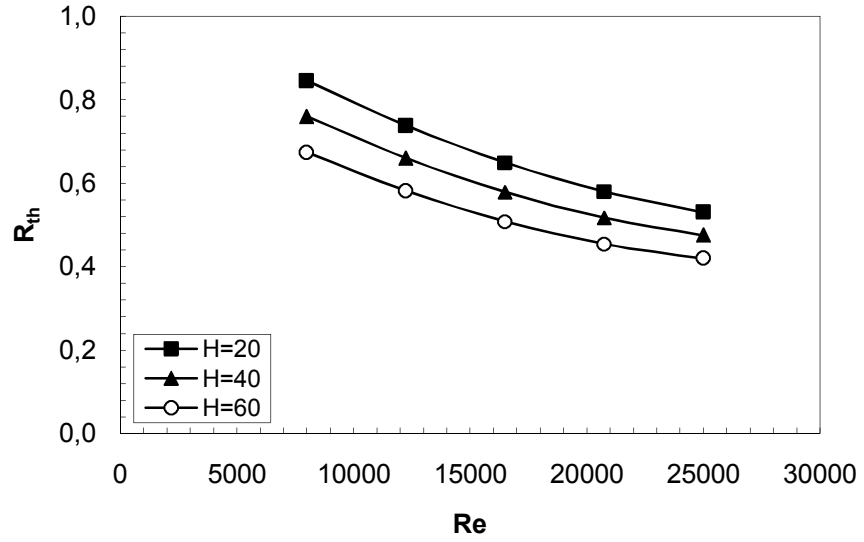
Elektronik soğutma uygulamalarında ısı alıcının etkinliğinin ve kullanılabilirliğinin bir ölçüsü de termal dirençtir. Termal dirence ve projeksiyon alanı esas alınarak hesaplanan Nusselt sayısına (Nu_p) etki eden parametreler sırasıyla Reynolds sayısı (Re), test elemanlarının kalınlığı (t), test elemanlarının yüksekliği (H), test elemanlarının akış yönünde birbirlerine olan mesafesi (S_y) ve karşılama açısıdır (ϕ) (Şekil 4.7 ve Şekil 4.8).

Toplam alan esas alınarak hesaplanan Nusselt sayısına (Nu_p) etki eden parametreler sırasıyla test elemanlarının yüksekliği (H), Reynolds sayısı (Re), test elemanlarının kalınlığı (t), karşılama açısı (ϕ) ve test elemanlarının akış yönünde birbirlerine olan mesafesidir (S_y) (Şekil 4.9).

Sürtünme faktörü üzerine en etkili parametreler sırasıyla test elemanlarının yüksekliği (H), karşılama açısı (ϕ), test elemanlarının akış yönünde birbirlerine olan mesafesi (S_y), test elemanlarının kalınlığı (t) ve Reynolds sayısıdır (Re) (Şekil 4.10).

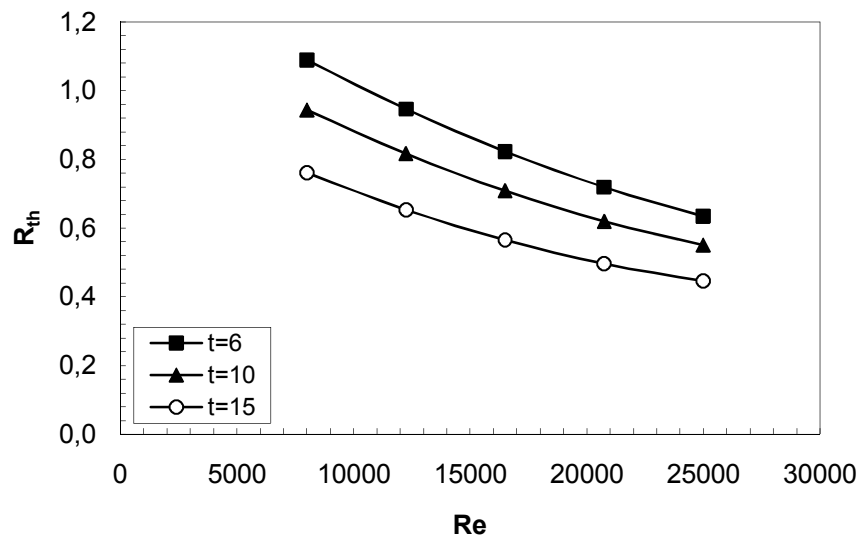
Termal direnç ve Nusselt sayısında bileşik etki terimlerinin sistemin cevabına olan etkisi tasarım parametrelerinin etkileri yanında çok küçük kalırken sürtünme faktöründe bileşik etkilerin sistemin cevabına olan katkısı bazı tasarım parametrelerinin bile üzerindedir. Tasarım parametrelerinin sürtünme katsayısına olan katkı yüzdeleri hesaplanırken bileşik etki terimi altına toplanan etkileşimlerden kanat yüksekliği (H) ve karşılama açısı (ϕ) etkileşiminin (%12,10), kanat yüksekliği (H) ve kanatlar arası mesafe (S_y) etkileşiminin (%5,56) ve ikinci dereceden terimlerin etkisi altına toplanan kanat yüksekliğinin karesi (H^2) parametresinin katkı yüzdesinin (%6,40) bazı tasarım parametrelerinden daha etkili olduğu görülmektedir.

4.3. Isı Geçişi ve Sürtünme Karakteristikleri

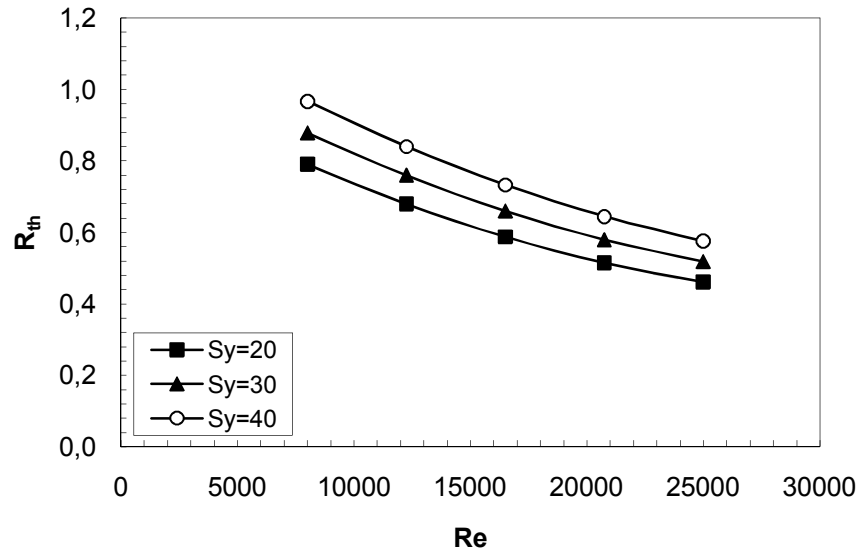


Şekil 4.11. $t=15\text{mm}$, $\phi=0^\circ$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı kanat yüksekliklerinde (H) termal direncin (R_{th}) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

Şekil 4.11'den artan kanat yüksekliği ve artan Reynolds sayısıyla termal direncin azaldığı, Şekil 4.12'den ise artan kanat kalınlığı ve artan Reynolds sayısıyla termal direncin azaldığı görülmektedir.

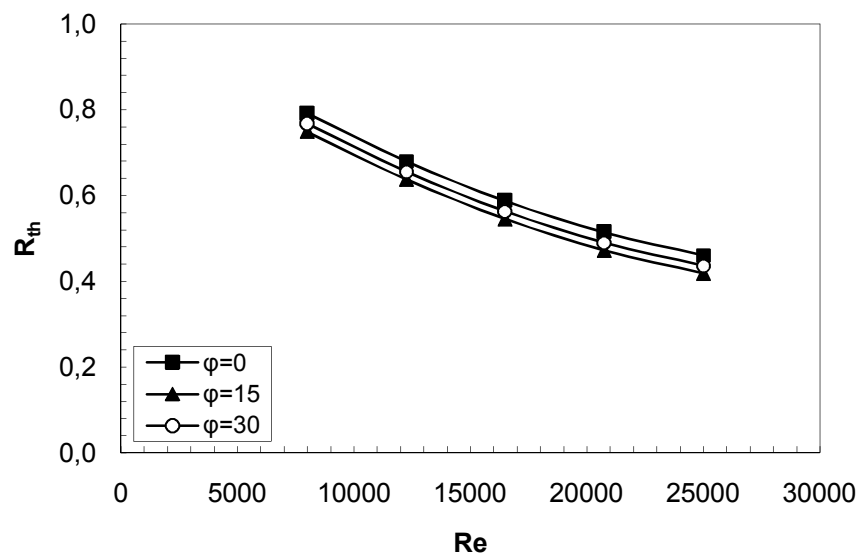


Şekil 4.12. $H=60\text{mm}$, $\phi=30^\circ$ ve $S_y=40\text{mm}$ için farklı kanat kalınlıklarında (t) termal direncin (R_{th}) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

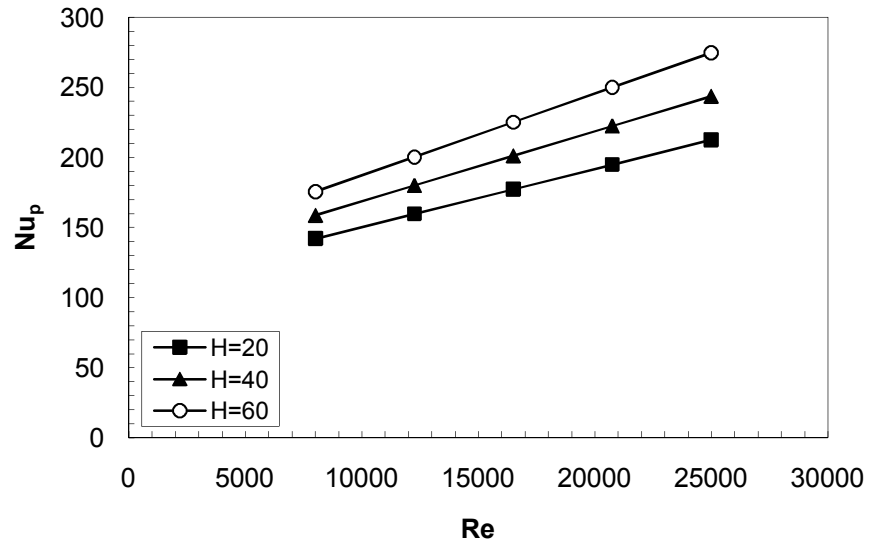


Şekil 4.13. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $\varphi=0^\circ$ için farklı aralıklarda (S_y) termal direncin (R_{th}) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

Şekil 4.13'ten akışa paralel yöndeki kanatlar arası mesafenin azalması ve Reynolds sayısının artmasıyla termal direncin azaldığı, Şekil 4.14'ten artan Reynolds sayısıyla termal direncin azaldığı görülmektedir. En düşük termal direnç karşılama açısının 15° olduğu durumda sağlanmıştır.

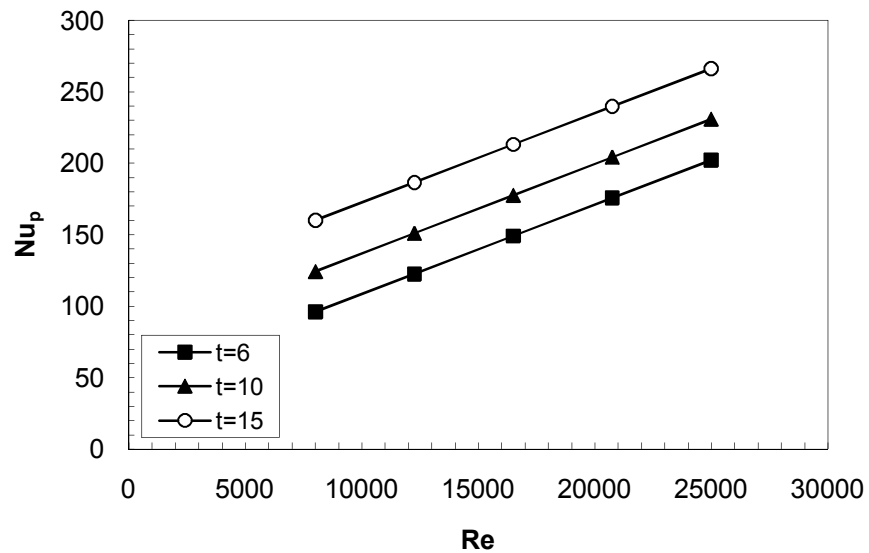


Şekil 4.14. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı karşılama açılarında (φ) termal direncin (R_{th}) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

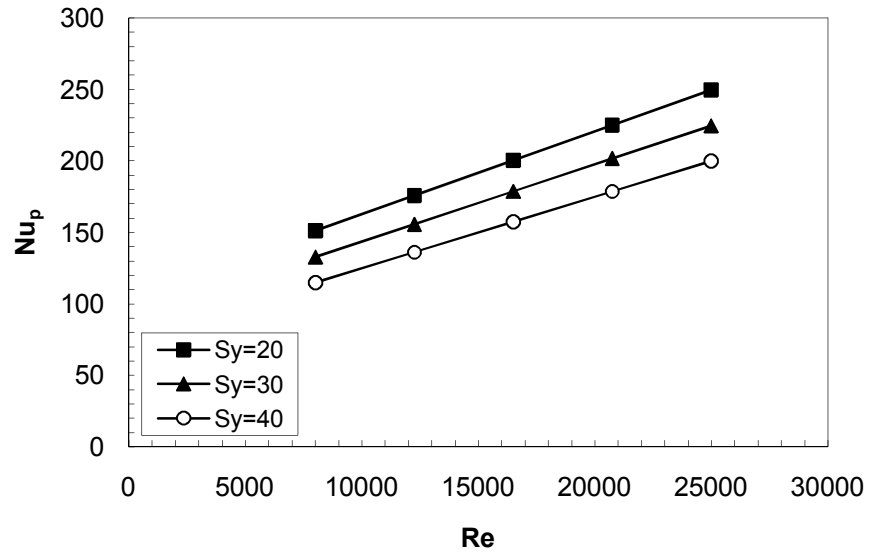


Şekil 4.15. $t=15\text{mm}$, $\phi=0^\circ$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı kanat yüksekliklerinde (H) Nusselt sayısının (Nu_p) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

Şekil 4.15'ten artan kanat yüksekliği ve artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının (Nu_p) arttığı, Şekil 4.16'dan ise artan kanat kalınlığı ve artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının (Nu_p) arttığı görülmektedir.

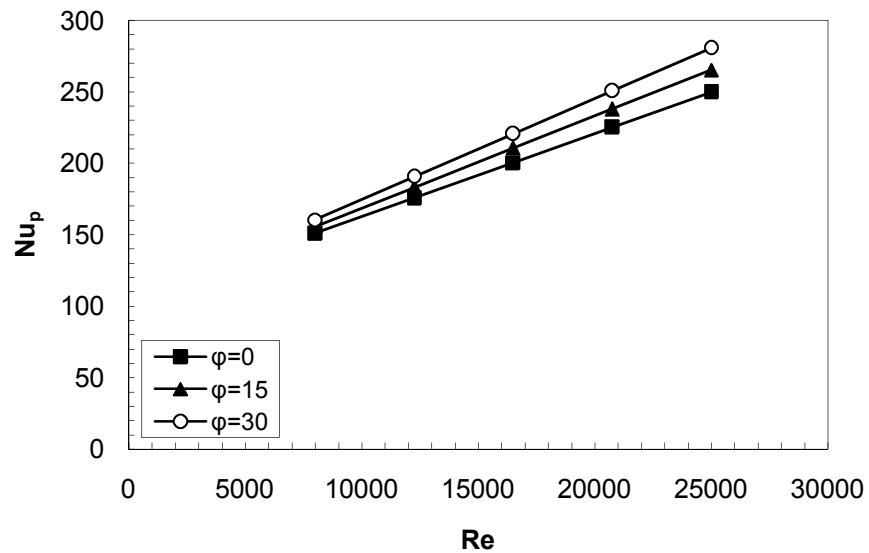


Şekil 4.16. $H=60\text{mm}$, $\phi=30^\circ$ ve $S_y=40\text{mm}$ için farklı kanat kalınlıklarında (t) Nusselt sayısının (Nu_p) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

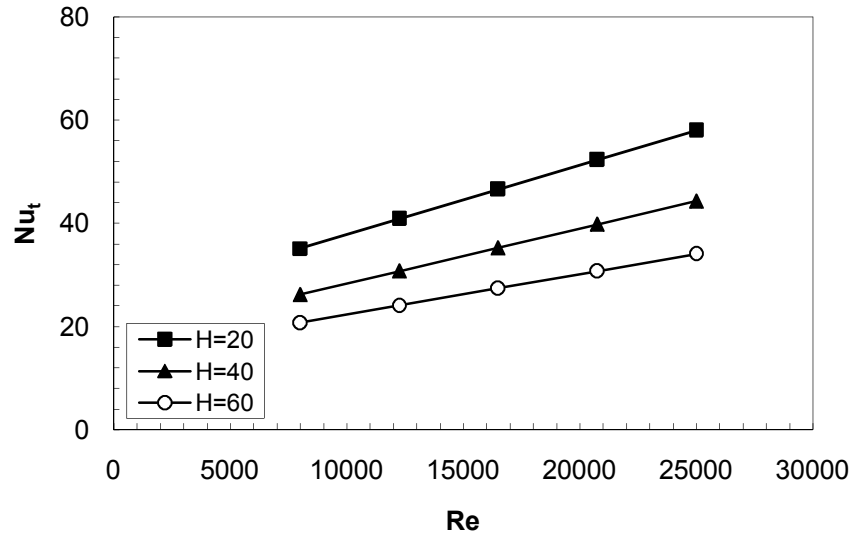


Şekil 4.17. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $\varphi=0^\circ$ için farklı aralıklarda (S_y) Nusselt sayısının (Nu_p) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

Şekil 4.17'den akışa paralel yöndeki kanatlar arası mesafenin azalması ve Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının (Nu_p) arttığı, Şekil 4.18'den ise artan karşılama açısı ve artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının (Nu_p) arttığı görülmektedir.

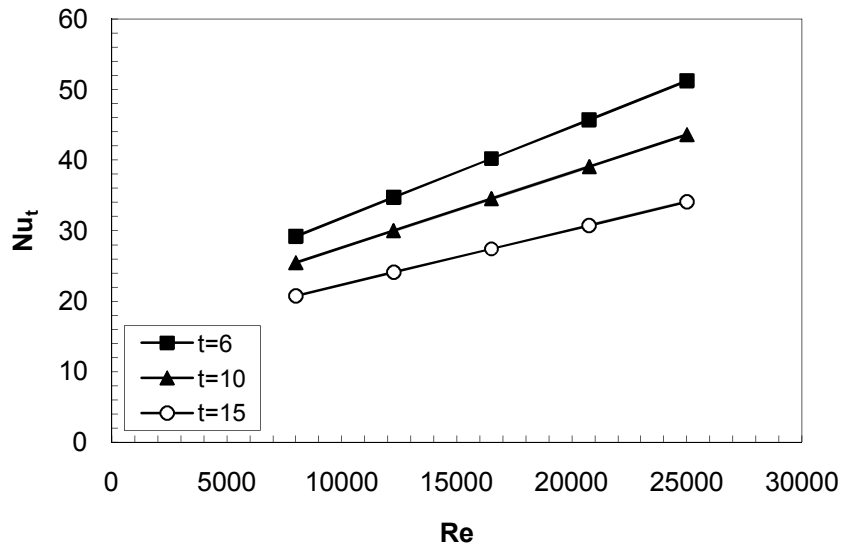


Şekil 4.18. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı karşılama açılarında (φ) Nusselt sayısının (Nu_p) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

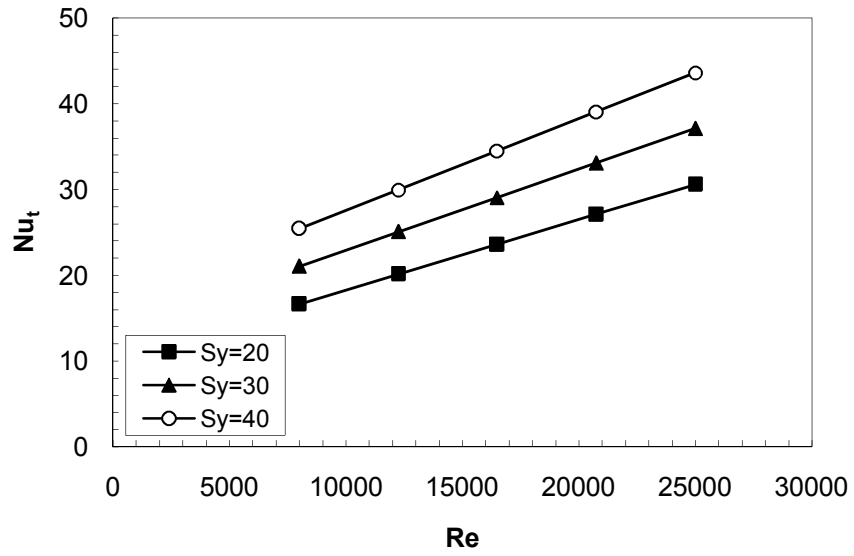


Şekil 4.19. $t=15\text{mm}$, $\phi=30^\circ$ ve $S_y=40\text{mm}$ için farklı kanat yüksekliklerinde (H) Nusselt sayısının (Nu_t) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

Şekil 4.19'dan azalan kanat yüksekliği ve artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının (Nu_t) arttığı, Şekil 4.20'den ise azalan kanat kalınlığı ve artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının (Nu_t) arttığı görülmektedir.

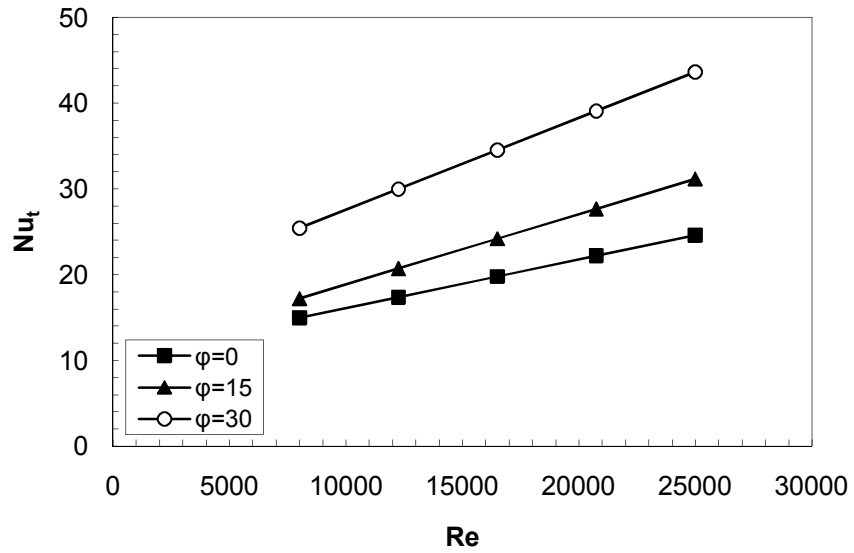


Şekil 4.20. $H=60\text{mm}$, $\phi=30^\circ$ ve $S_y=40\text{mm}$ için farklı kanat kalınlıklarında (t) Nusselt sayısının (Nu_t) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

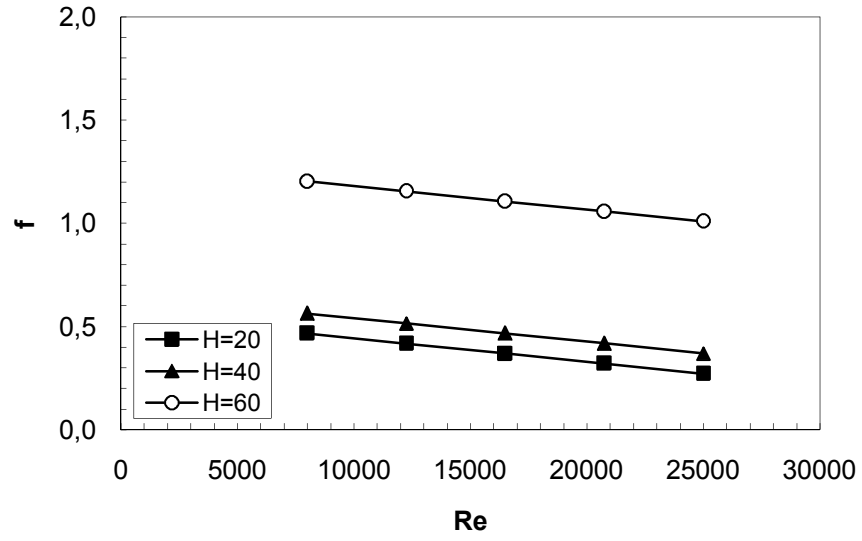


Şekil 4.21. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $\varphi=0^\circ$ için farklı aralıklarda (S_y) Nusselt sayısının (Nu_t) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

Şekil 4.21'den akışa paralel yöndeki kanatlar arası mesafenin ve Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının (Nu_t) arttığı, Şekil 4.22'den ise artan karşılama açısı ve artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının (Nu_t) arttığı görülmektedir.

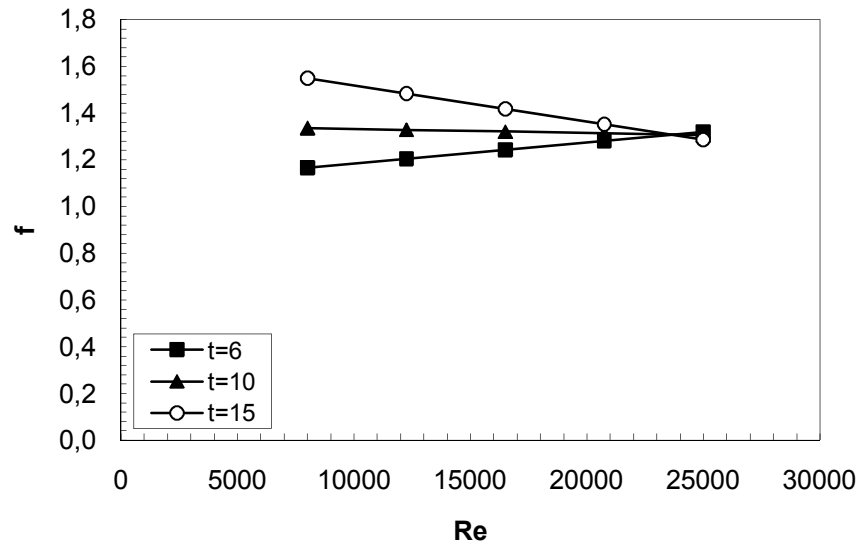


Şekil 4.22. $H=60\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $S_y=40\text{mm}$ için farklı karşılama açılarında (φ) Nusselt sayısının (Nu_t) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

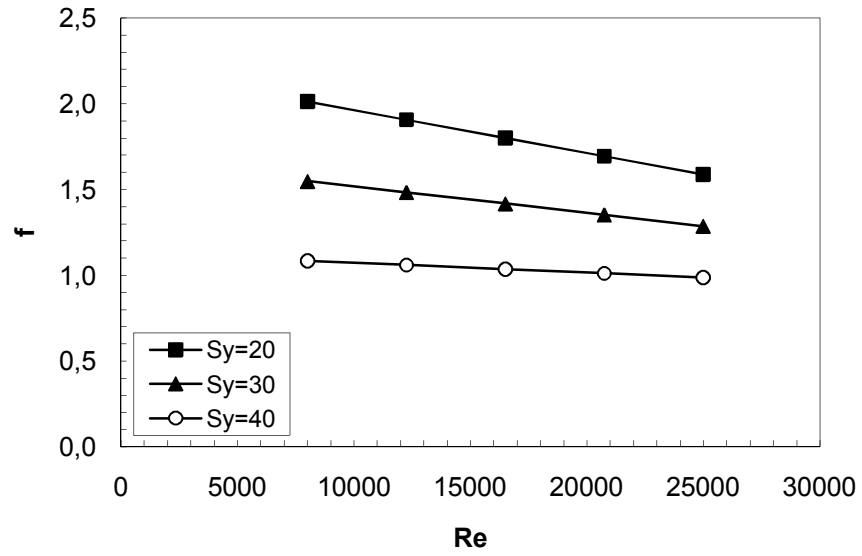


Şekil 4.23. $t=10\text{mm}$, $\phi=0^\circ$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı kanat yüksekliklerinde (H) sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

Şekil 4.23'ten azalan kanat yüksekliği ve artan Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün azaldığı, Şekil 4.24'ten ise azalan kanat kalınlığı ve artan Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir.

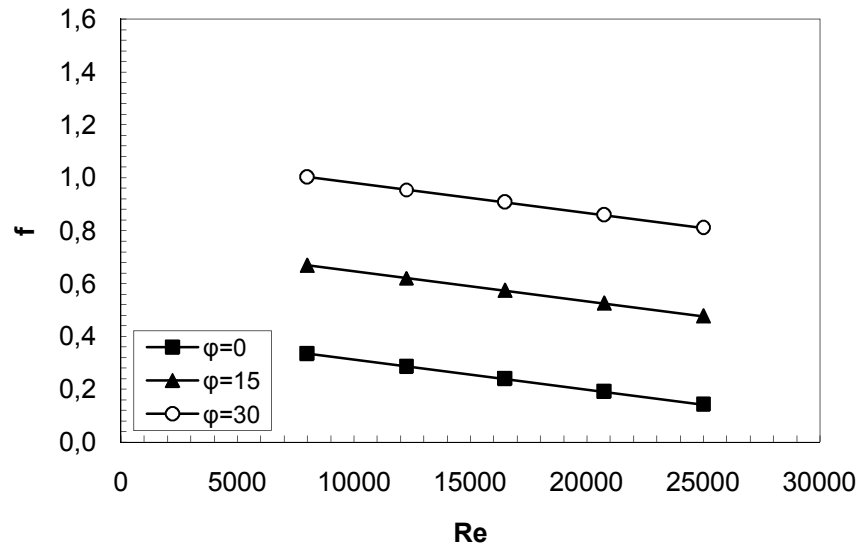


Şekil 4.24. $H=60\text{mm}$, $\phi=15^\circ$ ve $S_y=30\text{mm}$ için farklı kanat kalınlıklarında (t) sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi



Şekil 4.25. $H=60\text{mm}$, $t=15\text{mm}$ ve $\varphi=15^\circ$ için farklı aralıklarda (S_y) sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

Şekil 4.25'ten akışa paralel yöndeki kanatlar arası mesafenin ve Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörünün azaldığı, Şekil 4.26'dan ise azalan karşılama açısı ve artan Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.26. $H=40\text{mm}$, $t=10\text{mm}$ ve $S_y=20\text{mm}$ için farklı karşılama açılarında (φ) sürtünme faktörünün (f) Reynolds sayısı (Re) ile değişimi

Kanat yüksekliğinin (H) artması ısı transferi yüzey alanını arttırmakla beraber kanat ile kanal tavanı arasındaki akışın by-pass olacağı serbest akış alanının azalmasına bağlı olarak türbülans artışına da sebep olmakta, ısı değiştirici üzerinden atılan ısı miktarını yani Nusselt sayısını arttırmakta (Şekil 4.15) ve ısı değiştiricinin termal direncini azaltmaktadır (Şekil 4.11). Kanat yüksekliğinin (H) artması yani serbest akış alanının azalması akışı daha fazla engellenmekte dolayısıyla sürtünme faktöründe de artışa (Şekil 4.23) neden olmaktadır.

Kanat kalınlığının (t) artması da benzer şekilde ısı transferi yüzey alanında bir artışa ve aynı zamanda da türbülans artışına yol açmaktadır. Yani Nusselt sayısının artmasına (Şekil 4.16), termal direncin azalmasına (Şekil 4.12) ve sürtünme faktörünün artmasına (Şekil 4.24) yol açmaktadır.

Elamanlar arası akışa paralel yöndeki mesafenin (S_y) artması levha üzerindeki kanat sayısının azalması anlamına gelmektedir. Levha üzerindeki kanat sayısındaki azalmaya bağlı olarak ısı transferi yüzey alanının azalması Nusselt sayısının azalmasına (Şekil 4.17) ve termal direncin artmasına (Şekil 4.13) yol açmaktadır. Kanatlar arası mesafenin artması yani kanat sayısının azalması akışın daha az bozulmasını sağlamakta dolayısıyla sürtünme faktöründe de düşüşe (Şekil 4.25) neden olmaktadır.

Karşılama açısının (ϕ) artması türbülans artışına neden olmakta ve akışı daha fazla bozmaktadır. Türbülanslı akışta ısı transferinin daha iyi olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla karşılama açısının artması Nusselt sayısını arttırmakta (Şekil 4.18 ve 4.22) ve akışın daha fazla bozulmasına neden olduğu için de sürtünme faktörünü de arttırmaktadır (Şekil 4.26). Ancak karşılama açısının 15° olduğu durumda termal direncin 30° olduğu duruma göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.14).

Reynolds sayısının (Re) artması türbülans artışına neden olduğu için ısı transferini de arttırmaktadır. Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısında önemli bir artış (Şekil 4.15, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19, 4.20, 4.21 ve 4.22) ve termal dirençte de düşüş (Şekil 4.11, 4.12, 4.13 ve 4.14) gözlemlenmektedir. Zaten Şekil 4.7 ve Şekil 4.8 incelendiğinde

termal direnç ve Nusselt sayısı üzerine en etkili parametrenin Reynolds sayısı olduğu görülmektedir.

Ayrıca, termal direnç (R_{th}), projeksiyon alanına göre hesaplanan Nusselt sayısı (N_{up}), toplam alana göre hesaplanan Nusselt sayısı (N_{ut}) ve sürtünme faktörü (f) için tasarım değişkenlerinin etkilerinin yanı sıra bileşik etkilerin de görülebildiği Design Expert programının çıktısı olan üç boyutlu grafikler ve bu grafiklere ait kontur grafikler de Ek 1’de verilmiştir.

4.4. Optimizasyon

Bu çalışmada, optimizasyondaki amaç; düzlem levhaya eklenen kanatların meydana getirdiği yüzey alanı artışı ve türbülansa bağlı olarak ısı transferindeki artışla birlikte kanatların akımı bloke ederek basınç düşümünü arttırması sonucu kanal içerisinde istenilen debiyi sağlamak için gerekli fan gücü artışının optimize edilmesidir.

Optimizasyon için, amaç fonksiyonu olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü ya da termal direnç ile sürtünme faktörü seçilebilir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün amaç fonksiyonu olarak seçilmesi durumunda Nusselt sayısını maksimum ve sürtünme faktörünü minimum yapacak tasarım değişkenlerinin optimum değerlerinin belirlenmesi gerekirken, amaç fonksiyonu olarak termal direnç ve sürtünme faktörünün seçilmesi durumunda ise her iki amaç fonksiyonunu da minimum yapacak tasarım değişkenlerinin optimum değerlerinin belirlenmesi gerekir. Hangi ikili seçilirse seçilsin sonuca etki etmeyecektir. Çünkü; Nusselt sayısının artması termal direncin azalmasını gerektirir yani birbirleriyle ters orantılı olarak değişirler (Eşitlik 3.10, 3.16). Dolayısıyla amaç fonksiyonu olarak yukarıda bahsedilen ikililerden hangisinin seçileceği optimizasyonu yapan kişinin inisiyatifindedir.

Bu çalışmada, termal direnç (R_{th}) ve sürtünme faktörü (f) amaç fonksiyonu olarak seçilerek her iki amaç fonksiyonunu minimum yapacak tasarım değişkenlerinin (S_y , H , t , ϕ ve Re) optimum değerlerini belirlenmesi amaçlanmıştır. Ancak optimizasyon

probleminin tanımlanmasında R_{th} ve f açık fonksiyonlar olmadığından, yani tasarım değişkenlerine bağlı matematiksel formülasyon şeklinde ifade edilemediğinden, öncelikli olarak matematiksel model (Eşitlik 4.4 ve 4.7) YYY vasıtasıyla kurulup optimizasyon tanımlamasında amaç fonksiyon olarak kullanılmıştır.

Bu çalışmada hedeflenen tasarım optimizasyonu aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$X = [S_y, H, t, \varphi, Re]$$

$$\min Y_1=f \quad \text{ve} \quad \min Y_2=R_{th}$$

$$20 \leq H \leq 60$$

$$6 \leq t \leq 15$$

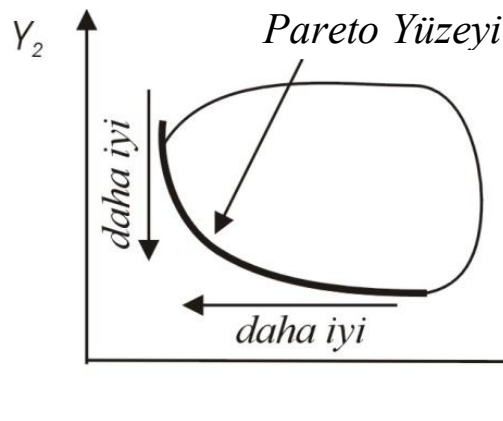
$$20 \leq S_y \leq 40$$

$$0 \leq \varphi \leq 30$$

$$8000 \leq Re \leq 25000$$

(4.9)

Tek amaç fonksiyona sahip optimizasyon problemlerinde tasarım değişkenleri tek bir optimum değer alabilmelerine rağmen Eşitlik 4.9'da tanımlanan çok amaçlı optimizasyon problemlerinde, birden fazla amaç fonksiyonu minimum yapacak tasarım değişkenlerine ait bir çözüm seti elde edilmeye çalışılır ve bu Pareto optimal olarak adlandırılır (Miettinen 1999). Bütün pareto optimal çözümlerini içeren sete pareto optimal set denir ve bu değerlere karşılık gelen amaç fonksiyonların değeri Şekil 4.27'de verildiği gibi bir pareto yüzeyi oluşturur.



Şekil 4.27. İki amaç fonksiyonlu optimizasyon probleminin pareto yüzeyi gösterimi

Pareto optimalite felsefesinde, bir amacı iyileştirme ancak ve ancak diğer amaçlardan fedakârlık etme yoluyla sağlanmaktadır. Matematiksel olarak her pareto optimal çözüm, çok amaçlı optimizasyon probleminin aynı derecede kabul edilebilir bir çözümüdür. Bu çözümler içinden ideale en yakın olan seçilmeye çalışılır. Bu seçim işlemi bir karar verme birimi tarafından gerçekleştirilir. Karar verici (KV), sistemi değiştirmek için, kendisinde otorite olan ve sorumluluk taşıyan kişidir. KV, eldeki bilgilere göre mevcut çözüm alternatiflerini inceleyerek, optimumu belirleyen kişi ya da gruplar olabilir. KV'nin problemi daha iyi kavradığı ve farklı çözümler arasındaki tercih ilişkilerini ifade edebildiği varsayılır. Son çözümden KV sorumludur. Çok amaçlı optimizasyon probleminin çözümü, KV-Analist işbirliğinde gerçekleştirilir. Analist, çözüm sürecinin matematiksel ve teorik yönünden sorumlu olan kişi ya da bilgisayar programlarıdır. Analist, çözüm seçeneklerini oluşturur ve KV'nin önerilerine göre seçim yapılır. Çok amaçlı optimizasyon probleminin çözümü ile, pareto optimal olan ve KV'nin gereksinimlerini yerine getirecek, uygun bir çözümün bulunması anlaşılır. Böyle bir çözümün olduğu varsayılır ve o çözüme KV'nin son çözümü denilir (Köksoy vd 2005).

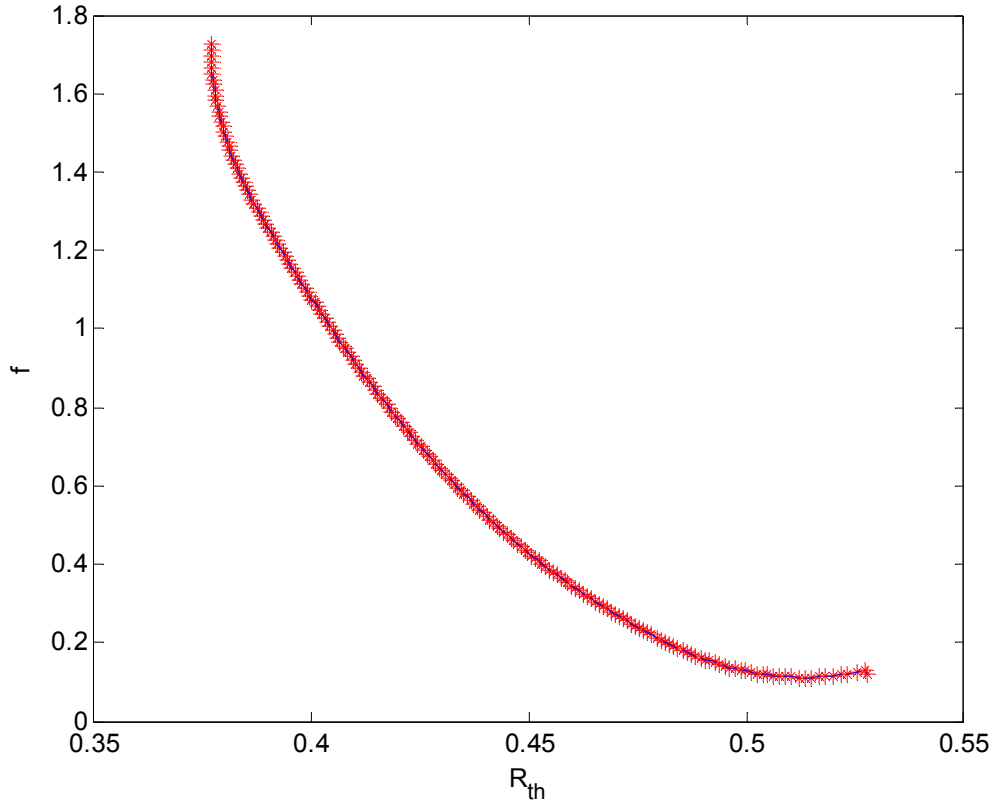
Bu çalışmada Pareto optimal elde etmek için Matlab programında kodlanan normal sınır kesişimi (Normal Boundary Intersection) kullanılmıştır (Das *et al.* 1998).

Optimum tasarım değişkenlerin değerleri, çoklu amaç optimizasyonu olduğundan tek bir çözüm yerine bir set olarak elde edilir ve çoklu amaç optimizasyonu sonucunda, tasarım değişkenlerinin optimum değerleri için çözüm setlerinin bir kısmı Çizelge 4.13'de tamamı ise Ek 2'de verilmiştir.

Çizelge 4.13. Çözüm kümesi ve amaç fonksiyonlarının aldığı değerler

Çözüm Kümesi						Amaç fonksiyonları	
Sıra	H	t	S _y	φ	Re	f	R _{th}
1	60	15	20	17,96	25000	0,37673	1,72769
2	60	15	20	17,63	25000	0,37675	1,71179
3	60	15	20	17,30	25000	0,37679	1,69619
4	60	15	20	16,97	25000	0,37687	1,68089
5	60	15	20	16,66	25000	0,37696	1,66587
6	60	15	20	16,35	25000	0,37709	1,65111
7	60	15	20	16,04	25000	0,37723	1,63660
8	60	15	20	15,74	25000	0,37740	1,62232
9	60	15	20	15,44	25000	0,37759	1,60827
10	60	15	20	15,15	25000	0,37780	1,59444
11	60	15	20	10,97	25000	0,38334	1,39627
12	60	15	20	10,73	25000	0,38380	1,38505
13	60	15	20	10,49	25000	0,38427	1,37393
14	60	15	20	10,26	25000	0,38474	1,36292
15	60	15	20	10,03	25000	0,38523	1,35202
16	60	15	20	9,80	25000	0,38572	1,34122
17	60	15	20	9,58	25000	0,38623	1,33052
18	60	15	20	9,35	25000	0,38674	1,31991
19	60	15	20	9,13	25000	0,38726	1,30940
20	60	15	20	8,91	25000	0,38779	1,29898

Tanımlanan optimizasyon problemi için çizilen pareto yüzeyi ise Şekil 4.28’de verilmiştir.



Şekil 4.28. Pareto yüzeyi

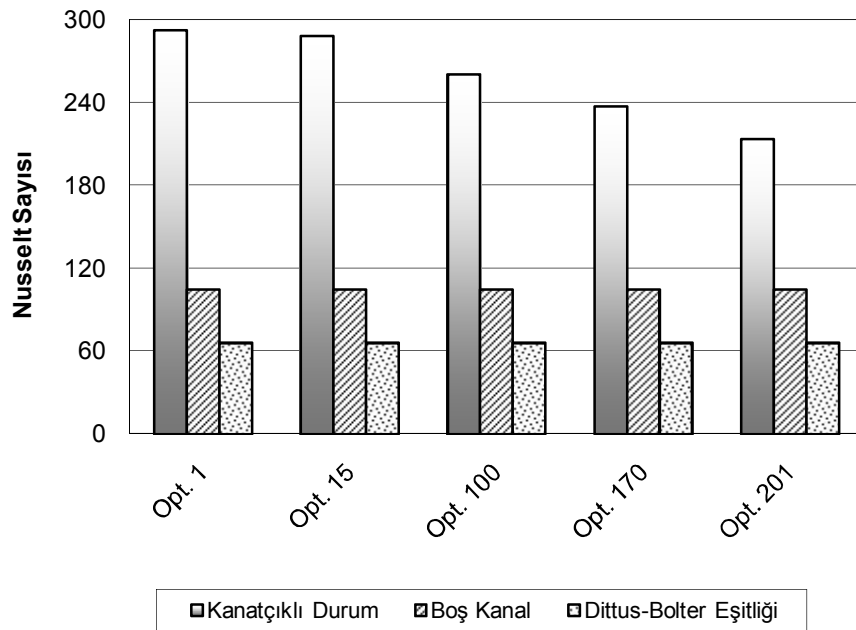
Yukarıda belirtildiği gibi çok amaçlı optimizasyon problemlerinden elde edilen çözüm setlerinden hangisinin tercih edileceği bir karar verme sürecidir ve tasarım değişkenlerinin optimum değerleri karar verici tarafından çözüm setlerinden (Ek 2) seçilerek belirlenir.

Örneğin; çalışma şartları gereğince kanatların (test elemanların) geometrisini değiştirmek mümkün değilse geometriye bağlı olmayan değişkenin/değişkenlerin değiştiği bir çözüm seçmek veya elemanların yüksekliğini değiştirmek karşılama açısını değiştirmekten daha maliyetli ise karşılama açısının değiştiği bir çözümü seçmek daha mantıklıdır.

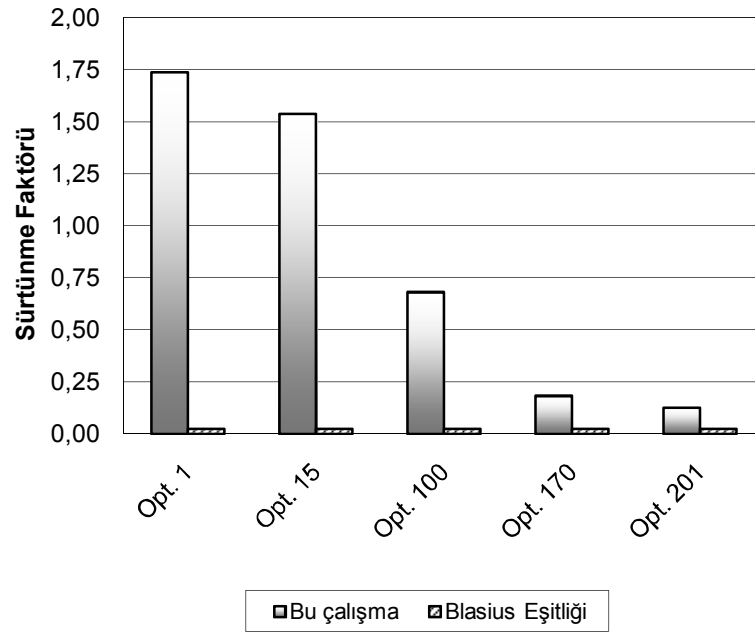
Örneklerden de anlaşılacağı gibi yukarıda tanımlanan çok amaçlı optimizasyon problemlerinden elde edilen çözüm setlerinden (Ek 2) her biri aynı derecede kabul

edilebilir bir çözüm olduğundan hangi çözüm setinin seçileceği tamamen KV'nin inisiyatifindedir.

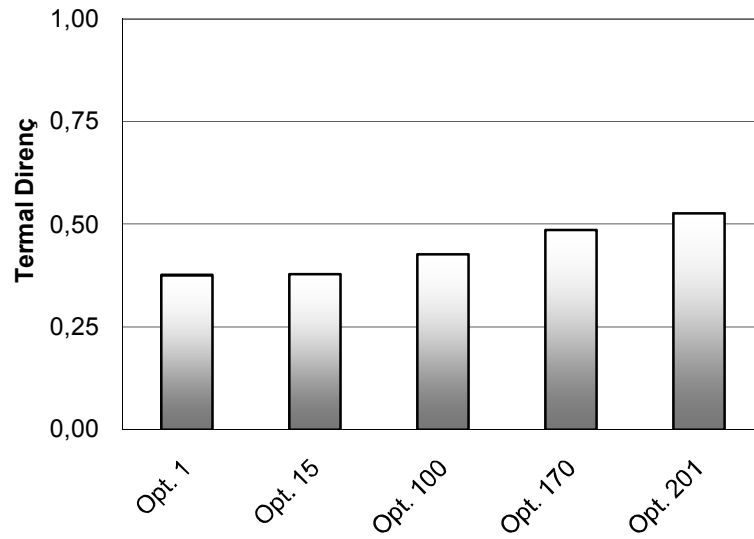
Çoklu amaç optimizasyonu sonucunda, Ek 2'de verilen çözüm setlerinden rastgele seçilen tasarım değişkenlerinin optimum değerleri için hesaplanan Nusselt sayısının (Nu_p) bu çalışma için elde edilen boş kanal korelasyonu ve literatürde boş kanal için önerilen Dittus-Bolter eşitliği ile karşılaştırılması Şekil 4.29'da, sürtünme faktörünün (f) Blasius eşitliği ile karşılaştırılması Şekil 4.30'da ve termal direncin farklı optimizasyon sonuçlarında aldığı değerler de Şekil 4.31'de görülmektedir.



Şekil 4.29. Nusselt sayısı (Nu_p) için optimizasyon sonuçlarının boş kanal korelasyonu ve literatürle karşılaştırılması



Şekil 4.30. Sürtünme faktörü (f) için optimizasyon sonuçlarının literatürle karşılaştırılması



Şekil 4.31. Farklı optimumla içim termal direncin (R_{th}) aldığı değerler

Ayrıca, Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'dan Pareto optimalite anlayışının temel felsefesi -bir amacı iyileştirmenin ancak ve ancak diğer amaçlardan fedakârlık etme yoluyla

sağlanabilir- de açıkça görülmektedir. Örneğin, Şekil 4.29’da farklı optimumlar için Nusselt sayısının boş kanala göre arttığı ve buna paralel olarak da aynı optimumlar için Şekil 4.30’da sürtünme faktörünün de arttığı görülmektedir. Şekil 4.29 ve 4.30 incelendiğinde farklı optimumların Nusselt sayılarının ve sürtünme faktörlerinin birbirinden farklı olduğu, yüksek Nusselt sayısına ait optimumların sürtünme faktörlerinin de yüksek olduğu, düşük Nusselt sayısına sahip optimumların sürtünme faktörlerinin de düşük olduğu görülmektedir. Yani, Nusselt sayısını arttırmak ya da termal direnci düşürmek ancak sürtünme faktöründen fedakârlık ederek olmaktadır.

Çoklu amaç optimizasyonu sonucunda elde edilen çözüm setleri incelendiğinde test elemanlarının Nusselt sayısında bu çalışma için üretilmiş boş kanal korelasyonuna göre yaklaşık 3 kat kadar bir artışa, Dittus-Bolter eşitliğine göre ise de yaklaşık 4,5 kat kadar bir artışa neden olduğu ve sürtünme faktöründe de benzer şekilde bir artışa neden olduğu görülmektedir.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada kompakt ısı değıştircilerinde, güneş kolektörlerinde, ısı ve ses yalıtımında, uydularda, hava taşıtlarında, yüksek hızlı trenlerde, katalitik yakıcılarda ve kompozit malzeme yapımında kullanılan metalik balpeteği yapıların ısı transferi ve akım karakteristiklerini belirlemeye yönelik deneysel bir çalışma yapılmıştır. Tasarım parametrelerinin değeri, kanat yüksekliği (H) için 20, 40 ve 60mm, kanat kalınlığı (t) için 6, 10 ve 15mm, akışa paralel yönde kanatlar arası mesafe (S_y) için 20, 30 ve 40mm, karşılama açısı (ϕ) için 0° , 15° ve 30° ve Reynolds sayısı (Re) için 8.000, 16.000 ve 25.000 olarak seçilmiştir. Yanıt Yüzey Yöntemi (YYY) yardımıyla Nusselt sayısı, termal direnç ve sürtünme faktörü için matematiksel modeller kurulmuştur. Termal direnç ve sürtünme faktörünü minimum yapacak tasarım değışkenlerini belirlemek çok amaçlı optimizasyon yapılmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Deneyler neticesinde metalik bal peteğinden imal edilmiş test elemanlarının ısı transferini iyileştirmede kayda değeri bir etki sağladığı gözlemlenmiştir.
- Termal dirence ve projeksiyon alanı esas alınarak hesaplanan Nusselt sayısına (Nu_p) etki eden parametreler sırasıyla Reynolds sayısı (Re), test elemanlarının kalınlığı (t), test elemanlarının yüksekliği (H), test elemanlarının akış yönünde birbirlerine olan mesafesi (S_y) ve karşılama açısıdır (ϕ).
- Toplam alan esas alınarak hesaplanan Nusselt sayısına (Nu_t) etki eden parametreler sırasıyla test elemanlarının yüksekliği (H), Reynolds sayısı (Re), test elemanlarının kalınlığı (t), karşılama açısı (ϕ) ve test elemanlarının akış yönünde birbirlerine olan mesafesidir (S_y).
- Sürtünme faktörü üzerine en etkili parametreler sırasıyla test elemanlarının yüksekliği (H), karşılama açısı (ϕ), test elemanlarının akış yönünde birbirlerine olan mesafesi (S_y), test elemanlarının kalınlığı (t) ve Reynolds sayısıdır (Re).

- Deneysel veriler kullanılarak kurulan matematiksel modeller kullanılarak termal direnci ve sürtünme faktörünü minimum yapacak tasarım değişkenleri belirlenerek Ek 2’de sunulmuştur. Ek 2’de sunulan çözüm setlerinin her biri aynı derecede kabul edilebilir bir çözüm olduğundan hangi çözüm setinin seçileceği tamamen karar vericinin inisiyatifine bırakılmıştır.
- Metalik bal peteği yapıların hafif olması ve alan/hacim oranının (kompaktlık) yüksek olması diğer ısı alıcılara göre avantaj sağlamaktadır.

Ayrıca aşağıda literatürde çok rastlanan Taguchi metodu ile bu çalışmada tercih edilen Yanıt Yüzey Yöntemi arasındaki farklar tartışılmıştır. Taguchi metodu prosesi karakterize eden bir matematiksel model kurmaz ancak istatistiksel deney tasarımı sayesinde deney sayısını azaltır. Taguchi metodu kesiklidir, yani deney planında yer alan deneyler arasındaki optimumu bulur. Oysa, Yanıt Yüzey Yöntemi sürekli, deneyde incelenen parametrelerin sınırları dahilinde prosesi karakterize eden bir matematiksel model oluşturmaya izin verdiği için bu aralıkta amaca göre istenilen optimizasyon metodu kullanılarak optimizasyon işlemi gerçekleştirilebilir.

Bu çalışma için Ek 2’de verilen tasarım parametrelerinin optimum değerleri birden fazladır ve seçim karar vericiye bırakılmıştır. Ek 2’de verilen optimizasyon sonuçları incelendiğinde deney planında yer almayan değerlerinde optimum olarak gösterildiği görülmektedir. Eğer bu çalışmada Taguchi metodu kullanılmış olsaydı deney planında yer alan deneyler arasından bir optimum belirlenecekti ve prosesi karakterize eden bir matematiksel modelimiz olmayacaktı.

Bundan sonraki çalışmalar için şunlar önerilmektedir:

- Metalik bal peteği yapıların ısı transferi ve akış karakteristikleri çarpan jet ile incelenebilir.

- Bu çalışmada kullanılan altıgen metalik bal peteği yapıların yerine farklı geometrilerde imal edilmiş bal peteklerinin ısı transferi ve akış karakteristikleri incelenebilir.
- Eldeki mevcut veriler kullanılarak FEMLAB, FLUENT veya PHONEIX gibi yazılımlar kullanılarak genel modeller oluşturulabilir. Deneysel ve teorik sonuçlar karşılaştırılabilir.
- Termodinamiğin birinci ve ikinci kanuna göre literatürde önerilmiş olan, iyileştirme verimi, entropi minimizasyon yöntemi veya enerji kayıp yöntemlerinden biri ile performans analizi yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Advantech, 1995. PCLD-789D Amplifier and Multiplexer Board Pc-Lab Card Series User's Manual, (2nd Edition), Taiwan.
- 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.
- Blackwell, G.R., 2000. "Thermal Management" The Electronic Packaging Handbook. Boca Raton: CRC Press LLC.
- Chiang, K.T., 2007. Modeling and optimization of designing parameters for a parallel-plain fin heat sink with confined impinging jet using the response surface methodology. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2473-2482.
- Chiang, K.T., Chou, C.C., Liu, N.M., 2009. Application of response surface methodology in describing the thermal performances of a pin-fin heat sink. *Int. J. of Thermal Science*, 48, 1196-1205.
- Çakan, M., 2000, Aero-thermal investigation of fixed rib-roughened internal cooling passages. VKI-TN 2001-198, Von Karman Institute.
- Das I. and Dennis, J.E., 1998. Normal-boundary intersection: a new method for generating the pareto surface in nonlinear multicriteria optimization problems. *SIAM J. Optim.* 8, 631-657.
- Demir, A., 2006. Kanatlı bir ısı değiştiricisi için optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi. Yüksek lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum
- Dempsey, B.M., Eisele, S., McDowell D.L., 2005. Heat sink applications of extruded metal honeycombs. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48, 527-535.
- 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.
- Doğan, M., 2007. Laminar karışık tasınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferinin sayısal ve deneysel incelenmesi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- 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.
- 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.
- 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.
- Incropera, F. and Dewitt P.D., 1996. Introduction to heat transfer. John Wiley & Sons. Inc., (Third Edition).

- İlyasoğlu, F.N., 2009. Dikdörtgen kesitli kanal içerisinde ısı transferinin iyileştirilmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- 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.
- Kafkas, F., 2009. Tornalanmış parçalardaki kalıntı gerilmelerin sapma yöntemi kullanılarak tahmini. 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu, Karabük
- 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.
- Koç, B., Kaymak, F., 2010. Yanıt yüzey yöntemi ve gıda işleme uygulamaları, *Gıda*, 35(1),63-70
- Köksoy, O. ve Hocaoglu, G., 2005. Taguchi probleminin çok amaçlı optimizasyon çözümleri. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 18(4), 613-626.
- Kristiansen, H., 2001. “Thermal Management in Electronics”, http://www.ppd.chalmers.se/edu/mpr235/mpr235_thermgmnt.pdf
- Lu, T.J., 1999. Heat transfer efficiency of metal honeycombs. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42, 2031-2040.
- Myers R.H., Montgomery D.C., 1995. Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments. New York: John Wiley.
- McGlen, R.J., Jachuck, R., Lin, S., 2004. Integrated thermal management techniques for high power electronic devices. *Applied Thermal Engineering*, 24, 1143-1156.
- Miettinen, K.M., 1999. Nonlinear Multiobjective Optimization. Kluwer, Boston.
- Montgomery D.C., 2005. Design and Analysis of Experiments, John Wiley, New York.
- Naphon, P., Khonseur, O., 2009. Study on the convective heat transfer and pressure drop in the micro-channel heat sink. *Heat and Mass Transfer*, 36, 39-44.
- 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 ,2002, 173-185.
- Özer, E.A., 2007. Ekstrüzyon yöntemi ile besleyici değeri yüksek çerez tipi fonksiyonel bir ürün geliştirme. Doktora tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
- Remsburg, R., 2001. Thermal design of electronic equipment, Boca Raton: CRC Press LLC.
- R-Theta Inc, 1998. Extrusion heat sink catalogue.
- 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.
- Sahin, B., Demir, A., 2008. Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins. *Applied Thermal Engineering*, 28, 621-632.
- Sahin, B., Demir, A., 2008. Thermal performance analysis and optimum design parameters of heat exchanger having perforated pin fins. *Energy Conversion and Management*, 49,1684-1695.
- Sahin, B., Yakut, K., Kotcioglu, I., Celik, C., 2005. Optimum design parameters of a heat exchanger. *Applied Energy*, 82 (1), 90-106.

- Sara, O.N., Pekdemir, T., Yapici, S., Yilmaz, M., 2001a. 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.
- Sara, O. N., Pekdemir, T., Yapici, S., Yılmaz, M., 2001b, Heat-transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 22, 509-518.
- Sara, O.N., 2003. Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins. *Energ Convers. Manage.*, 44/11, 1787-1803.
- Şahin, 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.
- Şahin, B., 2004. Daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Şahin, B., Kaymaz, İ., 2007. Bir ısı değiştiricinin termal dirence göre optimum tasarım parametrelerinin yanıt yüzey yöntemi yardımıyla belirlenmesi. 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Kayseri.
- Tahat, M. A., Babus’Haq, R. F., Probert, S. D., 1994. Forced steady-state convections from pin fin arrays. *Applied Energy*, 48, 335-351.
- 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.
- Wen, T., Tian, J., Lu, T.J., Queheillalt, D.T., Wadley, H.N.G., 2006. Forced convection in metallic honeycomb structures. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 49, 3313-3324.
- Wen, T., Xu, F., Lu, T.J., 2007. Structural optimization of two-dimensional cellular metals cooled by forced convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50, 2590-2604.
- 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., Alemdaroglu, N., Sahin, B., Celik, C., 2005. Optimum design parameters of a heat exchanger having hexagonal fins. *Applied Energy*, 83, 82-98.
- Yakut, K., Sahin, B., Celik, C., Alemdaroglu, N., Kurnuc, A., 2005. Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics. *Applied Energy*, 80 (1), 77-95.
- Yeh, C.L., Chen, Y.F., Wen, C.Y., Li, K.T., 2003. Measurement of thermal contact resistance of aluminum honeycombs. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 27, 271-281.
- Yılmaz, M., 1996. Azalan dönmeli akışta ısı transferi sürtünme ve performans karakteristiklerinin araştırılması. Doktora tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.

ÖZGEÇMİŞ

1986 yılında Bursa’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Bursa’da tamamladı. 2008 yılında Atatürk Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden, 2009 yılında ise Atatürk Üniversitesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü’nden mezun oldu. 2008 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimine başladı.

Özel sektörde farklı pozisyonlarda görev yapan Subaşı akademik çalışmalarına halen devam etmektedir. İngilizce bilmektedir.