

**ISI ALICILARIN KANAL AKIŞINDA
ISI VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Kumru GÜREŞCİ

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı
Prof. Dr. Kenan YAKUT**

2014

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ISI ALICILARIN KANAL AKIŞINDA ISI VE AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Kumru GÜREŞÇİ

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Enerji Bilim Dalı**

**ERZURUM
2014**

Her Hakkı Saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

ISI ALICILARIN KANAL AKIŞINDA ISI VE AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Prof. Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında, Kumru GÜREŞCİ tarafından hazırlanan bu çalışma 14/10/2014 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı – Enerji Bilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak **oybirliği/oy çokluğu (.../...)** ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Kenan YAKUT.....İmza

:

Üye : Prof. Dr. Bayram ŞAHİN..... İmza

:

Üye : Doç. Dr. Süleyman KARSLI..... İmza

:

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu **06/11/2014** tarih ve **.44/1513.** nolu kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. İhsan EFEOĞLU
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ISI ALICILARIN KANAL AKIŞINDA ISI VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Kumru GÜREŞÇİ

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Elektronik cihazlar teknolojik gelişmeler ile birlikte günlük yaşamımızın vazgeçilmez bir parçasıdır. Yüksek işlem hızı ve küçük boyutlar elektronik cihaz dizaynında önemli faktörlerdir. Yüksek performanslı, çok fonksiyonlu, yüksek eklem sıcaklığına sahip ve küçük boyutlu elektronik cihazların soğutulması ciddi bir dizayn problemi olarak ortaya çıkmaktadır. Bu sistemlerin etkili soğutulması için ısı transferinin iyileştirilmesi gerekmektedir. Bu sistemlerde ısı transferini iyileştirmek için genellikle kanatçıklı ısı alıcılar kullanılmaktadır

Bu çalışmada rüzgar tüneline Taguchi $L_{18}(2^1*3^7)$ ortogonal deney planı kullanılarak optimize edilmiş olan dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcıların ısı ve akış karakteristikleri teorik olarak analiz edildi. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizinde Ansys-Fluent Icepak modülü kullanıldı. Analizler iki adet dikdörtgen ve iki adet altıgen kanatçıklı optimize edilmiş ısı alıcıları için üç farklı kanatçık boyunda ve beş farklı hızda yapıldı. Analizler (HAD) sonucunda, $Nu-Re$, $f-Re$, $N_{s,a}-Re$ ve kanatçık boyunca sıcaklık değişimi grafikleri elde edildi ve deneysel sonuçlarla karşılaştırma yapıldı.

2014, 145 sayfa

Anahtar Kelimeler: Kanatçıklı ısı alıcısı, türbülanslı akış modeli, elektronik soğutma sistemleri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), ANSYS Icepak

ABSTRACT

Master Thesis

NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT AND FLOW CHARACTERISTICS IN DUCT FLOW FOR HEAT SINKS

Kumru GÜREŞÇİ

Atatürk University
Natural Sciences Institute
Mechanical Engineering Department
Department of Energy

Supervisor: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Along with technological developments of electronic devices indispensable part of our daily lives. High processing speed and small dimensions are important factors in the design of electronic devices. High performance, multi-function, high temperature joint and small dimensions are emerging as a serious design problem in the cooling of electronic devices. The heat transfer should be enhanced for effectively cooling of these systems. The finned heat sinks are generally used in these systems for enhancement heat transfer.

In this study, the heat transfer and flow characteristics of rectangular and hexagonal finned heat sinks which optimized according to the Taguchi experimental $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ design method in channel flow was analysed theoretically. Ansys-Fluent Icepak module was used in CFD analysis. The analysis carried out for two rectangular finned and two hexagonal finned optimized heat sinks in 3 different fin heights and 5 different flow velocities. According to CFD results, $Nu-Re$, $f-Re$, $N_{s,a}-Re$ and temperature variation along fin graphics were presented and compared with experimental results.

2014, 145 pages

Keywords: finned heat sink, turbulent flow model, electronic cooling systems, Computational Fluid Dynamics (CFD), ANSYS Icepak

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tezimi büyük bir titizlikle değerlendirerek değerli görüő ve eleőtirileriyle zenginleőtiren tez danıőmanım ve hocam Sayın Prof. Dr. Kenan YAKUT'a en içten teőekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Araştırma süresince yardımlarını esirgemeyen değerli müdürüm Sayın İnő. Müh. Yenal TAŐDAN'a ayrıca teőekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalıőmalarından faydalandığım Sayın Arő. Gör. Faruk YEŞİLDAL'a ve sayısal analizlerde yardımlarını esirgemeyen Sayın Öğr. Gör. Rıdvan YAKUT'a ve Yüksek Lisans öğrencisi Sayın Sahar AMJADI'ye teşekkür ederim.

Son olarak, hiçbir zaman desteğini esirgemeyen sevgili aileme ve değerli dostlarıma en içten teőekkürlerimi ve őükranlarımı sunarım.

Kumru GÜREŐCI

Kasım, 2014

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER.....	29
2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları	29
2.1.1. İletim ile ısı transferi	30
2.1.2. Taşınım ile ısı transferi.....	30
2.1.3. Işınım ile ısı transferi.....	31
2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka.....	32
2.3. Isıl Sınır Tabaka	33
2.4. Laminer ve Türbülanslı Akış.....	35
2.5. Türbülans ve Türbülans Modelleme.....	37
2.5.1. Standart k- ϵ modeli.....	41
2.6. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	43
2.6.1. Had yazılımının avantajları	45
2.7. Had Yazılımının Yapısı.....	46
2.7.1. Ön işlemci.....	46
2.7.2. Çözücü.....	47
2.7.3. Son işlemci	47
2.8.1. Sonlu farklar yöntemi	48
2.8.2. Sonlu elemanlar yöntemi.....	48
2.8.3. Spectral yöntem.....	48
2.8.4. Sonlu hacimler yöntemi.....	49
2.9. Ansys Icepak	49
2.10.1. Kütle korunumu prensibi – süreklilik denklemi.....	52

2.10.2. Momentumun korunumu prensibi- momentum denklemi.....	53
2.10.3. Enerjinin korunumu prensibi-enerji denklemi	55
2.10.4. Euler denklemi	57
2.10.5. Navier-Stokes denklemleri	58
2.11. Sonlu Hacim Yöntemi Uygulaması.....	60
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	69
3.1. Test Elemanları.....	69
3.2. Analiz Sonuçlarının Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması.....	72
3.3. Ansys Icepak Teknik Özellikleri.....	76
3.3.1. Model yapı özellikleri	76
3.3.2. Otomatik sayısal ağ üretimi.....	77
3.3.3. Sınır koşulları	77
3.3.4. Kapsamlı termal- akış modelleme.....	78
3.3.5. Gelişmiş fiziksel modeller.....	78
3.3.6. Çözücü özellikleri.....	79
3.3.7. Sonuç görselleştirme ve raporlama	80
3.3.8. Çevrimiçi yardım ve dökümantasyon.....	80
3.4. Sayısal Analizin Yapılması	81
3.4.1. Geometri oluşturulması	81
3.4.2. Ansys ıcepak sayısal analizi	81
3.4.2.a. Model oluşturma.....	81
3.4.2.b. Çözüm aşaması.....	82
3.4.2.c. Sonuçların alınması	83
4. ARAŞTIRMA BULGULARI	84
4.1. Isı Transferi ve Sürtünme Karakteristikleri.....	84
4.2. Boyutsuz Nusselt Sayısı-Reynolds Sayısı Grafikleri	84
4.2.1. Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları.....	84
4.2.2. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları	90
4.3. Sürtünme Faktörü (f) – Reynolds Sayısı Grafikleri	96
4.3.1 Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları.....	96
4.3.2. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları	101

4.4. Düz ve Artırılmış Yüzeylerin Entropi Üretim Sayısı Oranları ($N_{s,a}$)- Reynolds Sayısı Grafikleri	106
4.4.1. Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları.....	106
4.4.2. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları	110
4.5. Sayısal Analizler Sonucu Elde Edilen Boyutsuz Nusselt ve Boyutsuz Sürtünme Faktörü Sayısı Korelasyonları	115
4.5.1. Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için elde edilen korelasyonlar	116
4.5.2. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için elde edilen korelasyonlar.....	116
4.6. Sıcaklık Dağılımları	117
4.6.1. Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları.....	117
4.6.2. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları	125
5. SONUÇ	132
KAYNAKLAR	139
ÖZGEÇMİŞ	146

SİMGELER DİZİNİ

\dot{m}	Kütle Debisi (kg/s)
u_{∞}	Serbest Akış Değeri (m/s)
ΔP	Basınç Düşümü
A	Yüzey alanı
b	Dikdörtgen Kanat Genişliği (m)
C_p	Akışkanın Özgül Isısı (J/kgK)
D_h	Kanal Hidrolik Çap
dT/dx	Sıcaklığın x eksenini boyunca değişimi (K)
ε	Yayma Oranı
f	Toplam Sürtünme Katsayısı
F	Şekil Faktörü
h	Kanat Boyu (mm)
h_{ort}	Ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)
I	Sisteme Verilen Akım
k	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
L	Kanal Uzunluğu
N	Toplam Kanat Sayısı
$N_{s,a}$	Düz ve artırılmış yüzeylerin entropi üretim oranı
Nu	Nusselt Sayısı
σ	Stefan-Boltzman Sabiti
Pr	Prandtl Sayısı
Q_{cond}	İletim ile Isı Transfer Miktarı (W)
Q_{conv}	Taşınım ile Isı Transfer Miktarı (W)
Q_{rad}	İşinım ile Isı Transfer Miktarı (W)
Re	Reynolds Sayısı
Re_{max}	Maksimum Reynolds Sayısı
s	Altıgen Kanat Genişliği (m)
t	Kanat Kalınlığı (m)

T_{∞}	Ortam sıcaklığı (K)
$T_{\check{c}}$	Akışkanın Çıkış Sıcaklığı (K)
T_g	Akışkanın Giriş Sıcaklığı (K)
T_s	Yüzey sıcaklığı (K)
u	Akışkan Hızının X bileşeni (m/s)
W	Genişlik
ρ	Akışkan Yoğunluğu (kg/m^3)
Φ	Türbülans Kinetik Enerji Üretimi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Elektronik cihazlarda sıcaklıkla performansın değişimi.....	3
Şekil 1.2. Elektronik cihazların bozulmasına etki eden temel faktörler	4
Şekil 1.3. Elektronik cihazlarda termal yutulmaya göre soğutma maliyetlerinin değişimi	4
Şekil 1.4. Bir ısı alıcısına ait performans grafiği	6
Şekil 1.5. Elektronik sistemlerde kullanılan bazı ısı alıcısı tipleri.....	7
Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi.....	32
Şekil 2.2. Kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi.....	33
Şekil 2.3. Isıtılmış boru içerisinde ısı sınır tabakanın gelişimi.....	34
Şekil 2.4. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi	34
Şekil 2.5. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi	36
Şekil 2.6. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı δ ve yerel taşınım katsayısı h 'ın değişimi.....	36
Şekil 2.7. Laminer ve türbülanslı akışta hız vektörleri	37
Şekil 2.8. Türbülanslı akışta ortalama ve çalkantı hız terimleri	38
Şekil 2.9. Kontrol hacminin gösterimi	49
Şekil 2.10. Kütlenin korunumu prensibi	53
Şekil 2.11. Sınır tabakası içinde kontrol hacmi- Momentumun korunumu.....	55
Şekil 2.12. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi- Enerjinin korunumu prensibi	57
Şekil 2.13. Bir boyutlu etki alanı	60
Şekil 2.14. Ayrık kontrol hacimleri	61
Şekil 2.15. Uniform kesitli çubuk	63
Şekil 2.16. Çubuk üzerinde ayrık hücrelerin gösterimi	63
Şekil 2.17. Analitik ve sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması	68
Şekil 3.1. Optimum altıgen ısı alıcısının görünüşü.....	71
Şekil 3.2. Dikdörtgen test elemanının görünüşü.....	72
Şekil 3.3. Optimum ısı alıcısı üzerinde örnek mesh görünümü.....	82
Şekil 3.4. Object face ile sonuçların alınması.....	83
Şekil 4.1. OD-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	85

Şekil 4.2. OD-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	86
Şekil 4.3. OD-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	86
Şekil 4.4. OD-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	87
Şekil 4.5. OD-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	88
Şekil 4.6. OD-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	88
Şekil 4.7. OD-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	89
Şekil 4.8. OD-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	89
Şekil 4.9. OA-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	91
Şekil 4.10. OA-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	91
Şekil 4.11. OA-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	92
Şekil 4.12. OA-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	92
Şekil 4.13. OA-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	93
Şekil 4.14. OA-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	94
Şekil 4.15. OA-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	95
Şekil 4.16. OA-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	95
Şekil 4.17. OD-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	96
Şekil 4.18. OD-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	97
Şekil 4.19. OD-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	97

Şekil 4.20. OD-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	98
Şekil 4.21. OD-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	99
Şekil 4.22. OD-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	99
Şekil 4.23. OD-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	100
Şekil 4.24. OD-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	100
Şekil 4.25. OA-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	101
Şekil 4.26. OA-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	102
Şekil 4.27. OA-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	102
Şekil 4.28. OA-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	103
Şekil 4.29. OA-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	104
Şekil 4.30. OA-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	104
Şekil 4.31. OA-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	105
Şekil 4.32. OA-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	105
Şekil 4.33. OD-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	106
Şekil 4.34. OD-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	107
Şekil 4.35. OD-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	107
Şekil 4.36. OD-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	108
Şekil 4.37. OD-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	108

Şekil 4.38. OD-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	109
Şekil 4.39. OD-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	109
Şekil 4.40. OD-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	110
Şekil 4.41. OA-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	111
Şekil 4.42. OA-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	112
Şekil 4.43. OA-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	112
Şekil 4.44. OA-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	113
Şekil 4.45. OA-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	113
Şekil 4.46. OA-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	114
Şekil 4.47. OA-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	114
Şekil 4.48. OA-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	115
Şekil 4.49. Optimum Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için sıcaklık dağılımı	117
Şekil 4.50. OD-1 ısı alıcısı h= 100 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı.....	119
Şekil 4.51. OD-1 ısı alıcısı h= 150 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	120
Şekil 4.52. OD-1 ısı alıcısı h= 200 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı.....	121
Şekil 4.53. OD-2 ısı alıcısı h= 100 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	122
Şekil 4.54. OD-2 ısı alıcısı h= 150 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı.....	123
Şekil 4.55. OD-2 ısı alıcısı h= 200 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	124
Şekil 4.56. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için sıcaklık dağılımı.....	125
Şekil 4.57. OA-1 ısı alıcısı h= 100 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	126
Şekil 4.58. OA-1 ısı alıcısı h= 150 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	127
Şekil 4.59. OA-1 ısı alıcısı h= 200 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı.....	128
Şekil 4.60. OA-2 ısı alıcısı h= 100 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	129

Şekil 4.61. OA-2 ısı alıcısı $h= 150$ mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	130
Şekil 4.62. OA-2 ısı alıcısı $h= 200$ mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	131

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Son yıllarda yapılan deneysel çalışmalardan örnekler.....	8
Çizelge 2.1. Isı transferi katsayısının örnek değerleri.....	31
Çizelge 2.2. Düğüm noktalarının ayırık denklem katsayıları	66
Çizelge 3.1. Optimum altıgen ısı alıcılarının geometrik özellikleri.....	71
Çizelge 3.2. Optimum dikdörtgen ısı alıcılarının geometrik özellikleri	71

1. GİRİŞ

Endüstriyel uygulamalarda ısı transferinin iyileştirilmesi sıkça karşılaşılan ve sürekli geliştirilme ihtiyacı olan bir mühendislik problemidir. Özellikle elektronik sistemlerde bu ihtiyaç daha fazladır. Enerji tüketimi ve işlem hızı giderek artarken ve de elektronik cihazların boyutları küçülürken, elektronik sistemlerin soğutulması kısıtlayıcı bir dizayn problemi olarak ortaya çıkmaktadır. Elektronik cihazlarda ve sistemlerde yüksek performans ve çok fonksiyonellik taleplerinin yüksek olması bu sistemlerin termal yapılarındaki değişiklik yapılmasını zorunlu kılmaktadır. Bu değişiklikler için en doğru yöntem taşınılma ısı transferini artırmaktır. Taşınılma ısı transferini artırmak için de genellikle kanatçıklı ısı alıcılar kullanılmaktadır.

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

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

Kompakt ısı değiştiricileri, ısı transfer yüzey alanını artırarak ve akışı karıştırıp akışkanın hareketinde değişiklikler yaparak ısı transferini artırmak amacı ile dizayn edilirler. Isı transferi artırımı akışta vorteks yapılarını büyüterek ya da kararsızlıkları artırarak da gerçekleştirilebilir. Bu nedenle farklı geometrik yapılara sahip kanatçıklar ve vorteks üreteeleri kullanılmaktadır. Akışta vortekslerin üretilmesi ve yönlendirilmesi vorteks üreteelerinin tipine ve konfigürasyonuna bağlı olarak değişir. Örneğin kanatçıkların veya vorteks üreteelerinin düz veya şaşırtmalı, akış yönünde farklı açılarda dizilmeleri ve bazı geometrik özelliklerinin değiştirilmesi ile akışta farklı oranlarda vorteksler üretilir.

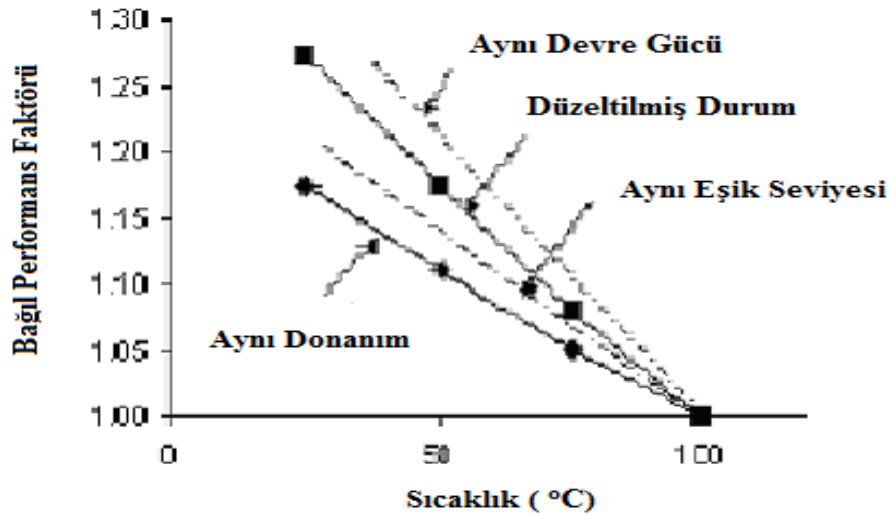
Isı transferi üzerinde türbülanslı akış üreticilerinin yararlı etkileri ilk olarak 1921 yılında fark edilmiş ve çalışmalara başlanılmıştır. Özellikle akışı rahatsız ederek ısı transfer katsayısının artırıldığı da bilinmektedir. Rahatsız edilmiş akışın ısı transferi iyileştirilmesine olan etkisi mühendisler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

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

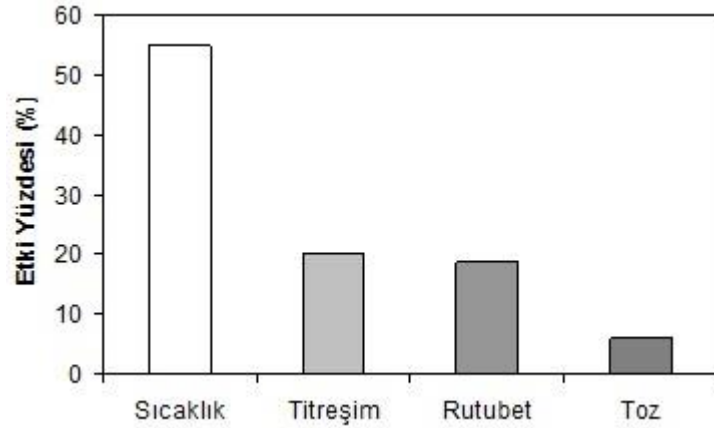
- Yüksek ısı akısı
- Küçük boyutlar ve ağırlıklar
- Soğutma akışkanını miktarının az olması
- Taşınabilir olması
- Seri üretimi yapılarak ekonomikliklerinin sağlanabilmesi olasılığı

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

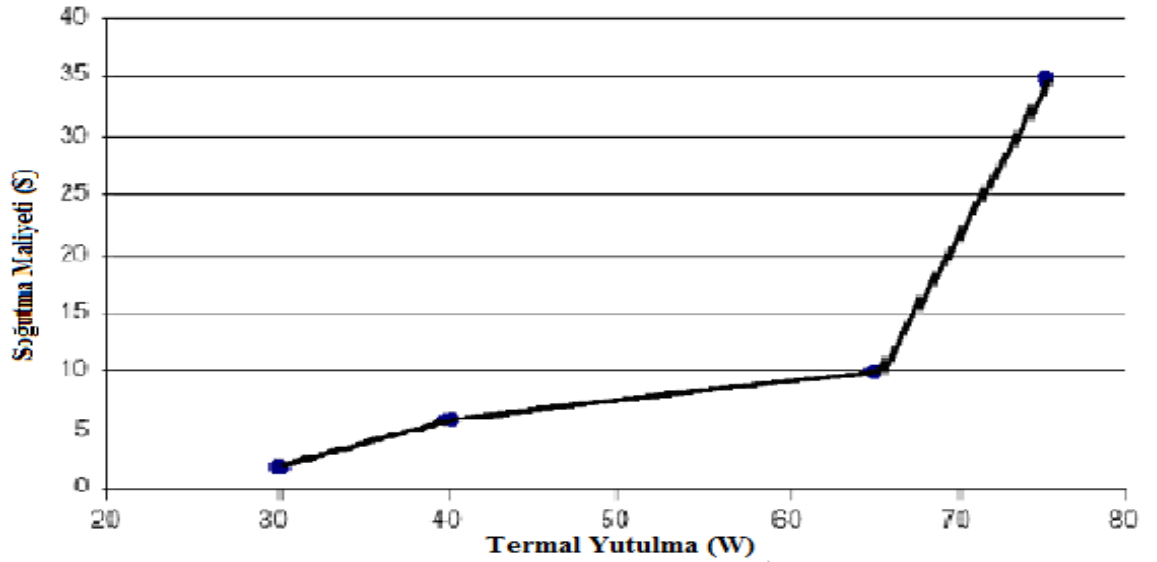
Isı alıcılarının tasarımı yapılırken yatırım maliyetinin yanı sıra işletme masrafları ve kullanma ömrü de göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle ısı alıcının dizaynında en önemli parametre etkinlik analizidir. Bu ısı alıcılarının etkinliği de ısı transferini iyileştirerek artırılmaktadır. Elektronik cihazın dizaynı yapılırken termal şartlar dikkate alınmadan ısının etkin bir şekilde uzaklaştırılmasına müsaade edilmezse, cihazın eklem sıcaklığı üretici tarafından belirlenen maksimum güvenli işletme sıcaklığını aşacak ve bu durumda cihazın performansı, ömrü ve güvenilirliği düşecektir (Remsburg 2001). Şekil 1.1'de sıcaklık arttıkça cihazın performansının düştüğü görülmektedir. Şekil 1.2'den de görüleceği gibi elektronik cihazlarda arızalanmaya sıcaklık %50'nin üzerinde bir değere sahiptir (Ohadi 2003). Ayrıca cihazın termal yutulma oranı arttıkça cihazı soğutma için gerekli maliyet de artacaktır (Şekil 1.1).



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



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



Şekil 1.3. Elektronik cihazlarda termal yutulmaya göre soğutma maliyetlerinin değişimi (Brooks 2004)

Uygun bir ısı alıcısı seçiminde kullanım alanı dikkate alınmalı ve yeterli termal ve geometrik şartlara sahip olması gerekmektedir. Yüksek ısı transferi, düşük sürtünme faktörü, kolay işlenebilirlik, basit yapı ve düşük maliyet gibi bir takım kriterler efektif bir ısı alıcısı dizaynında etkin parametrelerdir. Bu nedenle düzlem kanatçıklı ısı alıcılar daha yaygın olarak kullanılmıştır. Bir ısı alıcının etkinliği, kanatçıkların değişik geometrilere dizilimleri (örneğin lüle-difüzör yapı oluşturacak şekilde) ile akıştaki türbülansı artırarak iyileştirilebilir. Isı alıcıların gerçek performansını etkileyen birçok parametre vardır. Bu parametrelerin bir kısmı optimize edilebilen dizayn değişkenleri

diğerleri ise dizayn kısıtlayıcılarıdır. Bu parametreler aşağıdaki gibi kategorize edilebilirler (Theta 1989);

Termal Yükleme Şartları:

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

Akış Şartları:

- Soğutucu akışkan tipi (genellikle hava)
- Akış engelleri
- Akış hızı (doğal ya da zorlanmış taşınım olma durumuna göre)
- Yönlendirme (doğal taşınım için)
- Deniz yüksekliği (Rakım) (doğal taşınım için)
- Havalandırma (doğal taşınım için)
- Güç dağılımı ve sıcaklık artışı (doğal taşınım için)
- Akışın şekli (düzgün sıralı veya kaydırılmış sıralı) (zorlanmış taşınım için)
- Fan performans eğrisi (zorlanmış taşınım)
- Akışın kanal ya da by-pass olma durumu (zorlanmış taşınım)

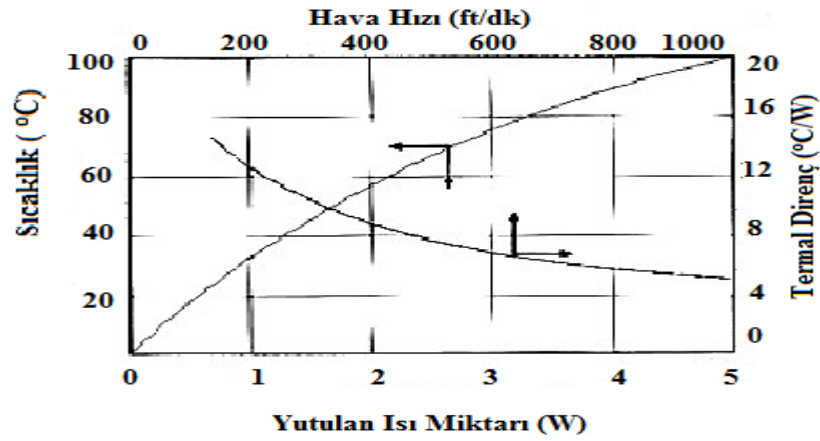
Isı Alıcısı

- Toplam en, boy ve yükseklik
- Kanat kalınlığı
- Kanat yüksekliği
- Kanat aralığı (kanat sayısının belirlenmesinde etkili)
- Kanat tipi

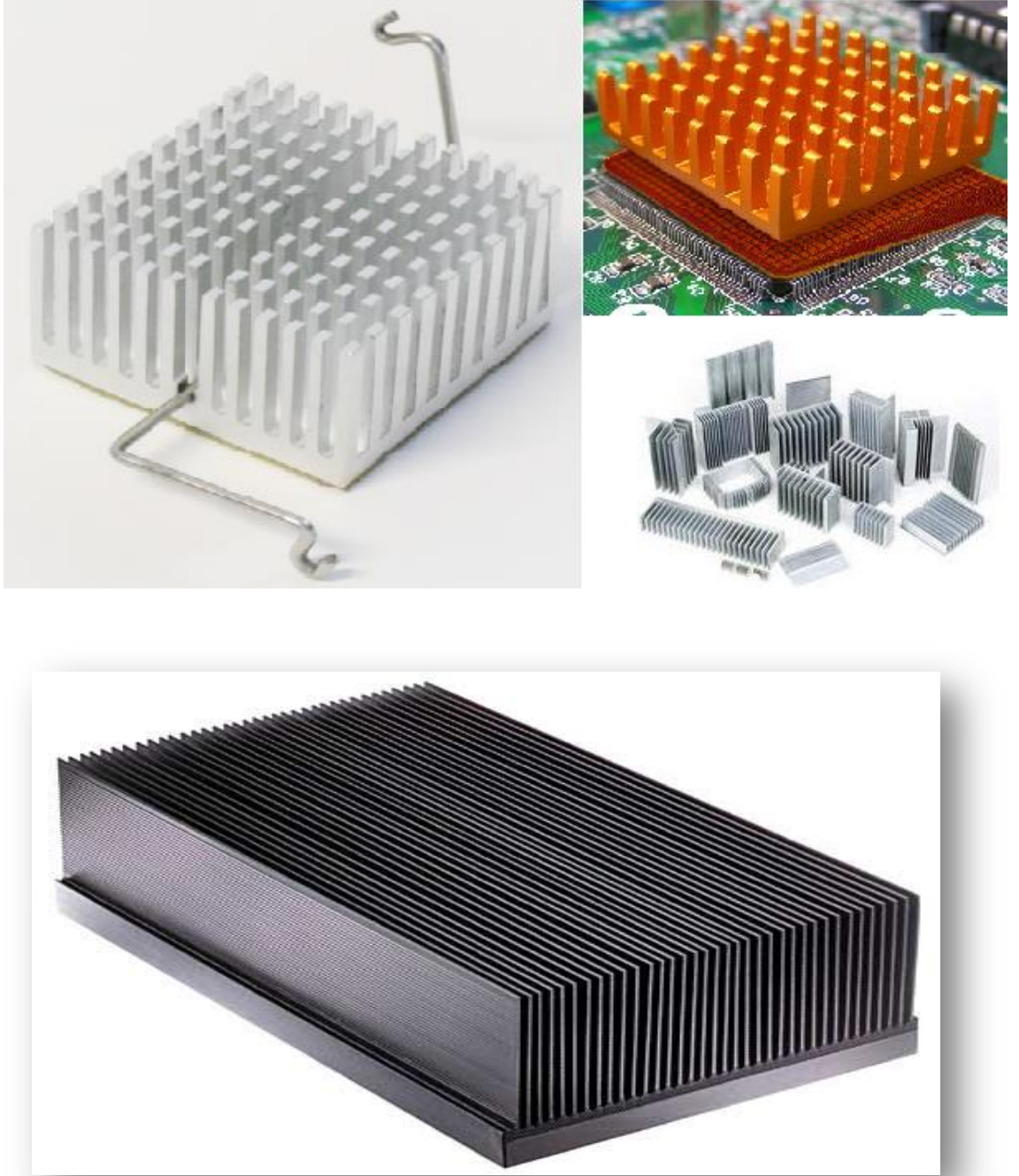
- Taban plaka kalınlığı
- Malzemenin cinsi
- İmalat yöntemi
- Ağırlığı
- Maliyeti
- Yüzey işlemleri (korozyona karşı koruma)
- Dayanıklılığı (değişik titreşimler karşısında)

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

Şekil 1.4'de ısı alıcısı üretici ve pazarlayıcıları tarafından sunulan, bileşenlerin birbirleri ile olan ilişkilerini gösteren tipik bir performans grafiği sunulmuştur.



Şekil 1.4. Bir ısı alıcısına ait performans grafiği



Şekil 1.5. Elektronik sistemlerde kullanılan bazı ısı alıcısı tipleri

Çizelge 1.1. Son yıllarda yapılan deneysel çalışmalardan örnekler

Araştırmacı	Kanat geometrisi	C/H	Re	Korelasyon
Al-Jamal and Khashashneh (1998)	Üçgen ve iğne	Dikely	667-4350	$Nu = 0.344(Re_{max}Pr)^{0.555}$ $Nu = 0.3313(Re_{max}Pr)^{0.646}$
Gnielinski	Dairesel	0	3000- 5×10^6	$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$
Chen <i>et al.</i> (1997)	Damla şekilli	0	1440-10000	$Nu = K_1 Re^{k_2}$
Leung <i>et al.</i> (1997)	küp	5-9	610-2300	$Nu = 0.55 Re_e^{0.23} (H/B)^{0.77} (L/B)^{0.24}$
Li <i>et al.</i> (1998)	eliptik	0	7000-90000	$Nu_p = 0.279 Re^{0.615}$ $Nu_p = 0.322 Re^{0.544}$
Naik <i>et al.</i> (1999)	Boyuna çubuk	0-1	3100-34000	$\left(\frac{S_{opt}}{H}\right) = 0.0359 \left(\frac{H}{L}\right)^{-0.642} Re^{0.023}$
Tahat <i>et al.</i> (2000)	Silindirik düz	0	3138-6683	$Nu = 0.00902 Re^{1.011} \left(\frac{S_x}{W_b}\right)^{0.285} \left(\frac{S_y}{L}\right)^{0.212}$
Tahat <i>et al.</i> (2000)	Silindirik Şaşırtmalı	0	3138-6683	$Nu = 0.00704 Re^{0.953} \left(\frac{S_x}{W_b}\right)^{0.091} \left(\frac{S_y}{L}\right)^{0.053}$
Kiml <i>et al.</i> (2001)	dikdörtgen	0	15000	$Nu = 0.022 Re_{max}^{0.8} Pr^{0.5}$
Bilen <i>et al.</i> (2001)	Silindirik Düz	0	3700-30000	$Nu = 0.2721 Re_a^{0.46} (S_y/L)^{0.17}$
Şara <i>et al.</i> (2001)	Dikdörtgen blok	0	6670-40000	$Nu = 0.377 Re^{0.584} \left(\frac{S_x}{D_e}\right)^{0.257} Pr^{1/3}$
Şara <i>et al.</i> (2001)	Delikli dikdörtgen blok	0	6670-40000	$Nu/Nu_s = 19.586 Re^{-0.186} \left(\frac{S_x}{D_e}\right)^{-0.10} (D/D_e)^{0.05} \phi^{0.10} (1 - \cos \phi)^{0.17}$
Şara (2003)	Kare blok	0-1	10000-34000	$Nu = 2.8358 Re^{0.58} (1 - C/H)^{-0.848} (S_x/D)^{-0.251} Pr^{1/3}$

Çizelge 1.1. (devam)

Bilen <i>et al.</i> (2001)	Silindirik Şaşırtmalı	0	3700-3000 0	$Nu_s = 0.3319Re_a^{0.42}(S_y/L)^{0.04}$
El Sayed <i>et al.</i> (2002)	Boyuna çubuk	1-1,25	2400-1890 00	$Nu_m = 5.734Re^{0.424} \left(\frac{W}{L}\right)^{0.214} \left(\frac{H}{W}\right)^{-0.363} \left(\frac{t}{W}\right)$
Dogruoz <i>et al.</i> (2002)	kare	0-3	2-4 m/sn	---
Kiml <i>et al.</i> (2003)	V şeklinde çubuk	0	4000-2000 0	---
Chang (2005)	Pürüzlü kare kanal		1500-1500 0	$Nu = (0.0896 + 0.0596e^{-0.92(x/d)})Re^{0.815}$ $Nu = (0.169 + 0.638e^{-0.81(x/d)})Re^{0.7}$
Sahin (2007)	Delikli kare kanat	0,33-1	1000-4500 0	$Nu = 0.77Re^{0.716}Pr^{1/3}$
Altaç and Kurtul (2007)	Eğilmiş dikdörtgen kutu	0	Ra 105-107	$Nu = 0.348Ra^{0.255}A^{0.66} \left(1 - \frac{0.6156 \sin \phi}{A} + \frac{0.6864 \sin 2\phi}{A^2} - \frac{0.415 \sin 3\phi}{A^3} + \frac{0.182 \sin 4\phi}{A^4}\right)$
Jeng and Tzeng (2005)	Dikdörtgen kanal	0	676-1125 2	$f_{la} = 31.72\xi^2 - 55.85\xi + 80.94$ $f_{tur} = 0.316Re^{0.75}$
Mohamed (2005)	Elektronik kare bileşen	0,2-0,5	1500-7000	$Nu = 0.84Re^{0.58}Pr^{0.25}(C/H)^{0.47}$ Pratik kullanım için $Nu = 0.108Re^{0.76}$
Perkins	Dikdörtgen plaka	0	---	$Nu = (0.277 - 0.152(e^{-38.6z}))^{-1}$
Akyol and Bilen (2005)	Delikli dikdörtgen (in-line)	1,5-3,75	3000-3200 0	$Nu = 1.11Re^{0.45} \left(\frac{S_y/b}{b}\right)^{0.31}$ $f = 0.703Re^{0.09} \left(\frac{S_y/b}{b}\right)^{-0.45}$

Elektronik, uzay ve havacılık endüstrisinde ortaya çıkan termal problemlerin üstesinden gelmek ve çok kıymetli olan konvansiyonel enerji kaynaklarını daha verimli ve daha ekonomik bir şekilde kullanmak iyi bir ısı mühendisliği ile sağlanabilir. Bir enerji şekli

olan ısının eldesi ve kullanımındaki verimliliğinin yanında, farklı sıcaklıktaki ortamlar arasında en ekonomik biçimde transfer edilmesi gerekmektedir. Enerji ve malzeme tasarrufu düşünceleri doğrultusunda, ısı transferini iyileştirme amacıyla çeşitli araştırmalar yapılmış ve yapılmaya devam edilmektedir. Literatürde ısı transferi performansını artırmaya yönelik çalışmalar ısı transferinin iyileştirilmesi, artırılması veya büyütülmesi olarak isimlendirilir (Bergles 1999).

Isı transferi şu yöntemlerle iyileştirilebilir:

- a) Sınır tabaka kalınlığını azaltma:** Sınır tabaka kalınlığı ısı transferi yüzeyine tümsekler yerleştirilerek azaltılabilir. Bu tümsekler akışı rahatsız ederek kalın sınır tabaka oluşumunu engeller. Alternatif olarak boru içi akışta akışkana dönül bir hareket kazandırarak sınır tabaka kalınlığı azaltılabilir.
- b) Yüzey alanını artırma:** Yüzey alanı, kanat ekleme gibi çeşitli yöntemler kullanılabilir.
- c) Türbülans artırma:** Türbülans, iç ve dış yüzeylere suni pürüzlülük yerleştirilerek ve türbülans destekleyici olarak boruların içerisine özel şekilli araçlar yerleştirilerek artırılabilir.

Özellikle akışı rahatsız ederek ısı transfer katsayısının artırıldığı bilinmektedir. Rahatsız edilmiş akışın ısı transferi iyileştirilmesindeki etkisi mühendisler ve araştırmacılar tarafından da kabul edilmiştir. Rahatsız terimi, 1883 yılında Osborne Reynolds tarafından akışın laminar ve türbülanslı olarak ikiye ayrıldığını tanımlamasından sonra yerini “türbülans” kelimesine bırakmıştır (Çakan 2000).

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

verilmeden sistem içerisinde şekil değişiklikleri ile ısı transferi iyileştirilir. Sistem içerisine yerleştirilen helisel yay, pervane, çeşitli geometrilerdeki türbülötörler, dönmeli akış cihazları, yüzey gerilim cihazları, sıvılar ve gazlar için katkı maddeleri ve sistem yüzeyinin geniş ve/veya pürüzlü imal edilmesi pasif ısı transferini iyileştirme tekniklerinden bazıları olarak bilinmektedir. Endüstriyel uygulamalar için genellikle pasif yöntemler tercih edilmektedir (Bergles 1989).

Pasif teknikler doğal taşınım ile ısı transferinde çok az iyileşme sağlar. Hızların akış ayrılmasına ve ikinci bir akışa neden olamayacak kadar düşük olması nedenlerinden biridir. Türbülötörler sabit Reynolds sayısı veya sabit hızda Nusselt sayısında veya ısı transferi katsayısında büyük yükselmelere neden olmaktadır.. Bununla birlikte sürtünme faktöründe büyük bir artışı da beraberinde getirir. Sanayide enerji tasarrufu ve ekonomiklik analizi önemli kriterlerdir. Boyutları küçültülmeye çalışılan ısı değiştiricilerinde maksimum ısı transferini elde edebilmek için yapılan çalışmalar artmış ve artmaya devam etmektedir.

Elektronik sistemlerden ısının etkili bir biçimde atılması için pasif teknik uygulamalarına giren ısı alıcısı olarak tanımlanan geometriler tasarlanmıştır. Isı alıcılar yüzey alanını artırarak sistemin eklem sıcaklığını düşürürler. Bugün elektronik teknolojisi yüksek olan ülkelerde ısı alıcıları sektör olarak tüketicinin ihtiyaçlarına göre üretilmektedirler.

Kanatçıklı ısı alıcılarında ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri çeşitli mühendislik uygulamalarındaki öneminden dolayı önemli çalışmalara konu olmuştur. Kanatçıklar kanat yüksekliğinin kanat çapına oranına (h_k/d) göre kısa ve uzun kanatçık olmak üzere iki şekilde isimlendirilmektedirler. Kısa kanatçıklar ($0.5 < h_k/d < 4$) gaz-türbin kanatlarının kenarlarında, elektronik cihazların soğutulmasında ve havacılık endüstrisinde kullanılırken, uzun kanatçıklar ($h_k/d > 4$) ise daha çok yüksek ısı transfer katsayısına ihtiyaç duyulan ısı değiştirici uygulamalarında kullanılmaktadır.

Bugüne kadar çok çeşitli ısı değıştirici tiplerinin (karesel, içi dolu/boş silindirik, açısız, vb. kesitli) farklı geometrik dizilimler kullanılarak çalışmalar yapılmış ve bu çalışmalarda birçok öneri ve tasarımlar sunulmuştur. Literatürde yapılmış çalışmaların özetleri verilmiştir.

Chen *et al.* (1997), dikdörtgen kanal içinde akış yönünde şaşırtmalı olarak dizilmiş damla şekilli iğne kanatçıklardan oluşan ısı alıcılarında deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada taşınımın ısı transferini ve basınç kaybı karakteristiklerini incelemişlerdir. Kanatçık konfigürasyonunun ısı transferi ve basınç kaybına etkileri ve ortalama Nusselt sayısının dizilime göre değişimi incelenmiştir. Kanatçıkların I. sırasında iç sıralara göre daha az ısı transfer edildiği görülmüştür. Düşük Reynolds sayılarında II. ve III. sıralarda Nusselt sayısı çok fazla değişim göstermemiştir. Araştırmacılar, damla şekilli iğne kanatçıkların dairesel kanatçıklardan daha iyi ısı transferi gerçekleştirdiğini ve bu geometrideki kanatçıkların dairesel kanatlardan daha az akış direnci oluşturduğunu bildirmişlerdir.

Li and Chen (1998), dikdörtgen kanal içinde şaşırtmalı dizilen kısa eliptik kanatçıklarla deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada akış ve ısı transferi karakteristiklerini incelemişlerdir. Isı ve kütle transferi analogisi ve naftalin süblimasyon tekniği kullanılarak kanatçıklar ve taban plakada oluşan ortalama ısı transfer katsayılarını incelemişlerdir. Reynolds sayısının 1000 ile 10000 değerleri arasında kısa eliptik kanatçıkların dairesel kanatçıklara göre daha iyi ısı transfer sağladıklarını ve eliptik kanatçıkların dikdörtgen kanal içerisinde direncinin daha düşük olduğunu gözlemlenmiştir.

Tahat *et al.* (2000) hava akışına dik olarak yerleştirilmiş, şaşırtmalı ve düzgün dizimli iğne kanatçıklarla deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada kararlı haldeki ısı transferini incelemişlerdir. Akışa dik yönde ve akış yönünde kanatçıklar arası optimum mesafe değerlerini belirlenmiştir. Düzgün ve şaşırtmalı dizilimde de artan Reynolds sayısı ile kararlı hal ısı kaybının arttığını, akış yönünde ve akışa dik yönde artan iğne

kanatçıkların aralığı ile kararlı hal ısı kaybının azaldığını ifade etmişlerdir. Ortalama ısı transferi katsayısının da artan Reynolds sayısı ile birlikte arttığını belirtilmiştir.

Tanda (2001) dikdörtgen kanal içinde düz ve şaşırtmalı dizilmiş baklava dilimi şeklindeki kanatçıklarla deneysel olarak çalışmıştır. Bu çalışmada ısı transferi, basınç kaybı karakteristiklerini ve kanatçık diziliminin yerel ısı transfer katsayısına etkisi incelemiştir. Her kanatçık dizilimi için Nusselt sayısı korelasyonları Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak geliştirilmiştir. Bu geometrideki kanatçıkların boş dikdörtgen kanala göre aynı kütleli debide ısı transferini 4.4 kat kadar artırdığı, eşit pompalama gücünde ise 1.65 kat artırdığı ifade edilmiştir.

Al-jamal and Khashashneh (1998), sabit ısı akısında üçgen ve iğne kanatçıklı ısı alıcılarında deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada ısı alıcılarının ısı transfer değerleri incelenmiştir. Her iki geometride için Nusselt Sayısı, Reynold ve Prandtl sayılarının bir fonksiyonu olarak belirlemiştir. Maksimum Reynolds sayısının aynı değeri için iğne kanatçıkların ısı transferi üçgen kanatçıklardan daha fazla olduğunu gözlemlemiştir.

Leon *et al.* (2002), ısı alıcılarında kanatçık şeklinin basınç kaybı üzerindeki etkisini incelemiştir. Isı alıcılarını optimize etmek için maksimum ısı transferi ve minimum akış direncini sağlayan yöntem geliştirilmiştir. Çalışmada dört farklı model üzerinde farklı simülasyonları yapılmıştır. Reynolds sayısı aerodinamik kanat modelinde kanatçıklar arasındaki mesafe dikkate alınarak hesaplanmıştır. Reynolds sayısı 800'den büyük veya eşit olduğu durumda ısı transferinde herhangi bir değişiklik olmamasına rağmen akışa karşı olan direncin azaldığı görülmüştür. Akışa karşı olan bu direncin azaltılması durumunda ise sistemde üretilen ses seviyesinde, soğutma için harcanan güçte ve fan boyutlarında düşüş görüleceğini belirtmişlerdir.

Babus'Haq *et al.* (1995) yatay bir plaka üzerine yerleştirilen iğne kanatçıklarla deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada düz, şaşırtmalı diziliş ve farklı termal iletkenliğe sahip malzemelerin etkilerini incelemiştir. Benzer şartlarda ve eşit

kanatçık sayısında şaşırtmalı dizilişin düzgün dizilişe göre daha fazla ısı transferi sağladığını belirtirmişlerdir. Bütün konfigürasyonlar için toplam basınç kaybının artan ortalama hız ve azalan kanat aralığı ile arttığını belirtmişlerdir.

Tahat *et al.* (1994) yatay bir taban plaka üzerine yerleştirilen iğne kanatçıklarla deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada kararlı durumda kanatçıkların termal performanslarını, akış direncini, değişik kanatçık konfigürasyonlarını ve hava akış hızının etkilerini incelemişlerdir. Düz ve şaşırtmalı dizilimde akışa dik doğrultuda optimum kanatçık dağılımı $1 \text{ mm} < S_x < 3 \text{ mm}$ ve $7.6 \text{ mm} < S_y < 7.8 \text{ mm}$ olarak tespit edilmiştir.

Tasaka *et al.* (1999) bir baskı devresinin soğutulmasında kullanılmak üzere yüksek performanslı bir ısı alıcı tipi belirlemek için deneysel olarak çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada çapraz akışlı ve jet soğutmalı durumlar için ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini incelemişlerdir. Deneysel olarak 0.7 mm adımlarla yerleştirilen iğne kanatçıklı ve plaka kanatçıklı ısı alıcılar kullanılmıştır. Her iki akış durumunda da plaka tipli ısı alıcıların daha yüksek soğutma sağladığı gözlemlenmiştir. Deneysel olarak gerçekleştirildiği hava akış hızlarında, çapraz akışlı soğutmanın, jet soğutmaya oranla %20-40 daha fazla termal iletkenliğe sahip olduğu belirtilmiş ve 2-3 kat daha fazla basınç kaybı meydana getirdiği ifade edilmiştir. Mevcut ısı alıcıları için yapılan korelasyon daha büyük ebatlardaki bir ısı değiştiricisindekine çok yakın olarak bulunmuştur.

Leung *et al.* (1997) dikdörtgen bakır çıkıntılar kullanarak baskılı devre kartları düzeninin laminer tam gelişmiş akış koşullarında kararlı hal ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Parametre olarak kanatçık yüksekliği, kanatçık genişliği ve Reynolds sayısı belirlenmiştir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü bu parametrelere bağlı olarak hesaplanmıştır. Konvektif ısı transferinin genelde kanatçıkların üst kısımlarında olduğu ve $H/B > 8$ durumunda doğal konveksiyonun önemli, H/B oranının artması ile karışık taşınımın etkili olduğu belirtilmiştir.

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

Hirota *et al.* (1997) dikdörtgen kesitli bir kanalda kanatçiksız durumda türbülanslı akış koşulları için zorlanmış taşınımlı ısı transfer ölçümlerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda elde edilen verilerle ortalama sıcaklık, dalgalı sıcaklık yoğunluğu, dalgalı hız ve sıcaklık arasında korelasyon katsayıları ve türbülanslı ısı akılarını edici difüziteleri ve türbülanslı Prandtl sayısı belirlemişlerdir. Hız ve sıcaklık arasındaki korelasyon katsayısı kanal cidarlarının yakınlarında sabit, merkeze doğru azaldığını belirtmişlerdir.

Vollaro *et al.* (1999) dikdörtgen kanatçıklı yüzeylerde deneysel çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada kanatçıklı yüzeyleri doğal taşınımla soğutmak için optimum konfigürasyonu araştırmışlardır. Kanatçık boşluğunun optimum değerinin boyutlara, termal iletkenliğe, kanatçıkların soğurma katsayısına ve akışkanın termo-fiziksel özelliklerine bağlı olduğuna dair basit ifadeler geliştirmişlerdir. Sonlu uzunluktaki bir kanatçığın iletkenliğine temel etkinin optimum kanatçık aralığının etki ettiğini ifade etmişlerdir.

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

Bilen *et al.* (2001) dikdörtgen bir kanal içerisinde sabit sıcaklıkta tutulan içi boş silindirik kanatçıkların bulunduğu bir yüzeyde deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada ısı transferi ve sürtünme kaybı karakteristikleri incelemiştir. Dış çapı 29 mm olan silindirik kanatçıklar düzgün ve şaşırtmalı olarak dizilerek deneyler yapılmıştır. Nusselt sayısı Reynolds sayısının ve Sy/D parametresinin fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının arttığı belirlenmiştir. Maksimum ısı transferinin $Sy/D=2,59$ düzeninde meydana geldiği belirtilmiştir. Şaşırtmalı dizilimde sabit pompalama gücünde %25 civarında ısı transferi iyileşmesi olduğu sonucuna varılmıştır.

Zheng and Wirtz (1999) silindirik kesite sahip iğne kanatçıklardan oluşan kare blok üzerinde deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada kare blok fan tarafından tahrik edilen havanın çarpan akışı durumunda basınç kaybı ve akış ölçümü deneyleri yapılmıştır. Soğutucu akış oranı, kanatçık yoğunluğu ve kanatçık yüksekliklerine bağlı korelasyonlarla sonuçları değerlendirmişlerdir. Aynı deneysel parametrelerde aynı akış debisinde jet kaynaklı çarpan akış ile fan kaynaklı çarpan akış koşulları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda fan ile çalışıldığı zaman daha düşük basınç kaybı ve ısı transferi olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca optimum kanat geometrilerinin akış dizayn kriterlerine bağlı olarak oluştuğunu ifade etmişleridir.

Sara *et al.* (2001) dikdörtgen bir kanal içerisinde akışa dik ve paralel olarak dizilmiş dikdörtgen kesitli kanatçıklara deneysel olarak çalışmışlardır. Bu çalışmada diziliş parametresinin ısı transferi iyileşmesine etkisi incelemiştir. Deneyler esnasında $80 \times 160 \text{ mm}^2$ kesit alanına sahip bir kanal kullanılmış ve Reynolds sayısı 6670-40000 arasında değiştirilmiştir. Kanatçıkların kendi aralarındaki mesafeye, akışa paralel veya dik olmalarına ya da düzgün veya şaşırtmalı dizilişlerine göre ısı transferinin artış veya azalışı gözlemlenmiştir. Verilen sabit bir basınç kaybında, kanatçıkların akışa paralel ve şaşırtmalı olduğu diziliş geometrisinde en iyi ısı transferinin gerçekleştiği ifade edilmiştir.

Şahin *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.

Lee (1995) kısmi olarak sınırlandırılmış bir konfigürasyondaki ısı alıcısının termal performansını belirlemek ve optimize etmek için analitik bir simülasyon yöntemi geliştirmiştir. Çalışmada farklı dizayn parametrelerinin bir ısı alıcısının performansı üzerine etkilerini gösteren parametrik eğrilerin çizilmiş ve basit hesaplamalar yapılmıştır. Kanatçıklar arasında akan akışkanın gerçek hızının ısı alıcısının toplam termal performansına etkisinin önemli derecede büyük olduğu bildirilmiştir. Bu çalışma ile kanatçıklar arasında akan akışkanın hızını belirlemeye yönelik basit bir yöntem sunulmuş ve tüm termal modelin gelişimi açıklanmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre ısı alıcısının optimizasyonu ve parametrelerin davranışları tartışılmıştır.

Harahap and Setio (2001) yatay bir plaka üzerine dikey olarak yerleştirilen durulamin malzemedan imal edilen 5 adet dikdörtgen kanatçık içerisindeki ısı dağılımını deneysel olarak incelemişlerdir. Bu ölçümler daha önce aynı deney sisteminde alüminyum malzemedan yapılmış kanatçıklı yüzey için yapılan deney sonuçlarını genişletmek için yapılmıştır. Çalışmada kanatçık aralıkları 6.25 mm ile 7.95 mm arasında değişmektedir. Taban plaka sıcaklığı ise 19°C ile 125°C aralığında tutulmuştur. Kanatçık uzunlukları 127-254 mm, kanatçık yükseklikleri 6.35-38 mm arasında değişmiş, her bir dizilişte 10 ile 33 kanat kullanılmıştır. Kullanılan kanatçıkların kalınlıkları 1.02 ile 3.10 mm arasında değişmiştir. İki farklı korelasyon geliştirilmiş ve bu korelasyonlardaki sapmalar tartışılmıştır. İlk korelasyonda kanatçıklar arası boşluklar diğerinde ise yarı kanat uzunluğu başlıca geometrik parametre olarak kullanılmıştır.

Igarashi and Mayumi (2001) 2500-12800 Reynolds sayısı aralığında aynı hücum açısında dikdörtgen kanatçığa sahip bir silindir etrafındaki ısı transferi ve akış karakteristiklerini belirlemek üzere deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada silindirin genişlik/yükseklik oranının 5 seçildiği ve hücum açısının 0-20° aralığında değiştirilmiş $\alpha=0^\circ$ pozisyonunda silindir eksenine ile akış aynı hizaya getirilmiştir. $\alpha<15^\circ$ için yeniden birleşen akışın türbülanslı olduğu, $\alpha>15^\circ$ için ise akışın laminer kaldığı

gözlemlenmiştir. Alt ve üst yüzeylerdeki yerel ısı transferi katsayısı $Nu = CRe^{2-3}$ ampirik formülüyle korale edilmiştir. Buradaki C katsayısının $\alpha > 5^\circ$ için, artan α ile azaldığı bildirilmiştir. Deneyler sonucunda maksimum ortalama ısı transferinin α 'nın 0° ve 5° değerleri arasında meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

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

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

El-Sayed *et al.* (2002) boyuna dikdörtgen kanatlı yüzeylerde kanatçık diziliş geometrisinin ve kanat ucu ile kanalın tavanı arasında kalan boşluğun ısı transferi, akışkan akışı ve basınç düşümü karakteristiklerine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Deneylerde kanatçık yüksekliği (H), kanatçık kalınlığı (t), kanatçıklar arası mesafe (W), kanatçık sayısı ve kanatçık ucu-kanal arasındaki mesafe (C) olarak belirlenmiş ve bunun gibi geometrik parametreleri değiştirerek inceleme yapmışlardır. Akışkan olarak havanın kullanıldığı sistemde türbülanslı akış şartlarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Model etrafındaki akış gözlemlenmiştir. Deneyler sonunda, model

boyunca aksnel basınç kaybının aksnel yönde, akış yönünde artan kanat yüksekliği, Reynolds sayısı ve azalan kanatlar arası mesafe ve kanat kalınlığı ile arttığını gözlemlemişlerdir. Ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı artışı, kanatçıklar arası mesafe, kanatçık kalınlığı ve azalan kanatçık yüksekliği ile arttığını belirlemişlerdir. Kanatçık uçları ile kanalın üst cidarı arasındaki boşluğun artması durumunda Nusselt sayısında belirgin bir azalma olmadığını belirtmişlerdir.

Sara (2003) içerisinde kare kesitli kanatçıklı düz bir yüzeye yerleştirilmiş olan dikdörtgen bir kanalda deneysel olarak çalışma yapmıştır. Bu çalışmada taşınım ile olan ısı transferini, sürtünme kayıplarını ölçmüş ve performans analizi yapmıştır. Çalışmada kanatçıklar yüzey üzerine şaşırtmalı olarak dizilmiştir, değişik üst boşluk oranlarının ve kanatçıklar arası mesafelerin uygulamıştır. Çalışma sonucunda kare kesitli kanatçıkların ısı transferi iyileştirmede olumlu sonuç verdiğini belirtilmiştir. Deneysel sonuçlarının değerlendirilmesiyle yüksek termal performans elde edebilmek için, şaşırtmalı dizilime sahip bir konfigürasyonda kanatçıklar arası mesafenin az olması, açıklık oranının düşük olması ve çok yüksek olmayan Reynolds sayılarında çalışmak gerektiğini belirtmiştir. Şaşırtmalı dizilim ile düz dizilim arasında karşılaştırma yapmış ve şaşırtmalı dizilimde daha fazla ısı transferi sağlandığını gözlemlenmiştir.

Prstic *et al.* (2000) kanatçık uzunluğunun, akışkanın kanala giriş hızının ve kenar ve üstte bulunan açıklıkların ısı alıcısının termal performansına etkilerini incelemek amacıyla bilgisayar ortamında CFD çalışması yapmışlardır. Kanatçık yoğunluğunun artması ve açıklık ile by-pass etkisinin arttığı gözlemlenmiş ancak bu etkinin kanal giriş hızına bağlı olmadığı belirtilmiştir. Isı alıcısının üst kısmından hava akışı kaybının akışkan giriş hızıyla azaldığı ifade edilmiştir. Çalışma sonucunda sabit akışkan hızı, by-pass açıklığı, ısı alıcısı hacmi ve kanatçık et kalınlığı için optimum geometri belirlenmiştir.

Naik *et al.* (1987) 3 mm kalınlığı sahip ve 250 mm uzunluğunda dikdörtgen kanatçıklı yatay yüzeyde deneysel çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada kararlı haldeki ısı transferi karakteristiklerini incelemişlerdir. Sabit plaka sıcaklığı 40°C tutulmuş, maksimum ısı

transferi için gerekli optimum kanatçık aralığını bulmuşlardır. Kanatçıklar üzerindeki boşluk azalırken optimum değer de %17 civarında azaldığını gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak artan kanatçık üzerindeki boşlukla daha küçük basınç kaybı ve daha az bir ısı transferi oranı elde etmişlerdir.

Naik *et al.* (1999) değişik kanal geometrilerinde boyuna kanatçıklarla ısı transferinin iyileştirilmesi üzerine deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sabit taban plaka sıcaklığında, kanatçıklardan oluşan maksimum ısı transferinin gerçekleştiği optimum kanatçık aralığının, kanatçık yüksekliğinin kanatçık boyuna oranı ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğunu gözlemlenmiş ve kanatçıklar üzerindeki boşluk miktarından etkilenmediğini ifade etmişlerdir. İğne kanatlı ısı değiştirici konfigürasyonu ile boyuna kanatçık konfigürasyonu karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak boyuna kanatçık yüksekliklerinin uzunluklarına oranı 0.24'den daha büyük olduğunda bu kanatçıkların daha fazla ısı transferi gerçekleştirildiğini belirtmişlerdir.

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

Tanda (2004) ısı değiştirici yüzeylerinde türbülansı artırmak ve taşınım ile ısı transferini iyileştirmek için çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada tekrarlanmış kaburga tipli kanatçıklar kullanmıştır. Çalışmada V tipi vortex üreticileri kanala yerleştirilmiş ve sıvı kristal termografi yöntemiyle ısıtılmış yüzeydeki kararlı halin sıcaklık dağılımını video kameraya kaydetmiştir. Sıcaklık dağılımlarını grafiksel olarak göstermiştir. Türbülanslı

akış rejiminde değişik Reynolds sayılarında yerel ısı transferi katsayısını tespit edilmiştir. Isı transferi katsayısı ile kanatçık tipi ve şeklinin ilişkili olduğunu belirtmiştir.

Han *et al.* (1989) karşılıklı iki cidarına kaburga tipli (rib) kanatçıklar yerleştirilmiş dar en/boy oranına sahip kısa bir dikdörtgen kanalda çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada 10.000-60.000 Reynolds aralığı için rib hücum açısının yerel ısı transfer katsayısına ve sürtünme faktörü dağılımına etkisini incelemişlerdir. Kanatçık genişliği/kanatçık yüksekliği oranı 1/4 ve 2/4 seçilerek hücum açıları 90°, 60°, 45° ve 30° olarak belirlenmiştir. Sabit pompalama gücünde dar en/boy oranına sahip kanalların geniş en/boy oranına sahip kanallara oranla daha iyi ısı transferi sonucu verdiğini gözlemlenmiş ve bu sonucun türbin kanatlarının soğutulması için kanal dizaynında kullanılabileceği ifade edilmiştir. $\alpha=60^\circ$, 45° veya 30° için, $X/D>3$ den sonra rib açısından kaynaklanan ikincil akışlardan ötürü yanal eksen boyunca Nusselt sayısının azaldığı, akış yönünde ise $\alpha=60^\circ$ veya 45° $X/D>3$ den sonra yine aynı ikincil akışlardan dolayı Nusselt sayısının arttığı belirtilmiştir.

Kiml *et al.* (2001) en/boy oranı 2:1 olan ve iki karşılıklı cidarına riblerin yerleştirildiği dikdörtgen bir kanalda çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada kanal içindeki akış davranışlarını ve yerel ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Isı transferi ve akış deneylerinin yapıldığı çalışmada 90°, 75°, 60° ve 45° dört farklı konfigürasyon test edilmiştir. Çalışma sonucunda tabandaki ısı transferi iyileşmesinin, soğuk havayı kanalın merkezindeki bölgeden alt cidara taşıyan ikincil akışlar nedeniyle olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca daha geniş bir açıyla tabana çarpan ikincil akışların güçlü dönme momentleri nedeniyle 60° açılı rib modelinde diğerlerine göre daha yüksek bir ısı transferi elde edilmiştir.

Jubran and Al-Salaymeh (1996) değişik geometri ve ebattaki riblerin dizildiği dikdörtgen parçalarda deneysel olarak çalışmışlardır. Çalışmada ısı transferi katsayısının ve basınç düşümü karakteristiklerinin etkilerini farklı Reynolds sayılarında incelenmiştir. dikdörtgen parçalara yerleştirilen farklı geometri ve boyuttaki riblerin ısı

transferini etkili bir şekilde iyileştirdiği gözlemlenmiştir. Bu artış büyük Reynolds sayılarında daha fazla olmuş, artan rib yüksekliği ile artmış ve ısı transferi katsayısındaki iyileşme parçalardan sonraki 5. dizide %50 değerinde olmuştur.

Han *et al.* (1991) kare kesite sahip ve karşılıklı cidarları riblerle donatılan kanalda rib yerleşimleri deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada yerleşim faktörünün yerel ısı transferi ve basınç kaybına etkilerini incelemişlerdir. Dokuz adet rib konfigürasyonunun çalışıldığı çalışmada, Nusselt sayısının 90° , 60° , 45° 'lik çapraz riblerle ve 60° veya 45° 'lik Λ şekilli riblerle artan aksenal mesafe ile azaldığını gözlemlemişlerdir. 60° veya 45° paralel ribler veya 60° veya 45° V şekilli ribler kullanılması durumunda ise Nusselt sayısının rib konfigürasyonundan kaynaklanan uygun ikincil akışlar nedeniyle maksimum değere ulaştığını gözlemlemişlerdir. Öte yandan 15000-90000 Reynolds sayısı aralığında 60° veya 45° Λ şekilli riblerde en yüksek basınç kaybına rastlandığını, 60° veya 45° çapraz riblerin en düşük ısı transferi iyileşmesi ve en az basınç düşümü sağladıkları bildirilmiştir.

Niceno *et al.* (2002) düz bir kanalın bir duvarına yerleştirilmiş içten ısıtılmalı çok tabakalı küpler dizisi üzerinde ısı transferi ve akış dinamiğini “geniş girdap benzeşimi (large eddy simulation (LES))” ile bir sonlu hacim programı yardımıyla sayısal olarak incelemişlerdir. Vorteks yapıları ve akış denemelerinin yerel ısı transferi ve sıcaklık dağılımı üzerine etkilerini daha iyi gözlemleyebilmek için bu çalışmada nümerik akış gözleme ve animasyon tekniklerini kullanmışlardır. Küp konfigürasyonlarının içten kanatçık veya çubuklarla donatılmış gaz türbini kanatçığı veya elektronik cihazların parçalarının soğutulmasını göz önüne alındığı çalışmada, küp etrafındaki türbülans yapısı ve kompleks vorteks yapısının sonucu olarak küp yüzeylerinde sıcaklık dağılımının çok düzensiz olduğunu bildirmişlerdir. Küplerin ön yüzeyindeki ortalama ısı transferi katsayısı, küp ortalama değerinden %24 daha büyük iken arka yüzeyde %23 daha az olduğu gözlemlenmiştir.

Lee and Garimella (2006) laminer konvektif ısı transferini dikdörtgen profilli mikrokanal boyunca çalışma gerçekleştirdiler. Çalışmada üniform duvar sıcaklığı ve

eksenel olarak sabit ısı akısı sınır şartlarında inceleme gerçekleştirdiler. Farklı kanat yüksekliği oranlarında termal olarak 3 boyutlu nümerik simülasyonda çalıştılar. Bu sonuçlar için korelasyon verildi ve daha önceki çalışmalarla karşılaştırma yapıldı.

Yu *et al.* (2005) düzlem kanatçıklı bir ısı alıcı ile bu kanatlar arasına iğne yapılı kanatçıkların şaşırtmalı olarak dizildiği ısı alıcı üzerinde hem teorik hem deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada ısı alıcısında termal performans değişimini incelemişlerdir. Sonuçlar doğrultusunda aynı hız değerinde, düzlem kanatçıkları arasına iğne yapılı kanatçıkların yerleştirilmiş olduğu ısı alıcısının termal rezistans değeri düzlem kanatçıklı ısı alıcısına göre %30 daha düşük olmaktadır. Aynı fan gücünde iğne kanatçıklar bulunan ısı alıcısının %20 daha etkin olduğu gözlemlenmiştir.

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

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

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

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

Yakut *et al.* (2005) çift taraflı dizilmiş delta kanatçıklarla ilgili çalışma yapmışlardır. çalışmada delta kanatçıkların hücum açısı, akış yönünde kanatçık adımı, kanatçık yüksekliği, akışa dik yönde kanatçıklar arası mesafe ve akış hızı parametrelerinin ısı transferi ve akış karakteristikleri göz önünde bulundurularak optimizasyonu yapılmıştır.

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

Dogruoz *et al.* (2005) kare ve sıralı iğne kanatlı ısı alıcıların davranışlarını gözlemleyen analitik ve deneysel çalışmalardan bazı bulgular sunuldu. Deneysel çalışmada sabit yüzey 25*25 mm de ve kanat yüksekliği 12,5 mm, 17,5 mm ve 22,5 mm de çeşitli ölçülerde alüminyum ısı alıcıları kullanıldı. İki dallı by-pass modeli ısı alıcısı boyunca akışı ve üstündeki by-pass kanallı alışılmış bir boyutlu diferansiyel yaklaşımda geliştirildi. Temel analizlerle ısı alıcısı içindeki giriş, çıkış ve basınç kaybı korelasyonları açıklanmıştır. Basınç kaybı tahminleri; kullanılan ısı alıcısı için basınç kayıp katsayıları ölçülmüş ve deneysel sonuçlar ile ilişkilendirilmiştir. Sürtünme faktörü, basınç kaybı ve by-pass oranı sonuçları çeşitli yüksekliklerle sıralı iğne ve kare kanatçıklı ısı alıcıları için gösterildi. Deneysel ve teorik sonuçlar birbiriyle karşılaştırıldı. Detaylı basınç kaybı ölçümleri yapabilmek için SLA model kurulmuş ve test edilmiştir.

Valdes *et al.* (2006) Temel amacı halka mikrokanallar boyunca laminar akışkan akışında yüzey pürüzlülüğünün etkilerini nümerik simülasyon yoluyla incelemek ve bu mikrokanallar boyunca akışının simülasyonu ve hesaplanmasında yüzey pürüzlülüğü etkilerinin de hesaba katmak için metod oluşturmaktır. Bu metod klasik viskoz akış

eşitliklerine dayandırıldı ve pürüzlü yüzeyle aynı akış direncine sahip pürüzsüz kanalla karşılaştırıldı. Momentum ve süreklilik denklemleri çözülerek süreklilik denklemi basınç için eşitlik olarak kullanıldı. Simple algoritması süreklilik denkleminde basınç için kullanıldı. Fluent paket programı kullanılarak kanal boyunca 10 hücreli sayısal ağ haline getirildi. Tam mesh giriş ve çıkış bölgelerinde iyi bir şekilde yapıldı. İlk ve son sayısal ağlar çap, hücre sayısı, uzunluk, basınç parametreleri karşılaştırıldı. İlk mesh 12300 hücreye sahipken son mesh 31000 hücreye sahiptir. Poiseuille numarası değerleri karşılaştırıldı. Çok dar ve kısa dairesel kanallar boyunca laminar akışta sürtünme etkisi nümerik simülasyonla araştırıldı ve analitik olarak klasik viskoz eşitlikleriyle hesaplandı. Sonuç olarak pürüzlü bir kanala göre aynı hidrolik çap ve kesit alanına sahip düz kanalın akış hacmi ve ıslak yüzey alanı hesaplanarak analitik modelde özellikle $Re > 50$ 'de giriş, çıkış ve gelişmiş akış tan dolayı ikincil kayıplar hesaba katıldı.

Subhashini and Nigam (2005) çeşitli endüstriyel uygulamalarda önemli olan çift fazlı akış problemlerine CFD paket programı Fluent kullanarak değinmiştir. İki fazlı CFD hesaplamaları, Euler modeli ve Fluent 6.0 paket programı kullanılarak borulardaki gaz-sıvı çift fazlı akışını hesaplamak için kullanıldı. Çalışmadaki değişkenler: gaz hızı, arayüz pürüzlülüğü ve sıvı hacim oranı olarak belirlendi. Gaz hızı 1,2...12,5 m/s, sıvı hızı 0,0066...0,1 m/s arasında ölçüldü. Nümerik sonuçlar literatürdeki deneysel sonuçlarla onaylandı. Fluent 6.0 sonlu hacim metodunu esas alarak hesaplamaları yapar. Fluent; hem sonlu hacim hem de sonlu eleman eşitlikleri için ayrılma şemalarının seçiminde esneklik sağlar. Ayrılmış eşitlikler, başlangıç ve sınır şartları ile birlikte elde edilen nümerik çözümler ayrı ayrı çözüldü. Kütle korunumu ve momentum iteratif olarak çözüldü ve kütle ve momentum korunumunu sağlamak için basınç-düzeltilme eşitliği kullanıldı. k-ε modeli türbülans davranışı için her iki fazda da kullanıldı.

Şahin and Demir (2007) kare profilli delinmiş ısı alıcıları için kare kesitli bir kanalda performans istatistiklerini incelemek amacıyla deneysel bir çalışma yaptılar. Reynolds sayısı 13500-42000, açıklık oranları (C/H) 0,33-1 arasında değişti. Akış yönünde kanatları mesafenin kanat kalınlığına oranı olan S_y/D oranları 1,208, 1,524, 1,944 ve 3,417 olarak çalışıldı. Deneysel sonucunda bu delinmiş kare kanatçıkların ısı transferinde

bir iyileşme sağladığı belirtildi. Taguchi deneysel dizayn metodu kullanılarak optimum dizayn parametreleri ve seviyeleri araştırıldı. $L_9(3^3)$ dizilişi ortogonal dizilişi deneysel plan olarak seçildi. Düz ve artırılmış yüzeyler için deneyler yapıldı. Deneyler sonucunda Nusselt sayısını Reynolds sayısı ve Prandtl sayısına göre ilişkilendirdiler. Sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı için Reynolds sayısı, kanat yüksekliği ve açıklık oranlarına göre performans istatistikleri sonuçlarını grafik halinde verdiler.

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

Jeng and Tzeng (2006), bu çalışmada kısa süreli tek akış tekniği kullanarak dikdörtgen bir kanalda kare dizilişli bir iğne kanatçığın ısı transferi ve basınç düşümünü çalıştılar. Değişen parametreler, akış boyunca izafi olarak kanatlar arası mesafe ($X_L=1.5, 2, 2.8$), çapraz mesafe ($X_T=1.5, 2, 2.8$) ve doğrusal ve çapraz düzenlemedir. Mevcut yayınlarla mukayesede mevcut izafi aralıklar daha küçüktür ve bağımsız olarak değişebilir. Soğutma bölümleri gibi kare iğne kanatçıkların performansı dairesel iğne kanatçıklar ile mukayese edilmiştir. Bunun yanında basınç kayıpları ve ısı transferi için ampirik formülasyonda verildi. Sonuç olarak optimal giriş kanatçık aralığı, çapraz düzenlemelerde $X_T=1,5$ ve $X_L=1,5$ kadar iyi olan düz hat dizin düzenlemeleri için $X_T=2$ ve $X_L=1,5$ olan kare iğne kanatçıklarla optimal giriş kanatçık aralığı böyle iken, aynı

pompa gücü altında daha geniş Nusselt sayıları ile ortaya konuldu. Ayrıca Nu-Re grafikleri de sunuldu.

Go *et al.* (2010) tarafından bir ısı alıcı plakası eğiminin termal ve hidrolik performansına etkisi incelendi. Çalışmalarında CFD çözücü sistemi (Fluent 6.1) ve Rng k- ϵ türbülans modeli kullanıldı. 4 farklı Reynolds sayısı(10000, 20000, 30000 ve 40000), 3 farklı kanatçık boyu (30, 45, 75 mm) ve 7 farklı açı değerinde (45, 60, 75, 90, 105, 120, 135) analizler gerçekleştirildi. Kısa kanat boyu (30 mm) için eğim açısı artışıyla termal direncin arttığını, Reynolds sayısının 10000 değerinde açının 45'ten 135'e çıkmasıyla termal direncin %10'luk bir değişime uğradığı belirtildi. Küçük termal direnç ve basınç düşümü için eğim açısının dikkatli seçilmesi gerektiği vurgulandı.

Han *et al.* (2012) tarafından çeşitli kanatçık mesafelerinde ısı transfer katsayısı deneysel ve sayısal olarak incelendi. Üniform olmayan ısı transfer katsayısı varsayımı altında tüm kanatçıklı bölge birkaç alt bölgeye bölündü. Deneysel olarak belirlenen sıcaklıklar ısı iletim katsayısı ve kanat etkinliğini belirlemek için kullanıldı. Çalışmada ısı transfer katsayısı ve kanatçık sıcaklık dağılımları için sayısal ve deneysel değerlerin karşılaştırmaları yapıldı. Sayısal analizde Fluent-CFD çözücü sistemi kullanıldı. Temel denklem çözümleri için RNG k- ϵ türbülans modeli uygulandı. Çalışma sonucunda ortalama ısı transfer katsayısı, plaka tabanındaki ısı transfer katsayısı ve kanatçık etkinliğinin belirlenmesinde deneysel sonuçlarla sayısal sonuçların iyi bir uyum içerisinde olduğu belirtildi.

Hung *et al.* (2013) tarafından iki vorteks üreticiyle düzlem kanatçıklı ısı alıcısı için zıt akışlı kanalda ısı transferi ve akış karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak incelendi. Çalışmalarında CFD çözücü sistemli Fluent paket programı, türbülans modeli olarak ta RNG k- ϵ modeli kullanıldı. Sonuç olarak düşük Reynolds sayılarında (Re=5000,10000) vorteks üreticilerinin ısı transferini yükseltip basınç farkını azalttığı, yüksek Reynolds sayılarında (Re=20000, 30000, 40000) ise ısı transferini iyileştirip, basınç farkını önemli derecede artırdığı belirtildi. Vorteks üreticileri arasındaki mesafe azaldığında ise ısı transferinin kötüleştiği sonucuna varıldı.

Shaanan *et al.* (2012) tarafından dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirildi. Sayısal bölümde akış alanı ve ısı alıcısının çeşitli parametreleri kullanıldı. Sayısal bölümde akış 3 boyutlu, viskoz, zamandan bağımsız ve türbülanslı olarak belirtildi. Türbülans modeli olarak RNG k- ϵ türbülans modeli kullanıldı. Deneysel bölümde ise dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar imal edildi ve deneyler yapıldı. Çalışma sonucunda en yüksek Reynolds sayısında ısı alıcı kanat yüksekliğinin 15 mm'den 75 mm'ye yükseldiğinde basınç düşümünün 800 Pa'dan 110 Pa'a düştüğü gözlemlendi. Termal verimlilik Reynolds sayısı ve kanatçık yüksekliği artışıyla azaldığı belirlendi. Artan kanatçık yüksekliğinin yüzey alanını artırdığından Reynolds sayısı artışıyla soğutmaya yönelik etkisini de artırdığı belirtildi.

Isı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili çok fazla çalışma vardır. Daha önce Şahin (2004) tarafından yapılan Taguchi deney tasarım tekniği kullanılarak lüle-difüzör şeklinde dizilmiş olan kanatların ısı transferi, sürtünme ve akış açısından optimum parametreleri belirlenmiş $L_{18}(2^1*3^7)$ ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiş ve optimum şartlar Genel-1 ve Genel-2 olarak adlandırılmıştı. Alemdaroğlu (2005) tarafından altıgen kanatçıklı ısı alıcıların ısı transferi ve sürtünmeyi etkileyen parametrelerinin optimum değerleri Taguchi deney tasarım tekniği kullanılarak belirlenmiş ve $L_{18}(2^1*3^7)$ ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmişti. Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termal dirence göre genel optimum şartlar belirlenmişti. Ayrıca Yeşildal (2007) optimize edilmiş dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için belirlenen optimum şartlar için 5 ayrı hızda ve 3 ayrı boyda deneyler yapılmış ve ısı transferi ve sürtünmeye etki eden parametreler incelenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları

Isı geçişi, doğada ve günlük yaşantımızda kullandığımız türlü cihazların çalışmasında örneklerini gördüğümüz fiziksel bir olaydır. Günümüzde gelişen analitik çözüm tekniklerinin, bilgisayarların ve bilgisayar programlarının varlığı nedeniyle, ısı transferi teorisi de hızla gelişmektedir. Bu gelişimde, deneysel yöntemlerde sağlanan ilerlemeler ve teori-deneysel arasındaki farkın kapanması da önemli rol oynamaktadır.

Isı transferi bir ortam içerisinde veya ortamlar arasında sıcaklık farkından dolayı gerçekleşir. Isı transferi mekanizması üç değişik şekilde olmaktadır. Katı veya akışkanın durgun bir ortam içerisinde bulunması ve bir sıcaklık farkının olması durumunda ısı transferi iletim (kondüksiyon) ile gerçekleşir.

Bir yüzey ve hareketli bir akışkanın olduğu sistemde sıcaklık farkının olması durumunda ısı transferi taşınım (konveksiyon) ile gerçekleşir. Farklı sıcaklıktaki iki yüzey arasında bir engel yoksa ısı transferi ışınım (radyasyon) ile gerçekleşir.

Her üç ısı transferinde de bir sıcaklık farkı olmakta, ısı yüksek sıcaklıktan alçak sıcaklığa doğru akmakta ve bir kaynağı terk eden ısı miktarı onu alan elemanların ısı artışına eşit olmaktadır.

Endüstriyel uygulamaların birçoğunda ısı transferinin bu üç şekilde mevcuttur. Bununla birlikte uygulamadaki çalışma şartları ve baskın ısı transferi türüne göre biri veya birkaçı ihmal edilebilir.

2.1.1. İletim ile ısı transferi

İletim ile ısı transferi her zaman yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğrudur. Birbirleriyle temas halindeki moleküllerin kafes yapısındaki titreşimler sayesinde ısı bir sonraki moleküle taşınır.

Bu ısı transferinde iletim moleküler boyuttadır ve her bir molekülün momentumunun sıcaklık farklılığı boyunca taşınmasına dayanır. Isı iletimi Fourier yasası ile tanımlanır (Yüncü ve Kakaç 1999).

Sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi aşağıdaki denklemlerle ifade edilir:

$$Q_{\text{cond}} = -k A \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Buna göre ısı iletimi

- Isıl iletkenlik
- Kesit alanı
- Sıcaklık farkı
- Malzeme kalınlığı gibi faktörlere bağlıdır.

2.1.2. Taşınım ile ısı transferi

Bir yüzey üzerinden veya boru içerisinden akan akışkanın sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı ise akışkan ile yüzey arasındaki ısı transferi taşınım (konveksiyon) ile gerçekleşir. Akışkanın hareketi uygulanan basınç farkı nedeniyle oluşuyorsa zorlanmış konveksiyon, akışkan hareketi yoğunluk farkından oluşuyorsa doğal konveksiyon adı verilir (Yüncü ve Kakaç 1999).

Yüzey-akışkan arasında gerçekleşen ısı transferi Newton'un Soğutma Yasasıyla ilişkilendirilmektedir:

$$Q_{\text{conv}}=hA(T_s-T_\infty) \quad (2.2)$$

Taşınım katsayısı h , akış yönündeki katı cismin şekli ve boyu gibi bir takım fiziksel geometrilere ve akışkanın tipi ve çalışma sıcaklığı gibi termodinamik özelliklerine bağlıdır. Isı alıcılarda bu özelliklerle birlikte kanatlar arasındaki boşluklar soğutma alanını belirlediği için kanatlar arasındaki boşlukta konvektif ısı transfer katsayısını etkilemektedir. Zorlanmış konveksiyonla ısı transferinde ısı transfer katsayısı akışı karıştıran ve vorteksler üreten yüzeyler boyunca akışkanın sahip olduğu lineer hızına oldukça bağlıdır. Çizelge 2.1 akışkanlara ait konvektif ısı transfer katsayısı aralıkları görülmektedir.

Çizelge 2.1. Isı transferi katsayısının örnek değerleri

Akışkan	Doğal Konveksiyon W/m²K	Zorlanmış Konveksiyon W/m²K
Gazlar	5-30	30-300
Yağlar	5-100	30-3000
Su	30-300	300-10000
Sıvı metaller	50-500	500-20000
Su kaynaması	2000-20000	3000-100000
Su buharı yoğuşması	3000-30000	3000-200000

2.1.3. Işınım ile ısı transferi

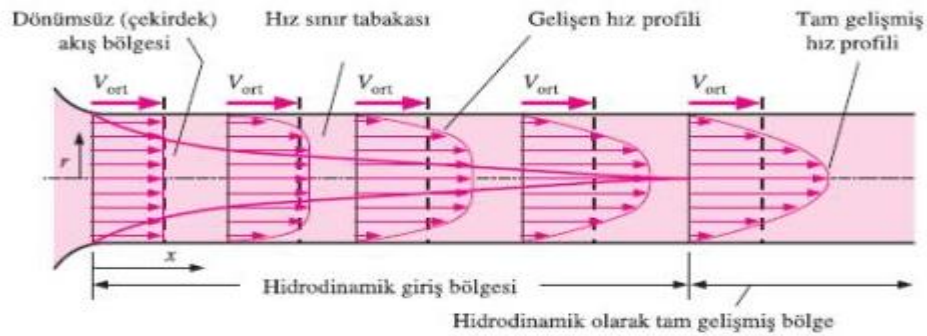
Elektromanyetik dalgalar vasıtasıyla olan bu ısı transferi mekanizması kısaca ışınım olarak adlandırılır. Işıma terimi genel olarak bütün manyetik dalga olayları için kullanılır. Sonlu sıcaklıktaki her bir cisim ya da nesne radyasyon yaydığı gibi aynı zamanda bu cisim ya da nesnelere çevrelerindeki radyasyon yayan cisimlerin yaydığı bu

radyasyonlar için alıcı konumundadır. Bu olay radyasyonun soğurulması olarak bilinir (Yüncü ve Kakaç 1999). Bu nedenle radyasyonun etkisinden bahsedilirken aşağıdaki eşitlikle verilen bir yüzey ve çevresi arasındaki net radyasyon ısı değişim miktarını dikkate almak gerekmektedir;

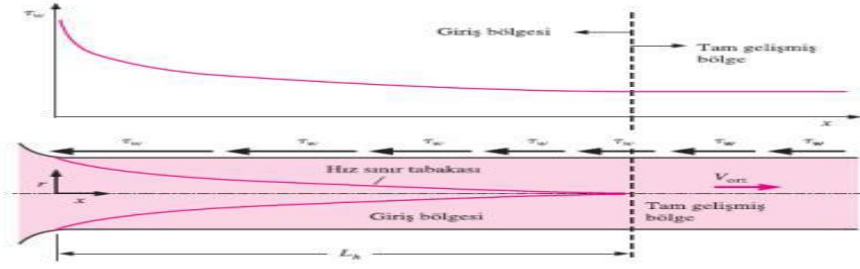
$$Q_{\text{rad}} = \varepsilon A \sigma (T_y^4 - T_\infty^4) \quad (2.3)$$

2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka

Akışkan parçacıkları yüzeyle temas ettiklerinde hızları sıfır olur. Bu parçacıklar bitişik akışkan tabakaları içindeki parçacıkların hareketini yavaşlatır ve bu etki azalarak belli bir uzaklıkta göz ardı edilebilir duruma gelir. Hız sınır tabakanın gelişiminin gösterildiği Şekil 2.1'deki akışkan hızına paralel düzlemlerde akışkan hareketinin bu yavaşlaması yüzeyde etkili olan kayma gerilmesi τ ile ilgilidir. Yüzeyden y uzaklığının artışıyla akışkan hızının x bileşeni u , serbest akış değeri u_∞ 'a ulaşmaya kadar artar. Δ büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır ve genellikle $u = 0.99u_\infty$ değerine ulaşıldığı y değeri olarak tanımlanır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde u hızının y ile değişimini gösterir (Incropera and DeWitt 2001).



Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi (Çengel ve Cimbala 2007)



Şekil 2.2. Kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi (Çengel ve Cimbala 2007)

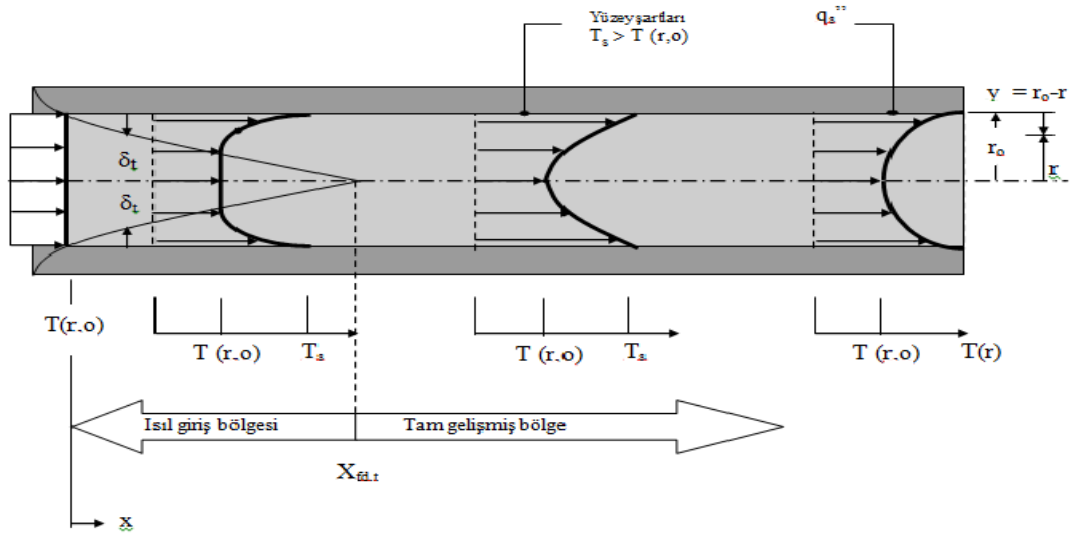
Şekil 2.2’de ise bir kanal içerisinde hız ve basınç profilleri gösterilmiştir. Kanal içerisindeki bir akış onu çevreleyen cidarlarla sınırlandırılmıştır ve sürtünme etkileri büyüyüp karışarak tüm akışa yayılacaktır. Hemen hemen yukarı akım akışının yakınsadığı ve boruya girdiği bir giriş bölgesi vardır. Viskoz sınır tabakalar, cidardaki aksenal akışı yavaşlatıp, merkezdeki akışı hızlandırarak aşağı akım tarafına doğru kalınlaşırlar (White 2004).

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

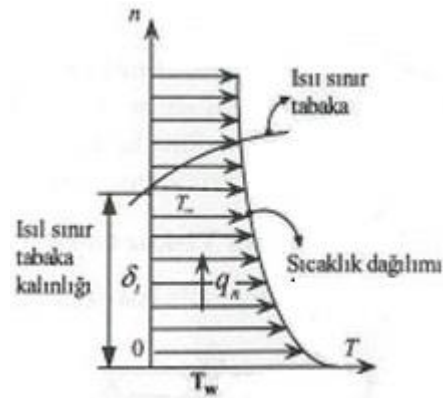
2.3. Isıl Sınır Tabaka

Bir yüzey üzerinde akış olduğunda bir hız sınır tabakası gelişirken, akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı ise bir de ısıl sınır tabaka gelişir. Şekil 2.3 boru içerisinde ve Şekil 2.4’de düz bir levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi gösterilmiştir. Levha giriş ucunda sıcaklık profili düzgün dağılımlı olup $T(y) = T_\infty$ dur. Bununla beraber akışkan parçacıkları levha ile temas ettiklerinde levha ile aynı sıcaklığa ulaşır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık

gradyanlarına yol açar. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının olduğu bu bölge ısıl ısınır tabakadır ve bu tabakanın kalınlığı δ_t , genellikle $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0.99$ oranını sağlayan y değeri olarak tanımlanır. Giriş ucundan uzaklaştıkça ısı geçişi serbest akışı daha fazla etkiler ve ısıl ısınır tabaka büyür (Incropera and DeWitt 2001).



Şekil 2.3. Isıtılmış boru içerisinde ısıl sınır tabakanın gelişimi (Incropera and DeWitt 2001)



Şekil 2.4. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi

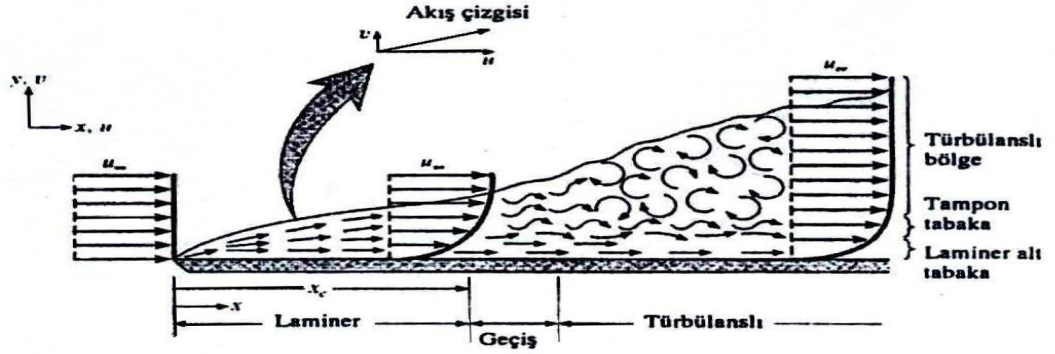
2.4. Laminer ve Türbülanslı Akış

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

Laminer sınır tabaka içinde, akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıkların akış çizgileri boyunca hareket ettikleri gözlemlenir. Bir akış çizgisi boyunca akışkan hareketi x ve y yönlerinde hız bileşenleri ile tanımlanabilir. v hız bileşeni yüzeye dik yöndeki bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum, enerji veya kütle geçişine önemli katkıda bulunur. Yüzeye dik yönde akışkan hareketi, sınır tabakanın x yönündeki gelişiminin bir sonucudur (Incropera and Dewitt 2001).

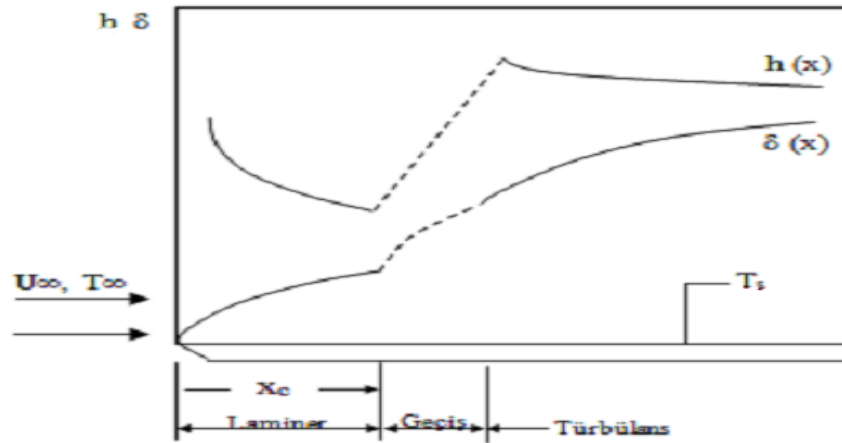
Buna karşılık, türbülanslı sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensizdir ve akış içinde ani hız değişimleri gözlemlenir. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırır ve bundan dolayı taşınım ile geçiş hızı gibi yüzey sürtünmesi de artar. Düzensiz değişimlerin sonucu akışkanın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

Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakası gelişirken laminer, geçiş ve türbülans bölgeleri Şekil 2.5’de gösterilmiştir. Laminer akımın söz konusu olduğu akışta, ele alınan herhangi bir noktada hız vektörü zamanla değişmemekte, ancak türbülanslı akış koşullarında hız vektörü belirli bir değer etrafında düzensiz değişimler göstermektedir.



Şekil 2.5. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi (Incropera and Dewitt 2001)

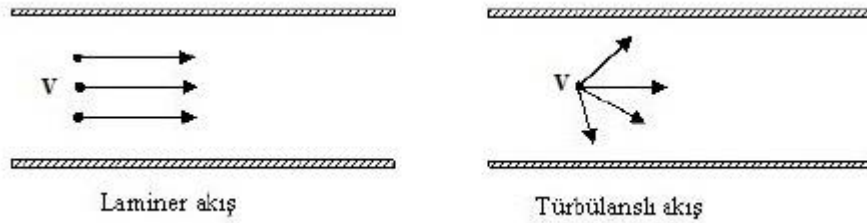
Sınır tabaka başlangıçta laminardır, fakat giriş bölümünden biraz ötede, küçük çalkalanmalar başlar, bunlar şiddetlenir ve türbülanslı akışa geçiş olur. Akışkan içerisindeki çalkalanmalar geçiş bölgesi içerisinde gelişmeye başlar ve sınır tabaka sonunda tamamen türbülanslı olur. Tam türbülanslı bölge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



Şekil 2.6. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı δ ve yerel taşınım katsayısı h 'nin değişimi

2.5. Türbülans ve Türbülans Modelleme

Akışkan bir ortamda akarken laminar, geçiş veya türbülanslı akım rejimlerinde bulunur. Laminar akımın söz konusu olduğu akışta, ele alınan herhangi bir noktada hız vektörü zamanla değişmez. Türbülanslı akış koşullarında ise söz konusu noktadaki hız vektörünün belirli bir değer etrafında düzensiz değişimler gösterir (Şekil 2.7).



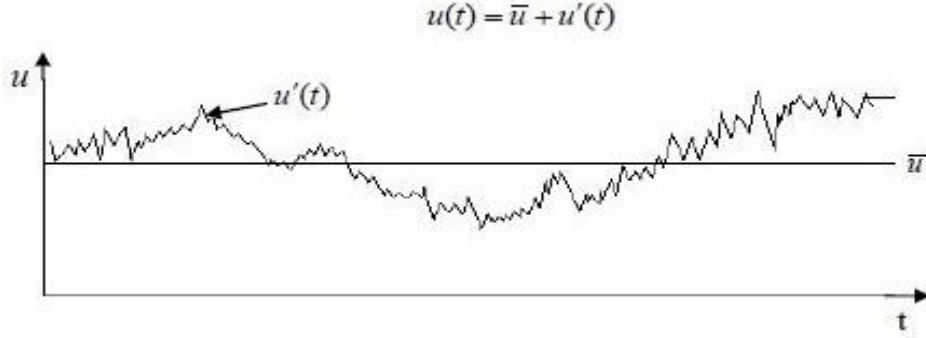
Şekil 2.7. Laminar ve türbülanslı akışta hız vektörleri

Akışın laminar veya türbülanslı olmasına atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı olan Reynolds sayısı değerine göre karar verilir. Laminardan türbülanslı akışa geçiş; akış hızına, geometriye, yüzey pürüzlülüğüne, sıcaklığa, akışkan türü gibi birçok faktöre bağlıdır.

Boru içi akış sistemlerinde Reynolds sayısı 2300'den küçük ise akım çizgilerinin veya akım yüzeylerinin, moleküler karışmanın çok küçük olan tesirleri hariç, bütün uzunlukları boyunca birbirinden tamamen ayrı ve karışmaksızın kaldıkları düzgün akım olan laminar akım söz konusudur. Reynolds sayısının 2300 ile 4000 arası olduğunda geçiş söz konusudur. Bu durumda akışın bazı bölgelerinde laminarlık devam ederken, bazı bölgelerinde de vorteksler oluşmaya başlar. Reynolds sayısı 5000'in üzerine çıktığında ise akış tamamen vortekslerden oluşur. Fakat bu kesin değildir bazen Reynolds sayısı 10000 iken bile laminarlık sağlanabilir.

Endüstriyel uygulamaların çoğunluğunda akış türbülanslı akımdır. Türbülanslı akışın rasgele doğası tüm akışkan partiküllerinin komple özelliklerini içeren hesaplamaları imkânsız kılmaktadır. Bunun yerine herhangi bir noktadaki hızı, kararlı bir ortalama

değeri olan \bar{u} ve bunun üzerine eklenen çalkantı değeri $u'(t)$ bileşenlerine ayırmak mümkündür.



Şekil 2.8. Türbülanslı akışta ortalama ve çalkantı hız terimleri

Türbülanslı akışta tek boyutlu tipik bir nokta hız ölçümünde cihaz tarafından algılanan ortalama ve çalkantı hızları Şekil 2.8'de görülmektedir. Bu durumda hız ve basınç terimleri aşağıdaki gibi olacaktır:

$$\begin{aligned}
 u &= \bar{u} + u' \\
 v &= \bar{v} + v' \\
 w &= \bar{w} + w' \\
 p &= \bar{p} + p'
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

Genellikle türbülanslı akışı karakterize etmek için akış özelliklerini ($\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{p}, \nu$) ve bunların çalkantılarının istatistiksel özelliklerini (u', v', w', p', ν) kullanmak en yaygın yaklaşımdır (Versteeg and Malalasekera 2007).

Prandtl (1945) türbülans dalgalanmalarının birim kütlesi başına kinetik enerji k 'yi kendi hız ölçeğini temel alarak şu şekilde seçmiştir (Wilcox 1998).

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})
 \tag{2.5}$$

türbülans şiddetini;

$$T_u = \sqrt{\frac{1}{3}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})} / U_\infty \quad (2.6)$$

kinematik Eddy viskozitesi;

$$\nu_t = \text{sabit} \cdot k^{1/2} \cdot l \quad (2.7)$$

Reynolds gerilme sensörü;

$$\tau_{ii} = -\overline{u'_i u'_i} = 2k \quad (2.8)$$

dir. Bu yüzden Reynolds gerilme tensörü birim hacim başına türbülans dalgalanmalarının kinetik enerjisi ile orantılıdır. k türbülans kinetik enerjidir. Türbülans kinetik enerjinin taşıyıcı denklemi;

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i u'_j} - \frac{1}{\rho} \overline{\rho' u'_j} \right] \quad (2.9)$$

denklemdaki ε birim kütle başına yutulma oranını ifade etmektedir ve şu şekilde formüle edilmiştir (Mohammadi and Pironneau 1993; Gatski *et al.* 1996).

$$\varepsilon = \nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \quad (2.10)$$

Türbülans kinetik enerjinin taşıyıcı denkleminde soldaki iki terimin toplamı akışkan taneciğinin kinetik enerjisindeki zamana göre değişimi ve taşınımı vermektedir. Sağ kısımındaki ilk terim üretim olarak bilinmektedir ve ortalama akıştan türbülans akışa olan

kinetik enerji transfer oranını ifade etmektedir. Yeniden düzenlenirse $\partial_{ij} S_{ij}$ (çünkü ∂_{ij} simetrik) terimi türbülans gerilmelerine karşı ortalama gerilme oranının yapmış olduğu işi belirtir.

Yutulma türbülans kinetik enerjinin termal iç enerjiye dönüşen oranıdır ve viskoz gerilmelere karşı dalgalanan gerilme oranının yapmış olduğu işin ortalama oranına eşittir. Denklemdaki

$$\nu \frac{\partial k}{\partial x_i} \quad (2.11)$$

terimi moleküler difüzyon olarak adlandırılır ve akışkanın doğal moleküler taşınım prosesinin sebep olduğu türbülans enerji difüzyonunu belirtmektedir. Üçlü hız korelasyon terimi türbülans taşınımı olarak adlandırılır ve türbülans enerjinin dalgalanmalarıyla akış boyunca taşınma oranıdır. Sağ taraftaki son terim basınç dağılımıdır.

Taylor (1935) yutulma oranını şöyle vermiştir (Wilcox 1998).

$$\varepsilon \approx \frac{k^{3/2}}{l} \quad (2.12)$$

burada k türbülans kinetik enerji ve l türbülans uzunluğudur. Kesin yutulma oranı ε Navier-Stokes eşitliğinin momentini alarak türetilir.

$$2\nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_j} [N(u_i)] = 0 \quad (2.13)$$

Navier-Stokes;

$$N(u_i) = \rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_k} \quad (2.14)$$

Standart k-ε türbülans modelinde kinematik eddy viskozitesi;

$$v_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.15)$$

Türbülans kinetik enerjisi;

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.16)$$

Yutulma oranı;

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (2.17)$$

2.5.1. Standart k- ε modeli

Standart k-ε modelinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun yayılma hızı (ε) olmak üzere türbülans viskozitesi ve türbülans iletkenliği şu şekilde ifade edilir

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \text{ ve } k_t = \frac{\mu_t c_p}{\sigma_t} \quad (2.18)$$

Mühendislik uygulamalarında en yaygın model olan standart k-ε türbülans modelinde iki boyutlu daimi akış için türbülans kinetik enerjisi ve onun yayılma hızı denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir (Launder and Spalding 1974).

$$\frac{\partial \overline{\rho u k}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v k}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \Phi - \rho \varepsilon + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial \overline{\rho u \varepsilon}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v \varepsilon}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_1 \varepsilon \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \Phi - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{C_\mu (1 - C_3) \beta \rho k}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.20)$$

Burada türbülans kinetik enerjisi üretimi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right]^2 \quad (2.21)$$

Diğer türbülans model sabitleri ise $C_\mu = 0.09$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_3 = 1.0$, $C_4 = 0.0$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.30$ ve $\sigma_t = 0.9$ şeklindedir.

Yukarıdaki eşitlikler k-ε ve diğer türbülans modellerinin temel denklemleridir. Fakat modeller ya C_μ terimi ya da yayılma hızı denkleminde bulunan terimlerindeki farklılıklar nedeniyle birbirinden ayrılırlar. Diğer türbülans modellerinde kullanılan simetrik deformasyon tensörü S_{ij} ve simetrik olmayan rotasyon tensörü W_{ij} aşağıda ifade edilmiştir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} (V_{ij} + V_{ji}) \quad (2.22)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} (V_{ij} - V_{ji}) + Cr \Omega m \varepsilon m_{ij} \quad (2.23)$$

Bu eşitliklerdeki Cr, türbülans modeline göre değişen katsayıyı, V_{ij} , akış alanındaki koordinat sistemine göre hızı ifade etmektedir. Bu terimlerin kullanıldığı iki yeni değişken şöyledir.

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (2.24)$$

$$\zeta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2W_{ij}W_{ij}} \quad (2.25)$$

2.6. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

CFD (Computational Fluid Dynamics) veya Türkçe kullanılışı HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği), temel olarak akışkan davranışlarının etkili olduğu problemlerin, sayısal metot ve algoritmalar ile bilgisayar üzerinde çözülerek analiz edildiği akışkanlar mekaniğinin bir koludur.

Akışın olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizinde iki temel yaklaşım vardır: deney yapma ve hesaplama. Bunlardan ilki, tipik olarak rüzgar tüneline veya başka yerlerde test edilecek modellerin yapımını gerçekleştiren ikincisi diferansiyel denklemlerin diferansiyel analitik veya sayısal olarak çözülmesini içerir. HAD, akış denklemlerinin bir bilgisayar (veya son zamanlarda olduğu gibi paralel olarak çalışan birkaç bilgisayar) kullanılarak çözümüdür. Günümüzde mühendisler hem deneysel analizi hem de HAD analizini uygularlar ve bu ikisi birbirini tamamlar. Örneğin karmaşık geometriler, viskozite, sıcaklık farkları gibi etmenler klasik akışkanlar mekaniğinin temel denklemlerine uygulandığında çözümü karmaşık ve zorlayıcıdır. Klasik akışkanlar mekaniğinde ancak düz levhalar, dairesel kesitli borular gibi idealize edilmiş basit geometrilerde sonuca ulaşılabilir, geriye kalan gerçek problemlerin büyük kısmında da sonuç elde edilebilmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiğine başvurmak doğru bir yaklaşımdır. Bunun için akış bölgesi, akışa ait temel diferansiyel denklemleri simüle eden küçük düzgün elemanlardan ve noktalardan oluşmuş ağ yapısına ayrılır ve bu küçük elemanlardan iterasyonlarla adım adım bütün çözüme varılır. Ayrıca sayısal ve deneysel olarak bulunan genel büyüklüklerin karşılaştırılması yoluyla HAD çözümlerini doğrulamak için çoğunlukla deneysel veriler kullanılır. HAD, daha sonra, dikkatlice kontrol edilen parametrik incelemeler yoluyla, gerekli deneysel test sayısını düşürerek tasarım sürecini kısaltmak için kullanılır (Çengel and Cimbala 2007).

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin günümüzdeki durumu şu şekilde özetlenebilir: HAD ile laminer akışlar kolayca çözümlenebilirken, türbülanslı akışları türbülans modelleri kullanmadan çözmek imkansızdır. Ne yazık ki genel bir türbülans modeli yoktur. Ve bir türbülanslı HAD çözümü, sadece türbülans modelinin uygunluğu kadar iyidir. Bu sınırlamaya rağmen, standart türbülans modelleri uygulamadaki çoğu mühendislik problemlerinde makul sonuçlar verir (Çengel and Cimbala 2007).

CFD, karmaşık akış çözümleri için mükemmel bir enstrümandır, ancak bu enstrümanın kullanılmasının da, sayısal ağ oluşturulmasından, gerçeğe uygun sınır koşulları tanımlanmasına ve sonuçlarının yorumlanmasına kadar olan süreçte, bir miktar sanat, bilgi, dikkat ve deneyim gerektirdiği unutulmamalıdır.

Otomobil endüstrisinden, uzay ve havacılığa, elektronikten, çevre, enerji ve medikal uygulamalarına kadar geniş bir kullanım sahası olan CFD'nin kullanıldığı alanlar ve işlevlerinden bazıları aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Uçak ve araçların aerodinamiği: kaldırma ve sürüklenme
- Gemilerin hidrodinamiği
- Enerji santrali: içten yanmalı motorlarda ve gaz türbinlerinde yanma
- Turbomekanik: dönel kanallarda ve difüzörlerde akış
- Elektrik-elektronik mühendisliği: mikro devre içeren ekipmanların soğutulması
- Kimya proses mühendisliği: karıştırma ve ayırma, polimer kalıp
- Binaların iç ve dış çevreleri: rüzgar yüklemesi, ısıtma-havalandırma
- Deniz mühendisliği: kıyıdan uzak yapıların yükleri
- Çevre mühendisliği: kirlilik ve atık madde dağılımı
- Hidroloji ve okyanus bilimi: nehirlerde, okyanuslarda akış
- Meteoroloji: hava tahmini
- Tıp mühendisliği: damarlardaki kan akışı, üst solunum yollarındaki hava akışı

2.6.1. Had yazılımının avantajları

HAD, günümüzde mühendisler ve bilim adamları için, akış çözümlerinde vazgeçilmez bir araç haline gelmiştir. Bu popülerliğin altında CFD'nin sağladığı avantajlar yatmaktadır. CFD'nin öne çıkan avantajlarından bazıları aşağıdaki gibi özetlenebilir.

CFD yazılımlarıyla yapılan sayısal simülasyon sayesinde, sonuçlar ve sanal deney ortamı simülasyondan sonra dahi elimizin altında olur. Örneğin; basınç verisi elde etmek istediğiniz klasik bir deneyi, hız ölçümü için tekrar kurgulamanız gerekir. Oysa CFD ile hız verisi dahil olmak üzere daha bir çok parametreye ait bilgiler de çözümünün içindedir, yeni bir simülasyona, zahmetli kurulumlara gerek kalmaz.

Klasik deneylerde kullanabileceğimiz ölçüm cihazları ve sensörler sınırlıdır. Oysa bir CFD analizinde, kullanılan sayısal ağ elemanı kadar ölçüm elemanımız vardır ve veri dağılımlarını, deneylerdeki gibi sadece ayırık veriler halinde değil, gradyenler olarak geniş bir alanda görebiliriz.

CFD, akış özelliklerini, akışı bozmadan incelememize olanak tanır. Geleneksel ölçüm yöntemleriyle bu çoğunlukla mümkün değildir. Şöyle ki; akış içerisinde hız ölçümü yapmak istediğimiz bölgeye yerleştirilen pitot tüpü, aslında doğal akışı rahatsız ederek bozmaktadır, ya da bir pompa performansı ölçümü yaparken kullanılan debimetre, manometre gibi cihazlar akışın doğal davranışını etkilemektedir. CFD'de her bir sayısal ağ elemanımız başlı başına bir ölçüm noktası olduğundan, bu tip cihazların etkilerinden bağımsız veriler elde edebiliriz.

CFD, bir anlamda, bilgisayar üzerindeki esnek deney laboratuvarıdır. Doğrudan CAD datası ile çalışılabilir, tasarımcı ve analizlere sanal prototipler üzerinde deney yapma olanağı tanır. Örneğin; yeni tasarlanan bir otomobilin aerodinamik özelliklerini incelemek ve optimize etmek için yüzlerce prototip üretmemize gerek kalmaz, ya da bir fan tasarım optimizasyonu için birbirinden küçük farkları olan onlarca çark prototipi

üretilmeden, testler bilgisayar ortamında gerçekleştirilebilir ve sadece en iyi sonuç veren tasarımlar üretim için seçilebilir. Bu da bize, günümüz rekabet koşullarında çok önemli olan zaman ve maliyet avantajı sağlar.

2.7. Had Yazılımının Yapısı

HAD yazılımını üç bölümden oluşmaktadır.

- Ön işlemci (Pre-Processor)
- Çözücü (Solver)
- Son işlemci (Post-Processor)

2.7.1. Ön işlemci

Ön işlemci HAD programı için akış problemleri girdilerini içerir ve bu girdilerin daha sonra çözücüde uygun şekilde kullanılabilmesi için çevirimini yapar. Ön işlemci aşamaları şu şekilde sıralanabilir:

- Çözüm alanının geometrisinin belirlenmesi: hesaplanabilir alan
- Çözüm alanının hücreler, elemanlara veya kontrol hacimlerine bölünmesi: alt bölme birleşmiş şekli hesaplama ağını oluşturur
- Modellenmesine ihtiyaç duyulan fiziksel ve kimyasal proseslerin seçimi
- Akışkan özelliklerinin belirlenmesi
- Uygun sınır şartlarının verilmesi

Akış problemlerinin çözümü (hız, basınç, sıcaklık vb.) her hücre içerisinde düğüm noktalarında tanımlanır. HAD çözümünün doğruluğu ağ yapısı içerisinde çok sayıda hücre ile sağlanır. Genel olarak hücre sayısı ne kadar çok ise çözüm o kadar doğru olur. Çözümün doğruluğu, süresi ve maliyeti, gerekli bilgisayar programı kullanımı ile ağ yapısının düzgünlüğüne bağlıdır. En iyi ağ yapısı çoğunlukla düzensizdir: noktadan

noktaya büyük değişimler olan alanlarda çok iyi şekilde ve oldukça küçük değişiklikler içeren bölgelerde kabadır

2.7.2. Çözücü

Çözücünün temel adımları şu şekilde sıralanabilir.

- Bilinmeyen akış özelliklerinin basit fonksiyonlar halinde ifadesi
- Bu akış özelliklerinin yönetici akış denklemleri içine konulması ve bilinmeyenler cinsinden cebirsel denklemlerin elde edilmesi
- Cebirsel denklemlerin çözümü

2.7.3. Son işlemci

Sonuçları görsel hale getirmek için kullanılır.

- Geometrinin ve ağ yapısının gösterimi
- Vektörlerin çizdirilmesi
- Çizgi ve gölgelenmiş dış hatların çizimleri
- 2 ve 3 boyutlu yüzeylerin çizimleri
- Akışkan taneciğinin izlediği yol
- Görünüş kullanımı (çevirme, döndürme, ölçeklendirme vb.)
- Renk örnekleme çıktı
- Dinamik sonuç gösteriminde animasyonlar

2.8. Sayısal Çözüm Teknikleri

Kullanılan sayısal yöntemler

- Sonlu farklar yöntemi

- Sonlu elemanlar yöntemi
- Spectral yöntemi
- Sonlu hacimler yöntemi

2.8.1. Sonlu farklar yöntemi

Akış problemlerinin bilinmeyen özellikleri koordinat çizgileri üzerindeki ağ noktalarında tanımlanır. Sonlu fark yaklaşımının türevleri her bir ağ noktasında ve onun en yakın komşularında genellikle kısaltılmış Taylor serisi açılımı kullanılarak oluşturulur. Ana denklemlerdeki türevler sonlu farklarla değiştirilerek cebirsel denklemler oluşturulur.

2.8.2. Sonlu elemanlar yöntemi

Bu yöntemde bilinmeyen değişkenler her eleman üzerinde basit parçalı fonksiyonlarla (lineer veya ikinci dereceden polinomlarla) ifade edilir. Bu polinomlar (yaklaşık fonksiyonlar) temel denklemlere konulduğu zaman tam olarak tutmayıp artık meydana getirecektir. Bu artıklar ağırlık fonksiyonları ile çarpılarak ve çözüm alanı üzerinde integrali alınarak en aza indirilir. Sonuç olarak yaklaşık fonksiyonların bilinmeyen katsayıları için cebirsel bir denklem takımı elde edilir.

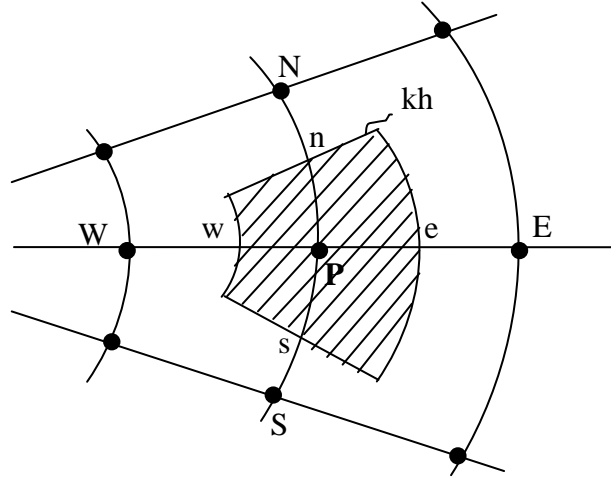
2.8.3. Spectral yöntem

Bilinmeyen değişkenler kısaltılmış Fourier serisi veya Chebyshev polinomları kullanılarak ifade edilir. Sonlu fark ve sonlu eleman yaklaşımından farklı olarak buradaki ifadeler bölgesel değil tüm çözüm alanı için geçerlidir.

2.8.4. Sonlu hacimler yöntemi

Sonlu hacim yöntemi özel sonlu farklar formülasyonu olarak geliştirilmiştir. Fluent, Flow3, Phoenics ve Star-cd gibi ticari Had kodları sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır.

Temel akış denklemleri her bir kontrol hacmi üzerinde integre edilir. Bu şekilde değişkenlerin kontrol hacmi üzerinde korunumu sağlanır (kütle, momentum ve enerji korunumu).



Şekil 2.9. Kontrol hacminin gösterimi

Bu formülasyonda düğüm noktası çevresinde bir kontrol hacmi oluşturulur ve diferansiyel denklem bu kontrol hacminde integre edilir. Bunun sonucunda lineer cebirsel denklem elde edilir.

2.9. Ansys Icepak

On yıldan uzun bir süredir dünyada önde gelen firmaları elektronik termal yönetimi için sağlam ve güçlü akışkan dinamiği yazılımı sağlamak için Ansys Icepak teknolojisinden yararlanmışlardır. Ansys Icepak yazılımına ait elektronik soğutma özellikleri için hız, hassasiyet ve kullanım kolaylığı açısından bir standart belirlenmiştir. Devre kartı veya

sistem seviyesindeki akışkan akışı ve ısı transferi tahmin edilerek fiziksel prototip gereksinimini azaltır ve son derece rekabetçi elektronik sektörde pazarlama süresini kısaltır.

Hızlı simülasyon elektronik soğutma uygulamaları etkinleştirmek için Ansys Icepak yazılımı elektronik tasarım mühendislerinin kullanabileceği şekilde akıcı bir kullanıcı arayüzü içeriyor. Karmaşık elektronik montaj modellerini oluşturmak için bilinen önceden tanımlanmış elementlerin simgeleri-kabinler, fanlar, devre panoları, havalandırma, ısı kaynağı, ısı alıcıları- sürükleyici bırak yöntemiyle oluşturulur. Bu akıllı nesnelere yakalama geometrik bilgi, malzeme özellikleri ve sınır koşulları, bütün bunlar duyarlılık çalışmaları ve tasarım optimizasyonu gerçekleştirmek için tamamen parametrik olabilir.

Yeni model yazılım sürecini hızlandırmak için, yazılım çeşitli elektronik ve mekanik kaynaklardan veri yükleyebilmektedir. Bu veriler düzenekleri oluşturmak için akıllı nesnelere birleştirilebilir. Yazılım ayrıca standart malzemeler, paketler ve bu fanlar gibi elektronik bileşenler için-fan geometrisi ve doğrusal olmayan fan çalışma eğrileri dahil - kapsamlı kitaplıklar içerir.

Ansys Icepak yazılımı otomatik olarak kaba, merdiven basamağı yaklaşımlarından ziyade elektronik bileşenlerin şeklini temsil edecek şekilde son derece doğru ağlar üretir. Ağ algoritmaları akışkan sınır tabakasını doğru çözmek için ağı dağıtan çoklu blok ve yapılandırılmamış hex-dominant ağlar üretir. Ansys Icepak yazılımının ağ esnekliği hassasiyetten taviz vermeden mümkün olan en hızlı çözüm ile sonuçlanır.

Ansys Icepak yazılımında termal ve akış hesaplamaları için en gelişmiş teknoloji Ansys Fluent CFD mevcuttur. CFD çözücü akışkan akışı ve iletim, taşınım, ışınım hem kararlı hal hem de geçici termal akış simülasyonları dahil olmak üzere ısı transferinin tüm modellerini çözer. Çözücü kompleks birleşik ısı transferi problemlerinin çözüm yakınsamasını hızlandırmak için bir multigrad düzeni kullanır.

Ansys Icepak yazılımı kullanıcıların simülasyon tahminleri doğru ve güvenilir olduğundan güven ile sıvı akışı ve ısı transferi hesaplamalarını çözebilecekleri gelişmiş fiziksel modelleri içerir. Yazılım bir çok popüler k-epsilon türbülans modeli ile birlikte kontak direnci modelleme, periyodik sınırlar, anizotropik iletkenlik ve doğrusal olmayan fan eğrileri gibi gelişmiş termal modelleme özelliklerini içerir.

Ansys Icepak yazılımı içinde mühendisler ve mühendis olmayanlar içinde kolayca kullanılabilen simülasyon sonuçlarını iletmek için anlamlı grafikler, animasyonlar ve raporlar oluşturmak için kullanılan tam takım kalitatif ve kantatif işlem sonrası araçları kullanılır. Hız vektörleri görselleştirilmesi, sıcaklık hatları, akışkan parçacık izleri, isosurface görüntüleri, kesme düzlemleri, sonuçların XY grafik verileri bütün bir elektronik soğutma simülasyon sonuçlarının yorumlanması için kullanılır. Özelleştirilmiş raporlar görüntüleri dahil olmak üzere, sonuç veri dağıtım simülasyon eğilimleri belirleme ve fan ve fan çalışma noktalarını raporları otomatik olarak oluşturulabilir.

2.10. Temel Denklemler

Temel fiziksel prensipler diferansiyel akış elemanına uygulandığında akışkanın temel diferansiyel denklemleri elde edilir.

Temel fiziksel prensipler;

- Kütle korunumu
- Momentum korunumu
- Enerji korunumu
- Termodinamiğin ikinci kanunu

Temel prensipler diferansiyel akış elemanına uygulandığında;

- Süreklilik denklemi
- Euler veya Navier-Stokes denklemleri
- Enerji denklemi
- Termodinamiğin ikinci kanunu için denklem

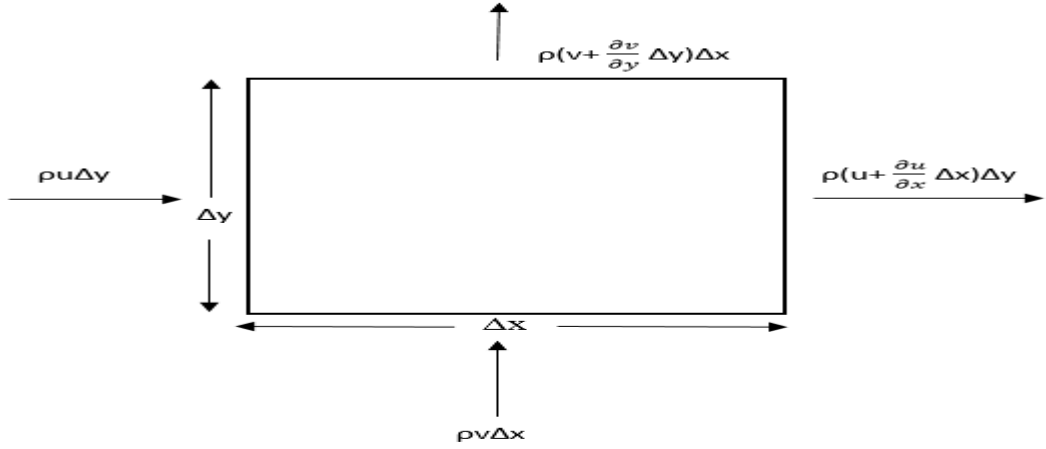
elde edilir.

2.10.1. Kütlenin korunumu prensibi – süreklilik denklemi

Sınır tabaka içerisinde Şekil 2.10'daki gibi bir kontrol hacmi alındığında herhangi bir noktadaki x ve y yönündeki hız bileşenleri u ve v olarak belirtilirse, x ve y yönündeki birim zamanda kontrol hacmine giren kütle miktarlar $\rho u \Delta y$ ve $\rho v \Delta x$ şeklinde belirlenir. Aynı şekilde x ve y yönündeki birim zamanda kontrol hacminden çıkan kütle miktarları ise $\rho(u + (\partial u / \partial x) \Delta x) \Delta y$ ve $\rho(v + (\partial v / \partial y) \Delta y) \Delta x$ şeklinde belirlenir. Sürekli rejimde birim zamanda kontrol hacmine giren ve çıkan kütle miktarları eşit olduğundan, kontrol hacmi için kütle korunumu

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.26)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklem (2.25) iki boyutlu sürekli sıkıştırılamaz akış için süreklilik denklemidir.



Şekil 2.10. Kütlenin korunumu prensibi

2.10.2. Momentumun korunumu prensibi- momentum denklemi

Momentum denklemi aynı kontrol hacmine Newton'un ikinci hareket kanunu uygulanarak elde edilebilir. Sınır tabakası içerisinde y yönünde basınç değişimi ve kayma gerilimleri ihmal edilirse Şekilde 2.11'deki gibi birim zamanda x yönünde kontrol hacme momentum akışı $\rho u^2 \Delta y + \rho uv \Delta x$; kontrol hacimden momentum akışı ise $\rho \left(u^2 + \frac{\partial u^2}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x + \rho \left(uv + \frac{\partial}{\partial x} (uv) \Delta x \right) \Delta y$ şeklinde yazılabilir. Basınca bağlı olarak eleman üzerinde x yönünde etki eden net kuvvet ise $P \Delta y - \left(P + \frac{dP}{dx} \Delta x \right) \Delta y$ dir. Kayma gerilimleri nedeniyle eleman üzerinde etki eden x yönündeki net kuvvet ise, $-\tau \Delta x + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x$ dir.

Sürekli rejimde kontrol hacim üzerinde etki eden kuvvetlerin toplamı kontrol hacminden çıkan ve kontrol hacme giren momentumların farkına eşit olduğundan momentum korunumu

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} - \frac{dP}{dx} = \rho \left(\frac{\partial u^2}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} (uv) \right) \quad (2.27)$$

elde edilir. Eşitliğin sağındaki terimler süreklilik denklemi göz önüne alınarak

$$\frac{\partial u^2}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}(uv) = u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.28)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem 2.27 ve 2.28'den momentum denklemi

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial y} - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} \quad (2.29)$$

dönüştürülür. Kayma gerilmesi $\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$ denklem 2.29 da yerine konulur

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} \quad (2.30)$$

elde edilir. Burada $\nu = \mu/\rho$ kinematik viskozitesidir, bazen momentum yayılım katsayısı olarak da adlandırılır.

Yatay levha üzerinden laminer akış için elde edilen süreklilik ve momentum denklemleri sıcaklık dağılımından bağımsız olduğundan, bu iki denklemden hız dağılımını bulabilmek için momentumun denklemindeki (dP/dx) teriminin bilinmesi gerekir. Momentum denklemini $u=U_\infty(x)$, $v = 0$ olduğu hız sınır tabakasının kenarında yazarsak

$$-\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} = U_\infty(x) \frac{dU_\infty(x)}{dx} \quad (2.31)$$

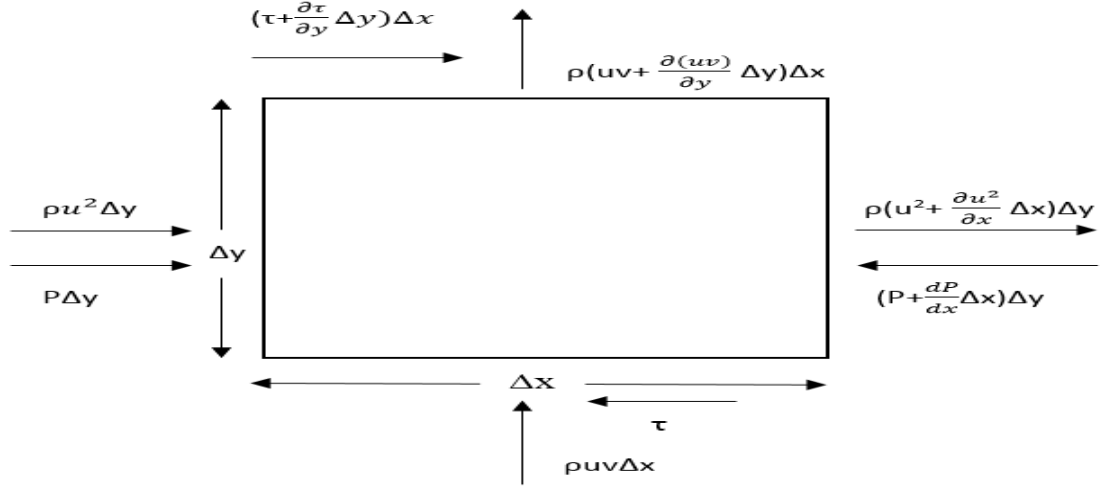
elde etmiş oluruz. Yatay levha üzerinde $U_\infty(x)$ sabit olacağından

$$\frac{dP}{dx} = 0 \quad (2.32)$$

elde edilir. Böylece momentum denklemi

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = v \frac{\partial^2 y}{\partial y^2} \quad (2.33)$$

haline dönüşmüş olur.



Şekil 2.11. Sınır tabakası içinde kontrol hacmi- Momentumun korunumu

2.10.3. Enerjinin korunumu prensibi-enerji denklemi

Akışkan özelliklerinin sıcaklıkla değişmediğini ve sürtünme nedeniyle oluşan kayma gerilimleri üzerinde yapılan işin ihmal edilebilir olduğunu varsayıp, sınır tabakası içinde alınan Şekil 2.12’de kontrol hacminden taşıdığı enerji;

$$\rho \left(uh + \frac{\partial uh}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y + \rho \left(vh + \frac{\partial vh}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x \quad (2.34)$$

Kontrol hacmine iletimle transfer edilen ısı

$$\left(\dot{q}_x'' + \frac{\partial \dot{q}_x''}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y + \left(\dot{q}_y'' + \frac{\partial \dot{q}_y''}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x \quad (2.35)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada \dot{q}_x'' ve \dot{q}_y'' , x ve y yönündeki ısı kılarıdır. Sürekli rejimde kontrol hacmine giren ve çıkan enerji eşit olduğundan,

$$\rho \left(\frac{\partial uh}{\partial x} + \frac{\partial vh}{\partial y} \right) + \frac{\partial \dot{q}_x''}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y''}{\partial y} = 0 \quad (2.36)$$

elde edilmiş olur. Süreklilik denklemi göz önüne alındığında denklem (2.36)'nın sol tarafı ilk parantezi,

$$\rho \left(\frac{\partial uh}{\partial x} + \frac{\partial vh}{\partial y} \right) = \rho \left(u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} \right) \quad (2.37)$$

yazılabilir. Sıkıştırılamaz akışta özgül entalpi değişimi $dh \cong C_d T$, ideal gazların özgül entalpi değişimi de $dh = C_p dT$ olacağından

$$\frac{\partial h}{\partial x} = C \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.38)$$

$$\frac{\partial h}{\partial y} = C_p \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.39)$$

yazılabilir. Sıkıştırılamaz akışkanlar için denklem 2.38 ve 2.39'daki C_p , C ile değiştirilmelidir. Fourier ısı iletimi kanunundan da

$$\frac{\partial \dot{q}_x''}{\partial x} = -\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial \dot{q}_y''}{\partial y} = -\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.41)$$

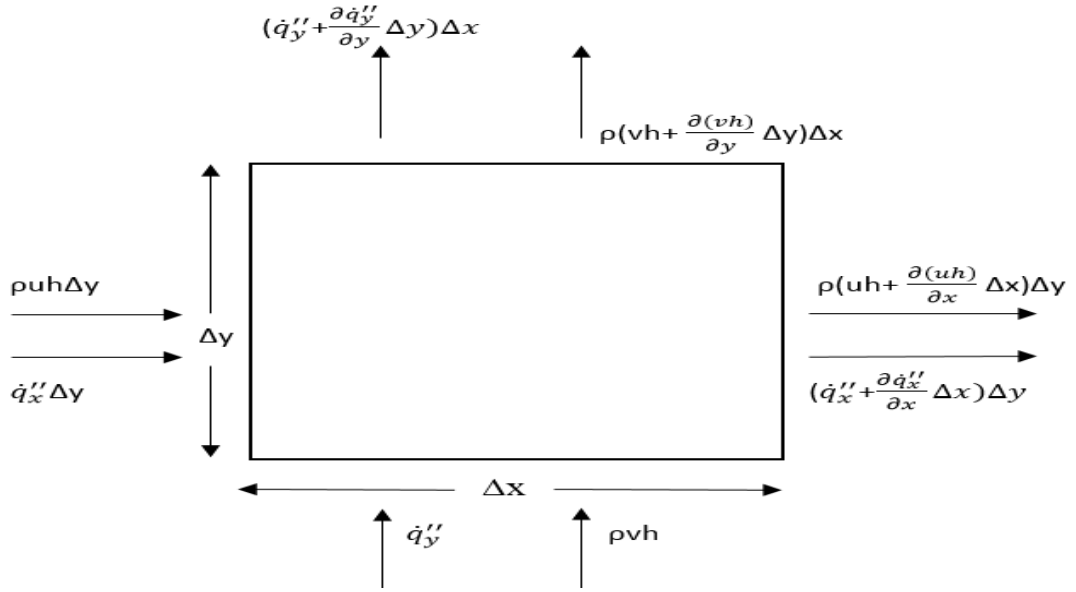
yazılabilir. Denklem (2.37), (2.38), (2.39), (2.40) ve (2.41) denklem (2.36)'da yerine konulduğunda

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.42)$$

elde edilir. Genellikle, sınır tabakası içerisinde x yönünde iletimle ısı transferi, y yönündeki iletimle ısı transferinden küçük olacağından, denklem (2.42)'nin sağ tarafındaki birinci terim ihmal edilebilir. Bu durumda enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.43)$$

formuna indirgenir. Burada $a = \lambda / \rho C_p$ akışkanın ısı yayılım katsayısıdır.



Şekil 2.12. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi- Enerjinin korunumu prensibi

2.10.4. Euler denklemi

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = \rho f_b - \vec{\nabla} p \quad (2.44)$$

Kartezyen koordinat sisteminde

$$a_x = \frac{Du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + f_{bx} \quad (2.45)$$

2.10.5. Navier-Stokes denklemleri

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div} u$$

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div} u \quad \tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div} u \quad \tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \text{div} u \quad (2.46)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)$$

Yukarıdaki kayma gerilmeleri ifadelerini momentum denklemlerinde yerine konulduğunda,

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div} u \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{M_x}$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div} u \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{M_y} \quad (2.47)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \text{div} u \right] + S_{M_z}$$

şeklinde elde ederiz. Viskoz gerilmeler düzenlendiğinde;

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\
&= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\
&+ \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \operatorname{div} \mathbf{u}) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + s_{M_x}
\end{aligned} \tag{2.48}$$

şeklinde yazılır. Bu denklemler ikinci mertebeden doğrusal olmayan kısmi diferansiyel denklemlerdir. Navier-Stokes denklemlerinin sonlu hacim metodunun gelişmiş formu olarak daha kullanışlı yazılımı şu şekildedir.

$$\begin{aligned}
\rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_{M_x} \\
\rho \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_{M_y} \\
\rho \frac{Dw}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_{M_z}
\end{aligned} \tag{2.49}$$

Çalkantı hızları da dikkate alındığında;

$$\begin{aligned}
\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} - \rho \left[\frac{\overline{\partial u'^2}}{\partial x} + \frac{\overline{\partial u'v'}}{\partial y} + \frac{\overline{\partial u'w'}}{\partial z} \right] \\
\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{v} - \rho \left[\frac{\overline{\partial u'v'}}{\partial x} + \frac{\overline{\partial v'^2}}{\partial y} + \frac{\overline{\partial v'w'}}{\partial z} \right]
\end{aligned} \tag{2.50}$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w} - \rho \left[\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} \right]$$

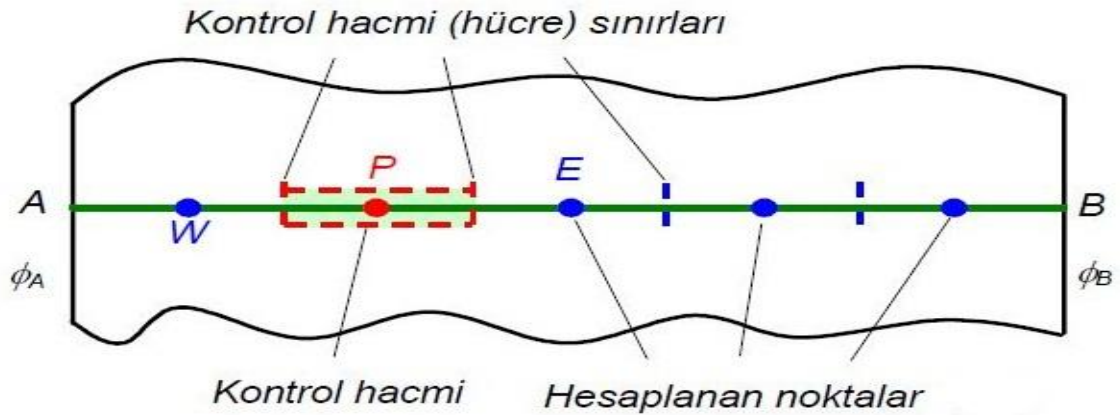
olarak elde edilir (Versteeg and Malalasekera 1995; Kırkköprü ve Ayder 2004).

2.11. Sonlu Hacim Yöntemi Uygulaması

Bir boyutlu daimi akış için sonlu hacim yönteminde kullanılan ana denklem aşağıdaki şekildedir.

$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S = 0 \quad (2.51)$$

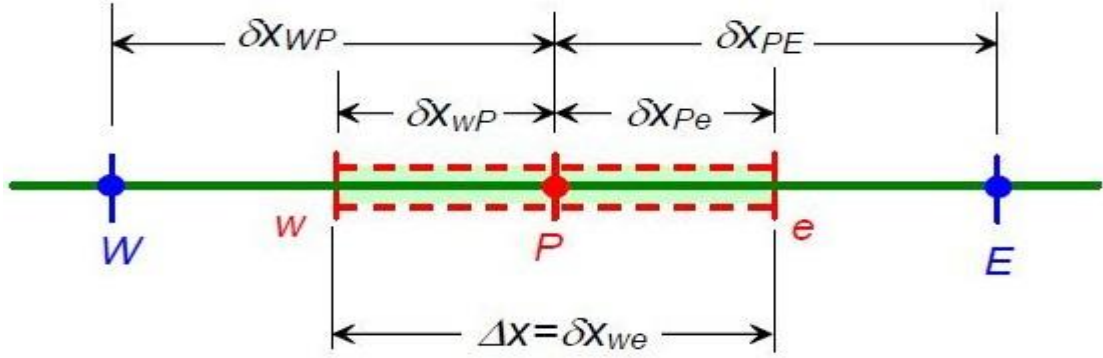
Burada Γ yayılım katsayısı ve S ise kaynak terimini göstermektedir. Bir boyutlu etki alanı Şekil 2.13'de gösterilmektedir.



Şekil 2.13. Bir boyutlu etki alanı

Sonlu hacim yöntemlerinde ilk adım çözüm bölgesinin ayrı kontrol hacimlerine (hücre) bölünmesidir. Bu amaçla A ve B noktaları arasındaki bölgede çeşitli kontrol noktaları alınır. Kontrol hacimlerinin sınırları (veya yüzleri) ard arda gelen noktalar arasındaki orta noktalar olacaktır. Böylece her bir kontrol noktası bir kontrol hacmiyle

çevrenilmiş olacaktır. Hesap havzasının sınırlarına komşu hücre sınırlarının fiziksel sınırlarla çakışık alınması uygun olur. Bu işlem HAD yapısına göre Şekil 2.14'teki gibi düzenlenmiştir.



Şekil 2.14. Ayrık kontrol hacimleri

Alan ayrıştırılmasından sonra sonlu hacim yönteminin esas olarak nitelendirilen ikinci adımı ana denklemin (veya denklemlerin), P kontrol noktasında ayrıklaştırılmış denklem elde etmek üzere kontrol hacmi üzerinde integre edilmesidir.

Kontrol hacmi içerisinde denklem 2.51 integre edilirse,

$$\iiint_{\Delta V} \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dV + \iiint_{\Delta V} S \Delta V = 0 \quad (2.52)$$

Diverjans teoremi uygulanarak,

$$\iint_A \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dA + \iiint_{\Delta V} S \Delta V = 0 \quad (2.53)$$

ve integraller hesaplanarak,

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w + \bar{S} \Delta V = 0 \quad (2.54)$$

elde edilir. Burada ΔV hücre hacmini, \bar{S} kaynak büyüklüğünün bu hacim içerisindeki ortalama değerini (birim hacim başına ortalama değer), A ise hücre sınır alanını belirtmektedir. Yayınım doğrusal dağılım olduğu kabul edilirse difüzyon katsayıları,

$$\Gamma_e = \frac{\Gamma_E + \Gamma_P}{2} \quad \text{ve} \quad \Gamma_w = \frac{\Gamma_W + \Gamma_P}{2} \quad (2.55)$$

yayınımsal akı,

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e = \Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \right) \quad (2.56)$$

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w = \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} \right) \quad (2.57)$$

ve kaynak terimi de aşağıdaki şekildedir.

$$\bar{S} \Delta V = S_u + S_P \phi_P \quad (2.58)$$

Denklem (2.55), (2.56) ve (2.57)'i denklem (2.54)'te yerine koyarsak,

$$\Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \right) - \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} \right) + S_u + S_P \phi_P = 0 \quad (2.59)$$

halini alır. Düzenlersek,

$$\left(\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e + \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w - S_P \right) \phi_P + \left(-\frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w \right) \phi_W + \left(-\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e \right) \phi_E = S_u \quad (2.60)$$

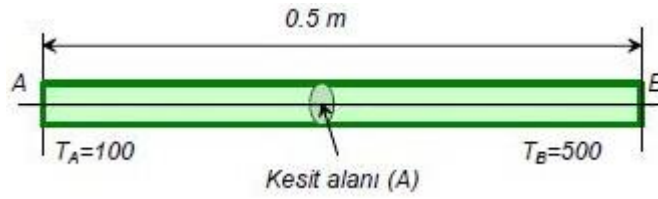
Bu da ϕ_W ve ϕ_E 'nin katsayıları şeklinde daha basite indirgenebilir. O zaman

$$a_P \phi_P + a_W \phi_W + a_E \phi_E = S_u \quad (2.61)$$

elde edilir. Burada geçen katsayılar

$$a_W = \left(-\frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w \right), \quad a_E = \left(-\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e \right), \quad a_P = -(a_W + a_E + S_P) \quad (2.62)$$

Şekil 2.15'te gösterilen uniform kesit alanı A olan izole edilmiş çubuk.

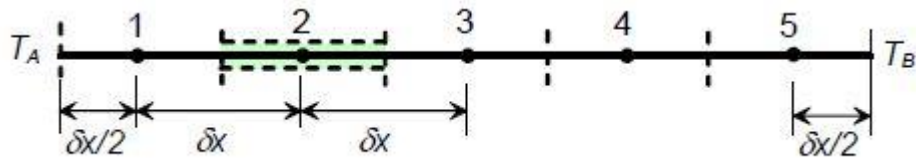


Şekil 2.15. Uniform kesitli çubuk

Daimi bir boyutlu ısı transferi aşağıdaki şekildedir;

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (2.63)$$

Çubuk Şekil 2.16 daki gibi eşit 5 hücreye bölünürse hücre boyları $\delta x = 0.1$ m olur.



Şekil 2.16. Çubuk üzerinde ayrık hücrelerin gösterimi

Bu ağ sisteminde 5 kontrol noktası mevcut olup 2, 3 ve 4 numaralı kontrol noktaları iç hücrelerde 1 ve 5 numaralı kontrol noktaları ise sınır hücrelerde yer almaktadır. İç hücreler ve sınır hücreler için ayrıklaştırılmış denklemlerin farklı şekilde düzenlenmesi gerekmektedir. İç hücrelerin herbirinin solunda ve sağında birer komşu hücre bulunmakta olup sıcaklıkların komşu hücrelerin kontrol noktalarında tanımlanan değerleri bilinmemektedir. (2.60) ayrıklaştırılmış denklemini bu noktaları içine alan hücreler için

$$\left(\frac{k_w}{\delta x_{WP}} A_W\right) T_W + \left(\frac{k_e}{\delta x_{PE}} A_e + \frac{k_w}{\delta x_{WP}} A_W\right) T_P + \left(\frac{k_e}{\delta x_{PE}} A_e\right) \quad (2.64)$$

şeklinde yazılabilir. Bütün çubuk boyunca ısı iletkenlik katsayısı $ke=kw=k=sbt$, nokta aralıkları $\delta x=sbt$ ve kesit alanları $Ae=Aw=A=sbt$ olup, böylece 2, 3 ve 4 noktaları için ayrıklaştırılmış denklemler

$$a_W T_W + a_P T_P + a_E T_E = 0 \quad (2.65)$$

şekline gelir.

Burada katsayılar aşağıdaki şekildedir.

$$a_W = -\frac{kA}{\delta X}, \quad a_E = -\frac{kA}{\delta X}, \quad a_P = -(a_W + a_E) \quad (2.66)$$

Denklem (2.63) 1 noktasını içeren sınır hücresinde integre edilirse

$$kA \left(\frac{T_E - T_P}{\delta x}\right) - kA \left(\frac{T_P - T_A}{\delta x/2}\right) \quad (2.67)$$

elde edilir. Burada hücrenin A sınırından geçen akının A ve P noktaları arasında lineer sıcaklık değişimi olduğu kabulüyle hesaplanır. Denklem sıcaklıklar için

$$\left(-\frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w\right) \phi_W + \left(\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e + \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w - S_P\right) \phi_P + \left(-\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e\right) \phi_E = S_u \quad (2.68)$$

Denklemindeki sıralamaya benzer biçimde düzenlenirse;

$$-0 \cdot T_W + \left(0 + \frac{k}{\delta x} A + \frac{2k}{\delta x} A\right) T_P + \left(-\frac{k}{\delta x} A\right) T_E = \left(\frac{2k}{\delta x} A\right) T_A \quad (2.69)$$

şekline gelir. Burada T_A sınır koşulu olarak bilindiğinden denklemin sağına, sanki bir kaynak terimiymiş gibi aktarılmıştır. Ayrıca hücrenin batı tarafında bir T_W bilinmeyeni olmadığı için bunun katsayısı sıfır yapılmıştır. Böylece 1 noktası için ayrıklaştırılmış denklem aşağıdaki şekilde düzenlenmiştir.

$$a_W T_W + a_P T_P + a_E T_E = S_u \quad (2.70)$$

Katsayılar ise aşağıdaki şekildedir.

$$a_W = 0, a_E = -\frac{kA}{\delta x}, a_P = -(a_W + a_E + S_P), S_P = -\frac{2kA}{\delta x}, S_U = \frac{2kA}{\delta x} T_A \quad (2.71)$$

5 noktasını içeren hücre için benzeri inceleme yapılırsa, 5 noktasıyla B sınırı arasında yine lineer bir sıcaklık dağılımı kabulü ile ayrıklaştırılmış denklem aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$kA \left(\frac{T_B - T_P}{\delta x/2}\right) - kA \left(\frac{T_P - T_W}{\delta x}\right) = 0 \quad (2.72)$$

Denklem sıcaklıklar için düzenlenerek,

$$\left(-\frac{k}{\delta x} A\right) T_W + \left(\frac{k}{\delta x} A + 0 + \frac{2k}{\delta x} A\right) T_P + 0 \cdot T_E = \left(\frac{2k}{\delta x} A\right) T_B \quad (2.73)$$

ve standart forma sokularak,

$$a_W T_W + a_P T_P + a_E T_E = S_U \quad (2.74)$$

elde edilir. Burada katsayılar aşağıdaki gibidir.

$$a_W = -\frac{kA}{\delta x}, a_E = 0, a_P = -(a_W + a_E + S_P), S_P = -\frac{2kA}{\delta x}, S_U = \frac{2kA}{\delta x} T_B \quad (2.75)$$

Ayrıklaştırma işlemleri her bir kontrol noktası için bir denklem vermiştir. Bu denklem sistemi özet olarak

$$a_{Wi} T_{Wi} + a_{Pi} T_{Pi} + a_{Ei} T_{Ei} = S_{ui}, \quad i=1,2,3,4,5 \quad (2.76)$$

şeklinde olup buradaki katsayılar da aşağıdaki gibidir.

$$i=1 \quad a_W = 0, a_E = -\frac{kA}{\delta x}, a_P = -(a_W + a_E + S_P), S_P = -\frac{2kA}{\delta x}, S_U = \frac{2kA}{\delta x} T_A$$

$$i=2,3,4 \quad a_W = -\frac{kA}{\delta x}, a_E = -\frac{kA}{\delta x}, a_P = -(a_W + a_E), S_P = 0, S_U = 0 \quad (2.77)$$

$$i=5 \quad a_W = -\frac{kA}{\delta x}, a_E = 0, a_P = -(a_W + a_E + S_P), S_P = -\frac{2kA}{\delta x}, S_U = \frac{2kA}{\delta x} T_B$$

Sayısal değerler elde edilen bağıntılarda kullanılarak tüm kontrol noktaları için ayrılaştırılmış denklemlerin katsayıları sayısal olarak elde edilebilir

Çizelge 2.2. Düğüm noktalarının ayrıık denklem katsayıları

Hücre No	a_W	a_E	S_U	S_P	$a_P = -(a_W + a_E + S_U)$
1	0	-100	$200T_A$	--200	300
2	-100	-100	0	0	200
3	-100	-100	0	0	200
4	-100	-100	0	0	200
5	-100	0	$200T_B$	-200	300

Denklemler açık biçimde yazılırsa

$$\begin{aligned}
 300T_1 - 100T_2 &= 200T_A \\
 -100T_1 + 200T_2 - 100T_3 &= 0 \\
 -100T_2 + 200T_3 - 100T_4 &= 0 \\
 -100T_3 + 200T_4 - 100T_5 &= 0 \\
 -100T_4 + 300T_5 &= 200T_B
 \end{aligned} \tag{2.78}$$

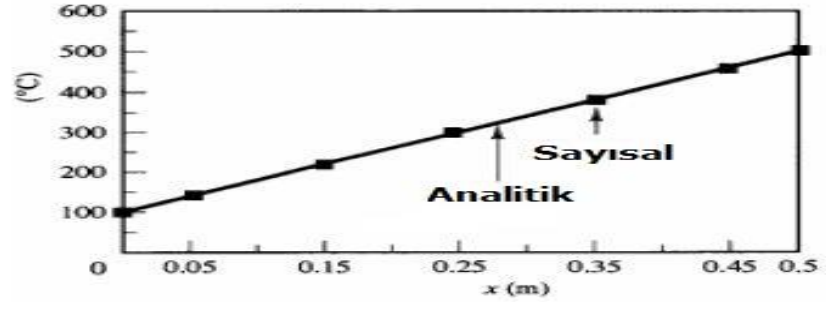
ve matris şeklinde yazılırsa

$$\begin{bmatrix} 300 & -100 & 0 & 0 & 0 \\ -100 & 200 & -100 & 0 & 0 \\ 0 & -100 & 200 & -100 & 0 \\ 0 & 0 & -100 & 200 & -100 \\ 0 & 0 & 0 & -100 & 300 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 200T_A \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 200T_B \end{bmatrix} \tag{2.79}$$

şeklinde düzenlenebilir. Sistemin $T_A = 100$ ve $T_B = 500$ için denklem sisteminin çözümünden aşağıdaki sonuç elde edilmiştir.

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 140 \\ 220 \\ 300 \\ 380 \\ 460 \end{bmatrix} \tag{2.80}$$

Denklemin analitik çözümü ise $T = 800x + 100$ şeklinde olup Şekil 2.17 de görüldüğü gibi analitik ve sayısal çözüm çakışmaktadır.



Şekil 2.17. Analitik ve sayısal çözüm sonuçlarının karşılaştırılması

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada optimize edilmiş altıgen ve dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılarının ısı transferi ve akış karakteristiklerini belirlemek amacıyla optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı (Şahin 2004) ve altıgen kanatçıklı (Alemdaroğlu 2005) ısı alıcılarında yapılmış deneysel çalışmanın (Yeşildal 2007) sayısal analizi yapılmıştır. Sayısal analizler için ticari Ansys Fluent paket programının Ansys Icepak modülü kullanılmıştır.

Sayısal analiz aşamasında, Taguchi $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ ortogonal deney planı kullanılarak optimize edilmiş test elemanlarının geometrileri ve geometriler için optimum sayısal ağlar oluşturuldu. Çözüm aşamasında 4 farklı geometrik yapıya sahip optimum ısı alıcıları (Optimum Dikdörtgen-1, Optimum Dikdörtgen-2, Optimum Altıgen-1, Optimum Altıgen-2) 5 farklı hız ve üç farklı kanat yüksekliği kullanılarak analizler yapıldı, Reynolds sayısı, sıcaklık ve basınç değerleri bulundu. Bu verilerle Nu-Re, f-Re ve $N_{s,a}$ -Re grafikleri elde edildi. Sıcaklık verileri ile kanatlardaki sıcaklık dağılımı incelendi ve grafikleri elde edildi.

Sayısal analizler ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı modülü olan ANSYS Icepak programıyla elde edildi. CFD post menüsünden export (çıkı) edildi.

3.1. Test Elemanları

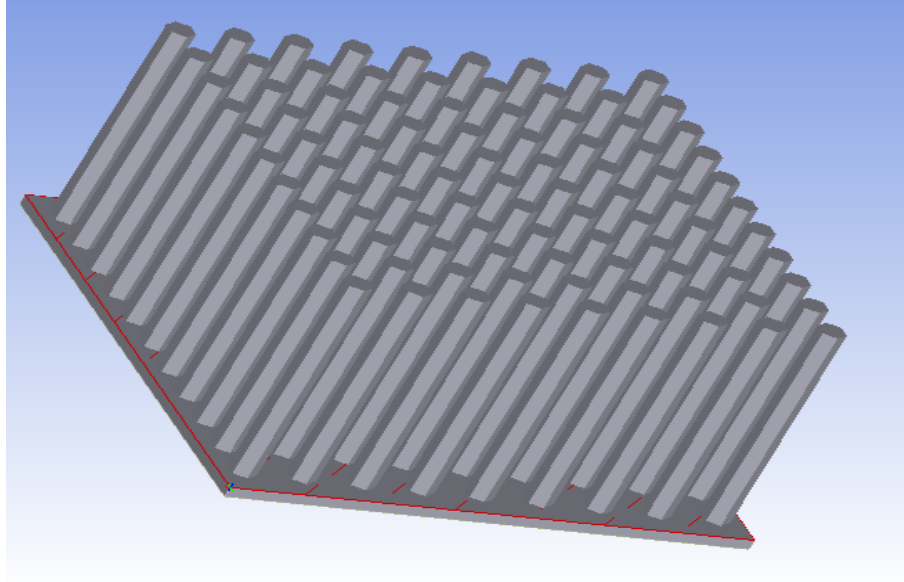
Elektronik sistemlerde ısı alıcısı olarak kullanılacak malzemeyi doğru seçmek, performansı etkileyen önemli bir unsurdur. Özellikle bakır ve alüminyum en çok tercih edilen malzemelerdir. Bakırın ısı alıcısı içerisindeki iletim direncini düşüren termal iletkenliği alüminyumun yaklaşık iki katı değerindedir (Incropera 1996). Ancak bu durum toplam termal direncin yarıya inmesi anlamına gelmez. Alüminyum ile karşılaştırıldığında bakır toplam direnci yaklaşık olarak %30 değerinde düşürür. Hava hızının çok yüksek olduğu ve ısı kaynağı ebadının küçük olduğu uygulamalarda bakır

en avantajlı malzeme olarak gözükmektedir. Bununla birlikte alüminyum ile karşılaştırıldığında oldukça pahalı olması ve fiyatının günden güne sürekli değişmesi/dalgalanması, alüminyumdan yaklaşık olarak 3 kat daha ağır olması, homojen olmayan bir malzeme olması ve işlenebilirliğinin daha zor olması bakırın ilk anda sayılabilecek dezavantajlarıdır. Birçok durumda, yukarıda sayılan termal avantajlarının dezavantajlarına ağır basmaması nedeniyle elektronik cihazlar üreten firmalar için alüminyum en yaygın ve uygun malzemedir (R-Theta 1998). Bu nedenle test elemanlarının tabanları (base) ve kanatlar için alüminyum (Al 1050 O) malzeme kullanılmıştır.

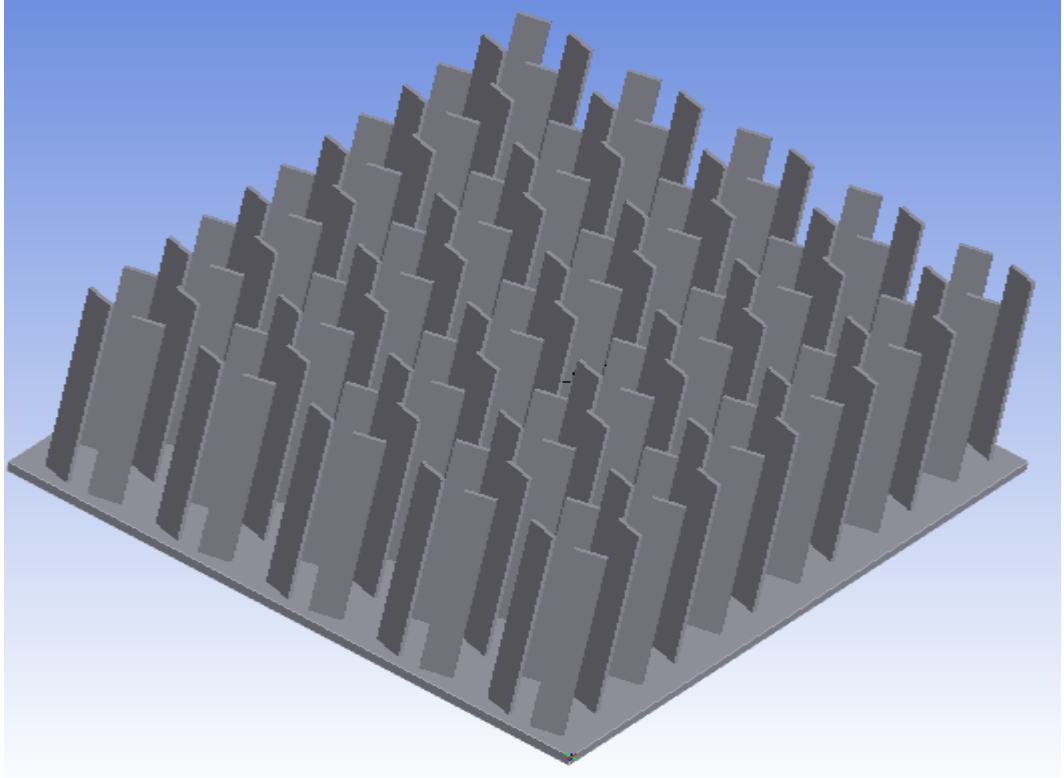
Sayısal analizde önceki çalışmalarda (Şahin 2004; Alemdaroğlu 2005) optimize edilmiş 4 farklı model kullanılmıştır. Isı alıcıları Taguchi $L_{18}(2^1*3^7)$ ortogonal deney planı kullanılarak optimize edilmiştir. Optimizasyon kriterlerinde Nusselt sayıları için “daha büyük daha iyi”, sürtünme faktörü ve termal direnç için “daha küçük daha iyi” performans istatistikleri kullanılmıştır. Isı alıcıları üç amaç birlikte dikkate alınarak kanal hidrolik çapı baz alınarak Nusselt sayısı hesabına göre optimize edilmiştir. Altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için Nusselt sayısı hesaplandığında optimum sonuçlar, 150 mm kanat yüksekliği, 14 mm kanat genişliği, 20 mm kanatlar arası akışa dik yönde mesafe, 20 mm kanatlar arası akış yönünde mesafe ve 4 m/sn akışkan hızında elde edilmiştir (Alemdaroğlu 2005). Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için Nusselt sayısı hesaplandığında optimum sonuçlar 100 mm kanat yüksekliği, 15 mm kanat genişliği, 15 hücum açısı, 20 mm kanatlar arası akışa dik yönde mesafe, 10 mm kanatlar arası akış yönünde mesafe, 20 mm dilimler arası akış yönünde mesafe, 20 mm dilimler arası akışa dik yönde mesafe ve 4 m/sn akışkan hızında elde edilmiştir (Şahin 2004). Modeller sırasıyla Optimum Dikdörtgen-1 (OD-1), Optimum Dikdörtgen-2 (OD-2), Optimum Altıgen-1 (OA-1) ve Optimum Altıgen-2 (OA-2) şeklindedir. Her bir model için 3 farklı kanatçık boyunda (100 mm, 150 mm ve 200 mm) ve 5 farklı hız değerinde (1.2, 2.3, 3.5, 4.2 ve 4.6 m/s) hesaplamalar yapılmıştır.

Çizelge 3.1. Optimum altıgen ısı alıcılarının geometrik özellikleri

Parametreler		Optimum Isı Alıcısı	
		OA-1	OA-2
A	Kanat genişliği, s [mm]	14	14
B	Akışa dik yönde kanatlar arası mesafe, a [mm]	20	20
C	Akış yönünde kanatlar arası mesafe, b [mm]	20	10

**Şekil 3.1.** Optimum altıgen ısı alıcısının görünüşü**Çizelge 3.2.** Optimum dikdörtgen ısı alıcılarının geometrik özellikleri

Parametreler		Optimum Isı Alıcıları	
		OD-1	OD-2
A	Kanat genişliği, b [mm]	15	15
B	Hücum açısı, α [derece]	15	15
C	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	20	15
D	Kanatlar arası akış yönü mesafe, c [mm]	10	15
E	Dilimler arası akış yönü mesafe, e [mm]	20	20
F	Dilimler arası akışa dik mesafe, f [mm]	20	20



Şekil 3.2. Dikdörtgen test elemanın görünüşü

3.2. Analiz Sonuçlarının Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması

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

$$Q_{\text{top}} = Q_{\text{con}} + Q_{\text{conv}} + Q_{\text{rad}} \quad (3.1)$$

Burada;

$$Q_{\text{conv}} = \dot{m} C_p (T_{\text{ç}} - T_{\text{g}}) = V^2 / I = VI \quad (3.2)$$

Ayrıca sistemde kararlı halde taşınım miktarı;

$$Q_{\text{conv}} = h_{\text{ort}} A [T_{\text{yort}} - (T_{\text{ç}} + T_{\text{g}})/2] \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Kararlı halde kanatlardan ışınlıma ısı transferi aşağıdaki noktalara bağlıdır (Tahat vd 1994, 2000)

- Işınım yüzeyinin sıcaklığına
- Ortamdaki sıcaklık dağılımına
- Kanatların ve taban plakasının yayma oranına
- Isı transfer yüzeyine
- Kanatların birbirlerini engellemesine

Toplam kararlı hal ışınlıma ısı transferi;

$$Q_{\text{rad}} = FA\sigma(T_y^4 - T_{\infty}^4) \quad (3.4)$$

şeklinde ifade edilir. Burada F şekil faktörü, A yüzey alanı, σ Stefan-Boltzman sabiti, T_y ve T_{∞} sırasıyla yüzey ve hava sıcaklıklarıdır.

Ancak, önceden yapılan deneysel çalışmada gerek taban plakalar gerekse kanatlar tamamen temizlenmiş ve pürüzsüz yüzeyler olduğundan, ayrıca çalışılan sıcaklıklar çok yüksek sıcaklıklar olmadığı için ışınlıma meydana gelecek kayıplar sisteme verilen enerjinin ancak %3-%5'i civarında olacaktır. 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. Sayısal analiz esnasında da aynı durumlar uygulanmıştır.

Bu kabullerle Eşitlik 3.1.

$$Q_{top} = Q_{conv} \quad (3.5)$$

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

$$Q_{top} = Q_{conv} = V^2/R = VI \quad (3.6)$$

İlgili eşitliklerden ortalama ısı transfer katsayısı

$$h_{ort} = \frac{Q_{conv}}{A[T_{yort} - \frac{T_c + T_g}{2}]} \quad (3.7)$$

Burada T_{yort} ortalama yüzey sıcaklığını, T_g ve T_c sırasıyla akışkanın test yüzeye giriş ve çıkış sıcaklıklarını ve A da 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 ve sayısal analizde toplam ısı transferi alanı kullanılmıştır. Bu alan kanatların ve taban plakanın oluşturduğu toplam ısı transfer yüzey alanını ifade etmekte olup aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$A_s = WL + N[(2bh_k) + (2th_k)] \quad (\text{Optimum Dikdörtgen Isı Alıcısı için})$$

$$A_s = WL + N(6eh_k) \quad (\text{Optimum Altıgen Isı Alıcısı için}) \quad (3.8)$$

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

Boyutsuz büyüklüklerden Nusselt sayısı, sürtünme faktörü aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır. Nusselt sayısı hesaplanırken kanalın hidrolik çapı esas alınmıştır.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.9)$$

$$f = 2 \frac{\Delta P}{\rho U_{ort}^2} \left(\frac{D}{L} \right) \quad (3.10)$$

Yukarıdaki denklemde ΔP plakanın giriş ve çıkış bölgesinin alt ve üst noktalarından alınan basınç farkı, ρ havanın yoğunluğu, U_{ort} ortalama hız, U_0 kanal merkezindeki hız, D hidrolik çap, L kanal uzunluğudur. Hızın kanal içindeki ortalaması aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır;

$$U_{ort} = 0,817U_0 \quad (3.11)$$

Boyutsuz sayılardan Reynolds sayısı sayısal analiz yapılırken çözüm aşamasında programdan okunmuştur.

Entropi artışı hesabında ise aşağıdaki formüller kullanılmıştır.

Birim entropi üretim sayısı,

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{S}'_{gen,\Delta T} + \dot{S}'_{gen,\Delta P} \quad (3.12)$$

Entropi üretim sayısı ısı transferi esnasında sıcaklık ve basınç farklarından meydana gelen etkilerin toplamı şeklinde ifade edilmiştir.

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{q^2}{\pi k T^2 Nu} + \frac{32 \dot{m}^3 f}{\pi^2 \rho^2 T D^5} \quad (3.13)$$

Formül içerisindeki (q') sisteme giren ısı enerjisi miktarını, (\dot{m}) kütleli debiyi, (D) kanal hidrolik çapı, (k) ısı iletim katsayısını, (ρ) yoğunluğu ve (T) ortalama yüzey sıcaklığını ifade etmektedir.

Hesaplanan entropi üretim sayısı hem artırılmış hemde düz yüzeyler için hesaplanmış olup bu iki değerin oranı entropi üretim oranı şeklinde ifade edilmiş ve $N_{s,a}$ ile gösterilmiştir. Bu değer

$$N_{s,a} = \dot{S}'_{gen,a} / \dot{S}'_{gen,s} \quad (3.14)$$

formülü kullanılmıştır. Kullanılan $N_{s,a}$ değeri termodinamik yaklaşımın gerçek sistem ve yapılabirlik anlayışına en uygun ölçütüdür (Bejan 1996).

3.3. Ansys Icepak Teknik Özellikleri

3.3.1. Model yapı özellikleri

- Önceden tanımlanmış nesnelere ile Nesne-tabanlı modelleme
- Kabineler, bloklar, fanlar, üfleyiciler, baskılı devre kartları, tezgahlar, havalandırma, açıklıklar, plakalar, duvarlar, kanallar, kaynaklar, dirençler, kompakt ve ayrıntılı ısı alıcıları
- Kapsamlı nesne şekilleri
- Bloklar, silindir, elipsoid, eliptik silindireler, eş merkezli silindireler, prizmalar ve rastgele kesiti borular
- Fanlar, havalandırma, dirençler, plakalar, açıklıkları ve ağ nesnelere için çokgen ve dairesel şekiller
- Fan, ısı alıcıları ve termoelektrik soğutucular için nesne kitaplığı
- Grafik model yönetimi
- Malzeme özellik veritabanı
- Hata ve tolerans denetimi

- Esnek ve özelleştirilebilir birimler
- Grafik hizalama araçları
- Parametrik geometri ve sınır şartları
- Kullanıcı tanımlı çalışma
- Tasarım optimizasyonu modülü
- MCAD / ECAD programlarından IGES/STEP dosyası halinde geometri yükleme
- EDA PCB modelinden yüklemek için IDF sihirbazı
- HTML formatında Model özetler
- Kullanıcı tanımlı makrolar
- IC tasarım araçlarından güç haritası yükleme

3.3.2. Otomatik sayısal ağ üretimi

- Hexahedral, tetrahedral, çokyüzlüler, prizmalar ve karışık eleman sayısal ağ çeşitleri
- Gerçek geometri temsili için tam otomatik, yapılandırılmamış sayısal ağ
- Otomatik yapılandırılmış kartezyen sayısal ağlar
- Hücre sayısını azaltıp ve çözüm hızını artıran basitleştirilmiş sayısal ağ
- Yerleşik olmayan konformal sayısal ağlar
- Artan geometrik şekil uygunluğu için otomatik multi level sayısal ağlar
- Tam kullanıcı kontrollü sayısal ağ parametreleri ve dağıtımı
- Sayısal ağ kalite değerlendirme araçları

3.3.3. Sınır koşulları

- Duvar / yüzey sınır ısı akısı, ısı, konvektif ısı transfer katsayısı, radyasyon, simetri ve periyodik koşulları için koşullar.
- Açıklıklar ve havalandırma
- Giriş / çıkış hız, kütle akış hızı, çıkış statik basınç, giriş toplam basınç, giriş sıcaklığı ve türbülans parametreleri

- Serbest bölge oranı esas alınarak otomatik bir kayıp katsayısı birlikte ızgaralar ve dirençler
- Kütle akış oranı seçenekleri ile fanlar veya fan performans eğrisi
- Silindirik / dairesel nesnelere için devir
- Harici ısı değiştirici için sirkülasyonlu sınır koşulları
- Planar eşanjör
- Eşanjör modelleme için ağ modelleri
- Zamana bağlı ve gelişmiş sıcaklık bağlı kaynakları
- Zamanla değişen ortam sıcaklığı
- Açıklıklar ve duvarlarda hız, sıcaklık, ısı akı / ısı transfer katsayıları profilleri
- Otomatik gelişmiş korelasyon tabanlı ısı transfer katsayısı sınır şartları
- Zamana bağlı basınç
- Zamana bağlı elektrik akımı

3.3.4. Kapsamlı termal- akış modelleme

- Kararlı durum veya geçici analizi
- Laminer veya türbülanslı akış
- Çalkantılı bir modelde bir laminer bölgeyi belirleme yeteneği
- Zorlanmış, doğal ve karıştırılmış taşınım
- Katılarda İletim
- Birleşik ısı transferi
- Yüzeyler arası radyasyon
- Otomatik görünüm faktörü hesaplama
- Ayrık koordine radyasyon
- Hız ve enerji için hacimsel dirençler ve kaynaklar

3.3.5. Gelişmiş fiziksel modeller

- Karıştırma uzunluğu sıfır denklem türbülans modeli

- İki denklemlı k-ε türbülans modeli
- RNG k-ε türbülans modeli
- Gerçekleşebilir k-ε türbülans modeli
- İki denklemlı türbülans modelleri için geliştirilmiş modeller
- Spalart-Allmaras türbülans modeli
- Katılar için anizotropik termal iletkenlik
- Sıcaklık bağımlı malzeme özellikleri
- Direnç modelleme Ulaşımı
- İzotropik olmayan hacimsel akış direnci modelleme
- Hacimsel akış dirençleri için iç ısı üretimi
- Doğrusal Olmayan fan eğrileri
- Radyasyon görünümü faktörü hesaplama
- Fanlar, dirençleri ve havalandırma için Toplam Kütle Yaklaşımı parametrelı modelleri
- Panellerin ve yanal iletimi için sağlam kabuk iletim modeli
- IC paketleri için direnç ağı modeli
- RC ağı ile birlikte CFD çözümü
- Harici ısı değiştirici modellemesi için ağı uygulaması

3.3.6. Çözücü özellikleri

- Ansys Fluent teknolojisi
- Sağlam ve hızlı yakınsama
- Gelişmiş stabilizasyon yöntemleri
- Transientler için değişken zamanlı adım
- Kullanılabilir paralel çözücü
- Mevcut iş planlaması

3.3.7. Sonuç görselleştirme ve raporlama

- Etkileşimli, nesne tabanlı görselleştirme
- Hız vektörleri, hatları ve parçacık izleri görüntüleme
- Dinamik hareketi ile düzlem kesme
- Isosurface görüntüler
- Ortotrop ısı iletkenlik görüntüleme
- Elektrik potansiyeli görüntüleme
- XY belirlenmesi ile nokta problemler
- hız, sıcaklık, basınç, ısı akısı, ısı transfer katsayısı, akış hızı, türbülans parametreleri
girdap kontürleri
- Parçacık ve boya izleri animasyonu
- Vektör ve kontür animasyonu
- Rapor oluşturma
- Zaman geçmişi görüntüleme
- Nokta objeleri
- Yakınsama izleme, işleme sonrası raporlar
- Fan ve fan çalışma noktaları
- Verileri Autotherm'e gönderme
- Verileri Nastran, Patran ve I-deas'a gönderme

3.3.8. Çevrimiçi yardım ve dökümantasyon

- Araç ipuçları
- Rehberler
- Doğrulama örnekleri

3.4. Sayısal Analizin Yapılması

3.4.1. Geometri oluşturulması

- ANSYS Workbench açılır ve Component System bölümünden Geometry proje şemasına sürüklenir.
- Geometry çift tıklanarak açılır ve kanatçıklı ısı alıcısı 3 boyutlu olarak modellenir.
- Modelleme tamamlandığında proje Ansys Icepak modülüne aktarabilmek için İges dosyası olarak kaydedilir.

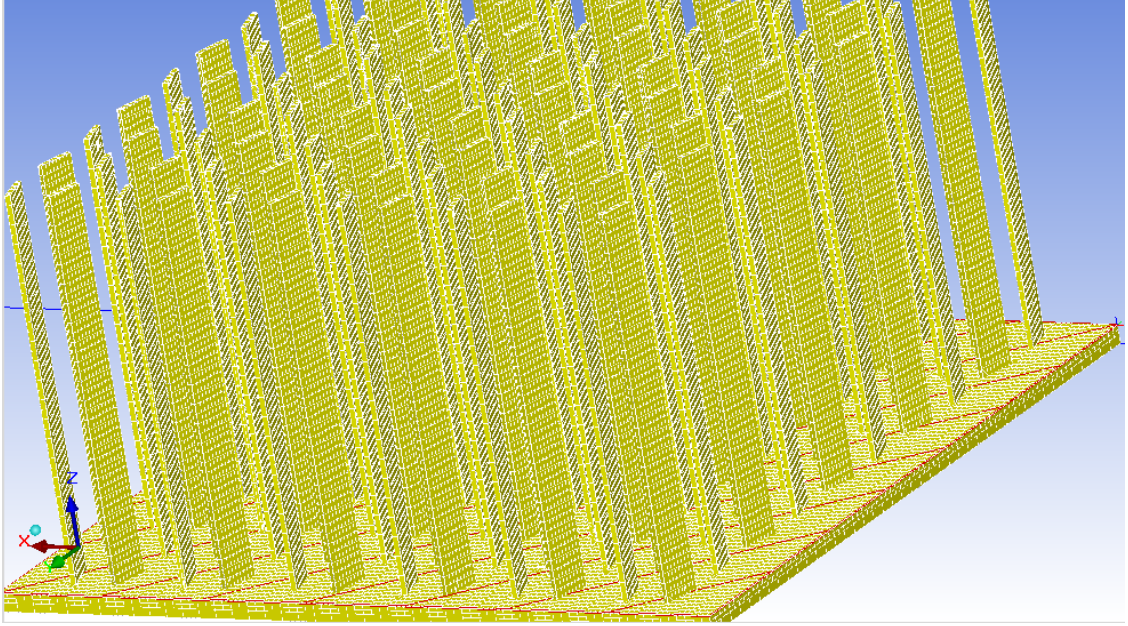
3.4.2. Ansys ıcepak sayısal analizi

3.4.2.a. Model oluşturma

Proje ekranına Icepak modülü sürüklenip açılır.

- CAD data bölümünden bir önceki aşamada kaydettiğimiz İges dosyası açılır.
- Kanatçıklar yüklendikten sonra ısı kaynağı, kanalın giriş ve çıkışları, kanal gibi elemanlar oluşturulur.
- Model tamamlandıktan sonra sayısal ağ (mesh) oluşturma işlemine geçilir.
- Model – Generate Mesh sekmesinden geometri özelliklerine göre uzunluklar belirtilerek sayısal ağlar oluşturulur. İstenilen mesh yapısı ve sayısı elde edilene kadar geometrik yapıya göre mesh uzunlukları değiştirilir. Sayısal ağların yapısı ve sayısı ne kadar düzgün olursa çözüm o kadar yakınsamaktadır.
- Mesh işlemi bitiminde Mesh Control – Display sekmesinden mesh yapısı, Quality sekmesinden de mesh kalitesi görüntülenir.
- İşlemlerden sonra Model – Check model sekmesinden model kontrol edilir, uygunsuz durumlar varsa bu sekmeden belirlenip düzeltilir.
- Mesh işlemi tamamlandıktan sonra proje kaydedilir.

- Çözüm aşamasına geçmeden önce aynı eleman için sadece hız faktörü değişeceğinden hız verileri girilmeden önce proje dosyası kaydedilir ve kaç hız değeri için analiz yapılacaksa o sayıda çoğaltılır.



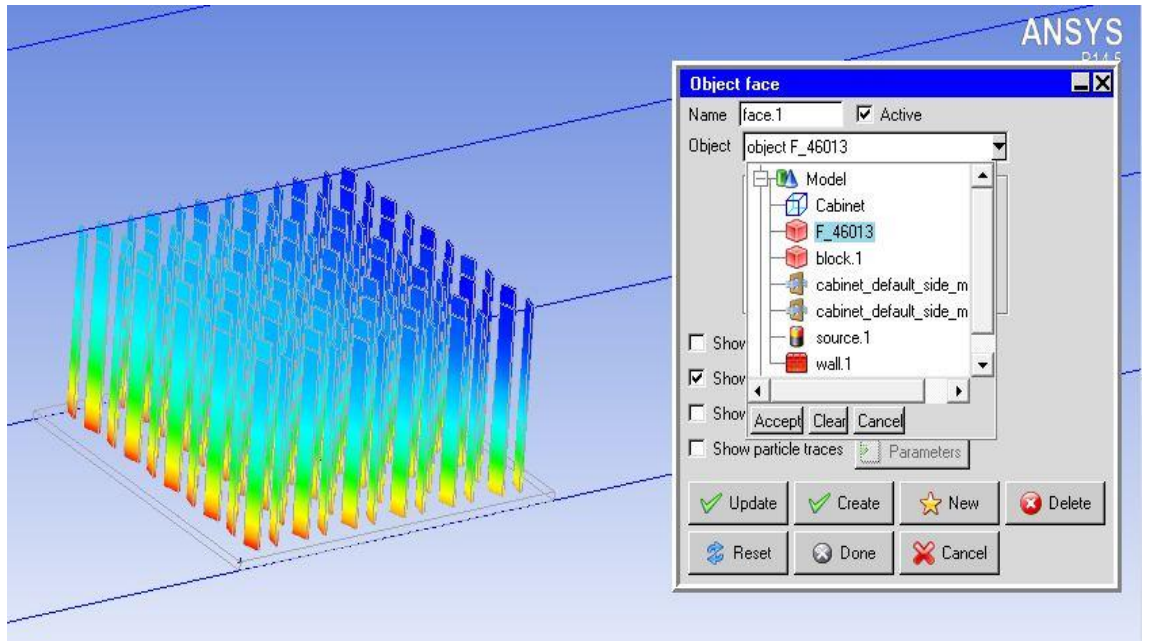
Şekil 3.3. Optimum ısı alıcısı üzerinde örnek mesh görünümü

3.4.2.b. Çözüm aşaması

- Çözüm aşaması 2 kademedен oluşmaktadır.
- İlk aşama temel parametrelerin girilmesidir.
- Akışın laminar veya türbülanslı olduğu, denklemlerin seçimi bu aşamada belirlenir.
- Gerekli özellikler girildikten sonra kanalın giriş bölümünden hız değeri girilir.
- Çözümün ikinci kademesinde iterasyon sayısı ve yakınsama kriterleri belirlenir.
- İşlemler tamamlanınca hata olup olmadığı kontrol edilir ve çözüm işlemi SOLVE sekmesinden başlatılır.

3.4.2.c. Sonuçların alınması

- Çözüm tamamlandıca Object Face sekmesinden istenilen yüzey ve parametre seçilerek ortalama, minimum, maksimum değeri ve yeri okunur, Excel dosyası olarak kaydedilir.
- Belirli koordinattan istenilen parametre için ise Point Report sekmesi kullanılır.



Şekil 3.4. Object face ile sonuçların alınması

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

4.1. Isı Transferi ve Sürtünme Karakteristikleri

Kanatçıklı yüzeylerde akışı ve akış yapısını etkileyenler parametreler arasında kanat yüksekliği, kanat genişliği, kanadın akışı karşılama açısı ve kanatların birbirine karşı diziliş şekli etkin parametreler arasındadır. Bu çalışmada önceden yapılan deneysel çalışmanın (Yeşildal 2007) sayısal analizi yapılmıştır.

Kanatçıklı ısı alıcılarında ısı transferinde etkili parametrelerin kanat yüksekliği (h) ve akışkan hızı (V; Re) olduğu görülmüştür. Bu nedenle optimum dikdörtgen(OD-1 ve OD-2) ve optimum altıgen(OA-1 ve OA-2) kanatçıklı ısı alıcıları için 3 ayrı boyda(100, 150, 200 mm) ve 5 ayrı hızda (1.2, 2.3, 3.5, 4.2, 4.6 m/s) sayısal hesaplamalar yapılmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

4.2. Boyutsuz Nusselt Sayısı-Reynolds Sayısı Grafikleri

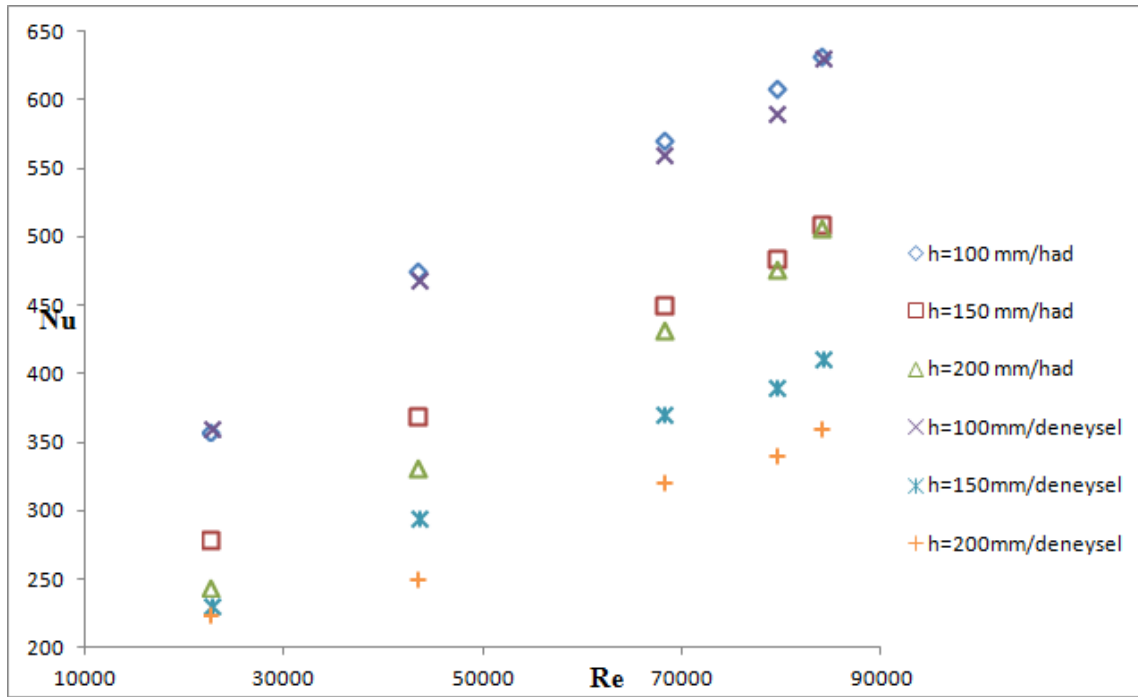
4.2.1. Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları

Deneysel çalışmalar sonucunda optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için Nusselt sayısı hız artışı (artan Reynolds sayısı) ile artmış, kanat boyu arttıkça azalma göstermiştir. En yüksek Nusselt sayısı 100 mm'lik kanat yüksekliğinde gözlenmiştir.

Yapılan sayısal analizler sonucunda da deneysel çalışmada görüldüğü gibi Nusselt sayısı hızla birlikte artmış, kanat boyu ile azalma göstermiştir.

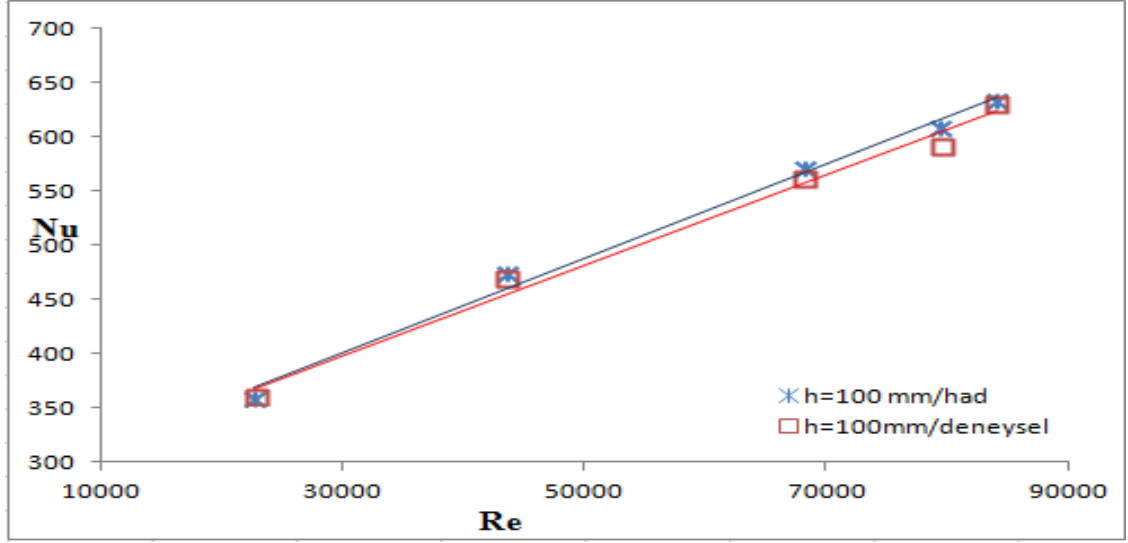
Sayısal analizler sonucu optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcısı (OD-1) için en yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 100 mm kanat boyu içerisinde Nusselt sayısı minimum ile maksimum Reynolds sayıları arasında %77'lik bir artış göstermiştir. Aynı kanat boyu için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artışı

ortalama %10-%15 civarındadır. 150 mm kanat boyu için Nusselt sayısı minimum ile maksimum Reynolds sayıları arasında %82'lik bir artış göstermiştir. Aynı kanat boyu için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı ortalama %10-%15 civarındadır. 200 mm kanat boyu için minimum ile maksimum Reynolds sayıları arasında 100 ve 150 mm kanat boyu için geçerli olan değerler bulunmuştur. Aynı Reynolds sayıları için kanat boyları arasında karşılaştırma yaparsak Nusselt 100 mm kanat boyu için maksimum değere ulaşmıştır. Aynı Reynolds sayıları için Nusselt sayısında 150 mm ile 100 mm kanat boyu arasında ortalama %25-%28 arasında, 200 mm ile 150 mm arasında ortalama %8-%10 arasında, 200 mm ile 100 mm kanat boyu arasında ise ortalama %18-%20 arasında artış görülmüştür.



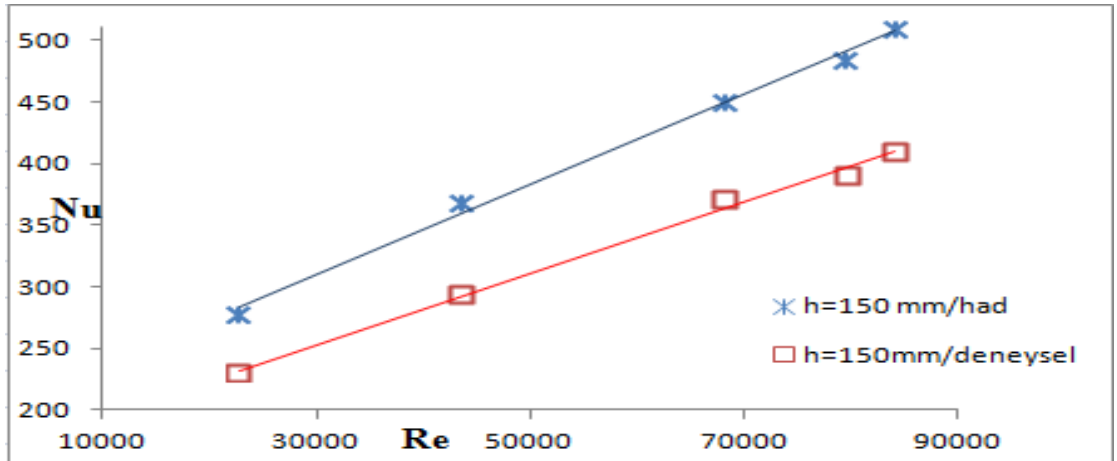
Şekil 4.1. OD-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk hızlar arasında deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %0.54'lük bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %1.39, %1.91, %3.08 ve %0.41'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.2. OD-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

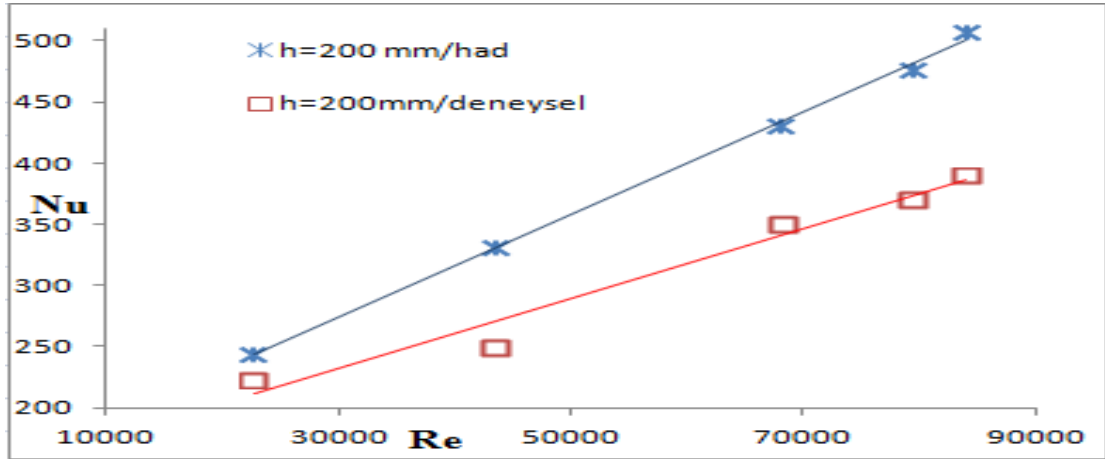
OD-1 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %17.20'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %20.15, %17.73, %19.43 ve %19.45'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.3. OD-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

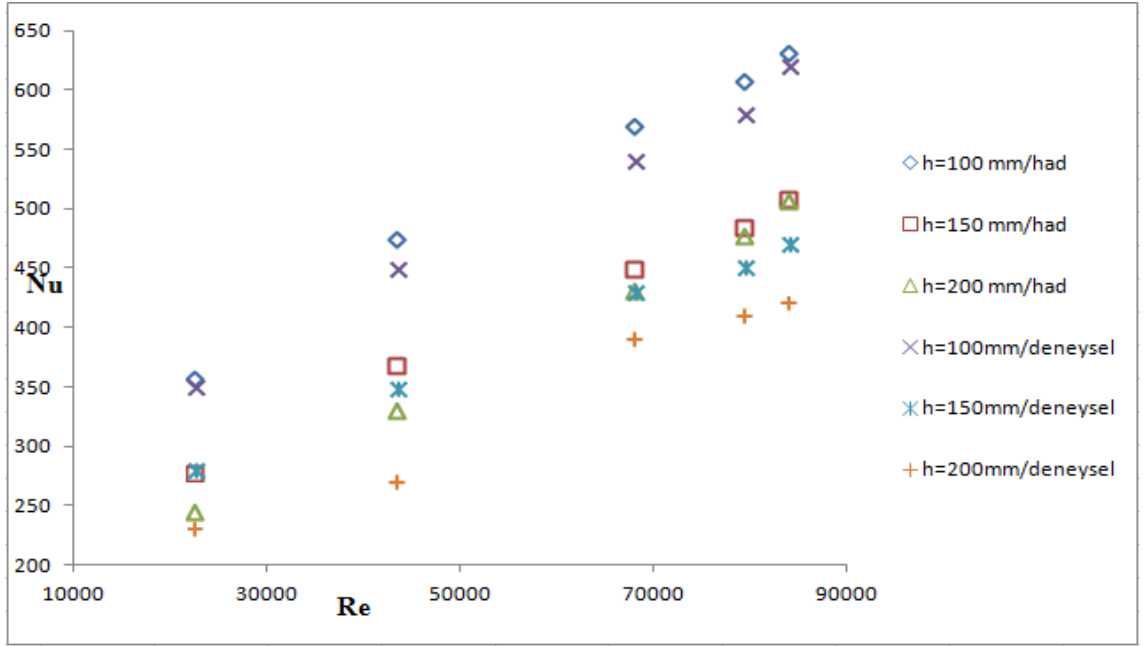
OD-1 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış

göstermiştir. İlk Reynolds sayıları için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %8.75'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %24.75, %25.82, %26.74 ve %27.05'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



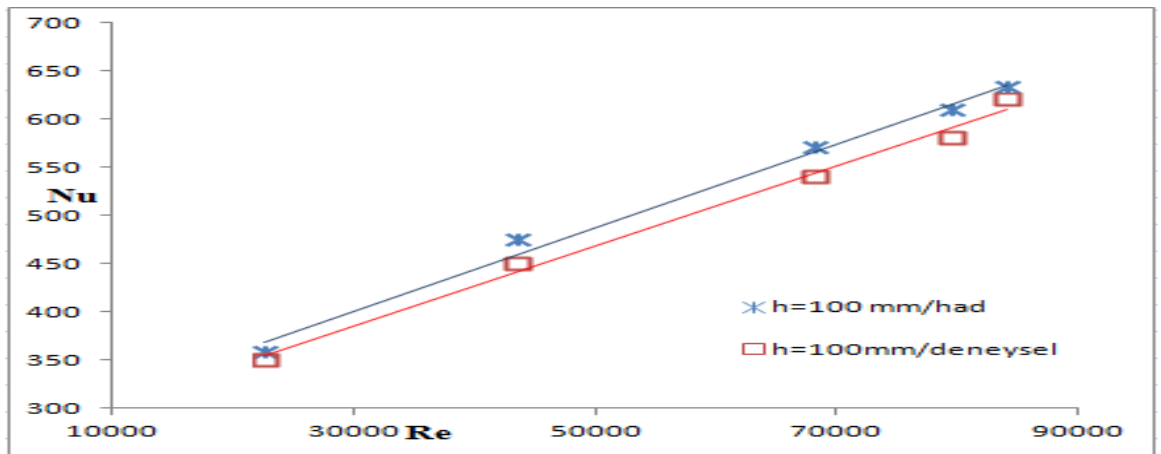
Şekil 4.4. OD-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcısı (OD-2) için en yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 100 mm kanat boyu içerisinde Nusselt sayısı minimum ile maksimum hızlar arasında %72'lik bir artış göstermiştir. Aynı kanat boyu için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt artışı ortalama %20-%15 civarındadır. 150 mm kanat boyu için Nusselt sayısı minimum ile maksimum Reynolds sayıları arasında %89'lik bir artış göstermiştir. Aynı kanat boyu için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artışı ortalama %23-%15 civarındadır. 200 mm kanat boyu için minimum ile maksimum hızlar arasında 100 ve 150 mm kanat boyu için geçerli olan değerler bulunmuştur. Aynı Reynolds sayıları için kanat boyları arasında karşılaştırma yaparsak Nusselt 100 mm kanat boyu için maksimum değere ulaşmıştır. Aynı Reynolds sayıları için Nusselt sayısında 150 mm ile 100 mm kanat boyu arasında ortalama %30-%17 arasında, 200 mm ile 150 mm arasında ortalama %6-%8 arasında, 200 mm ile 100 mm kanat boyu arasında ise ortalama %32-%20 arasında artış görülmüştür.



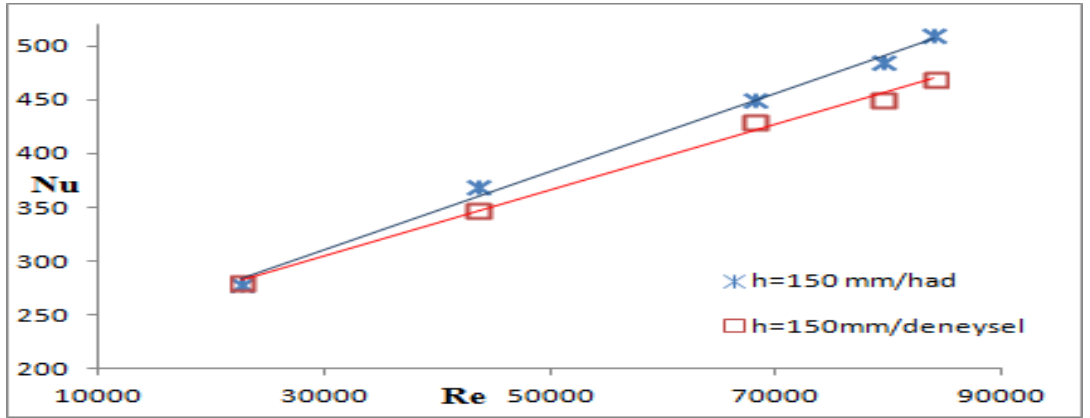
Şekil 4.5. OD-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %2.25'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.18, %5.41, %4.72 ve %2.01'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



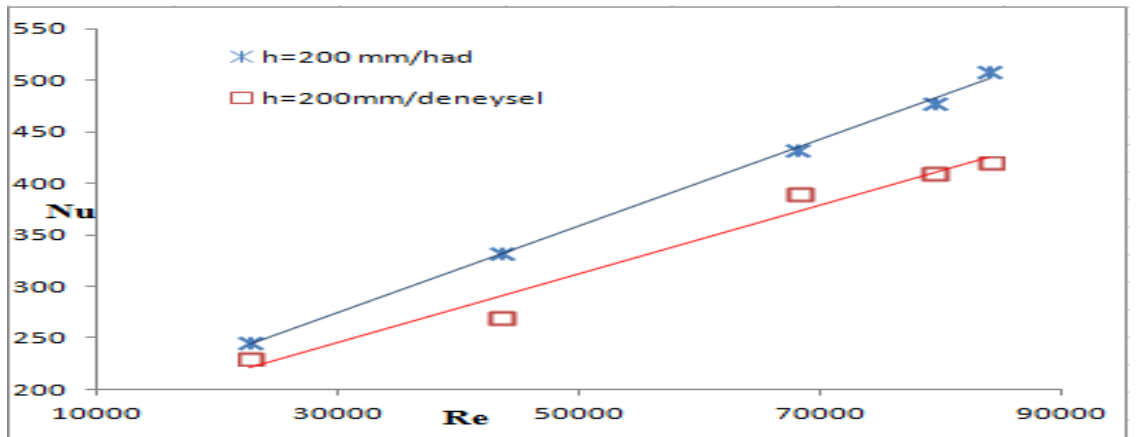
Şekil 4.6. OD-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-2 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.21'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.48, %4.39, %7.03 ve %7.67'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.7. OD-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-2 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %5.87'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %18.43, %9.66, %14.07 ve %17.22'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



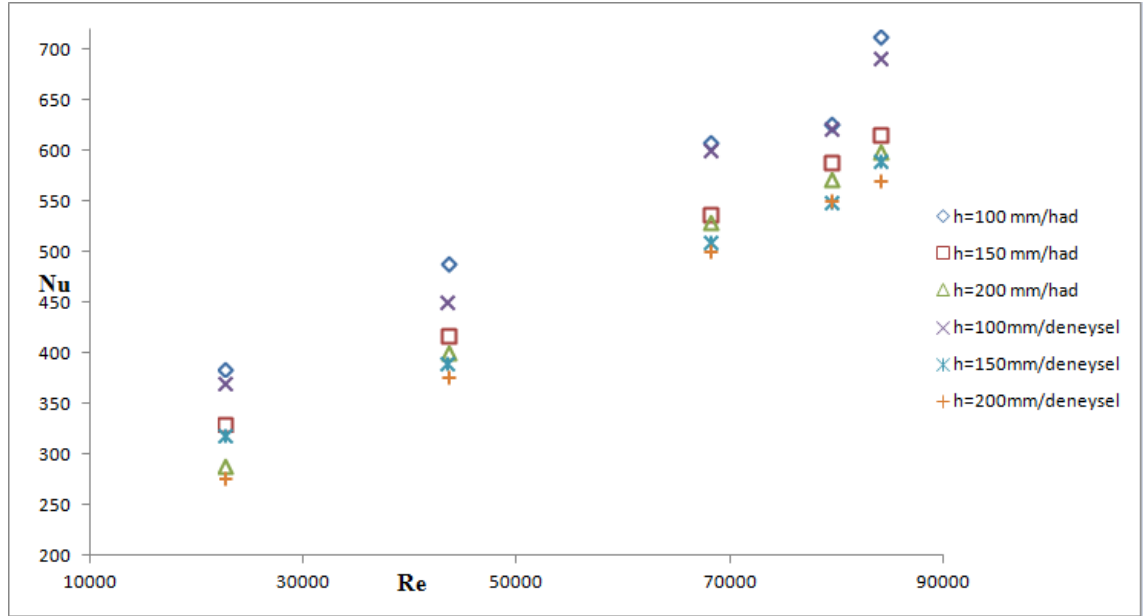
Şekil 4.8. OD-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

4.2.2. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları

Deneysel çalışmalar sonucunda optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için Nusselt sayısı hız artışı (artan Reynolds sayısı) ile artmış, kanat boyu arttıkça azalma göstermiştir. En yüksek Nusselt sayısı 100 mm'lik kanat yüksekliğinde gözlenmiştir.

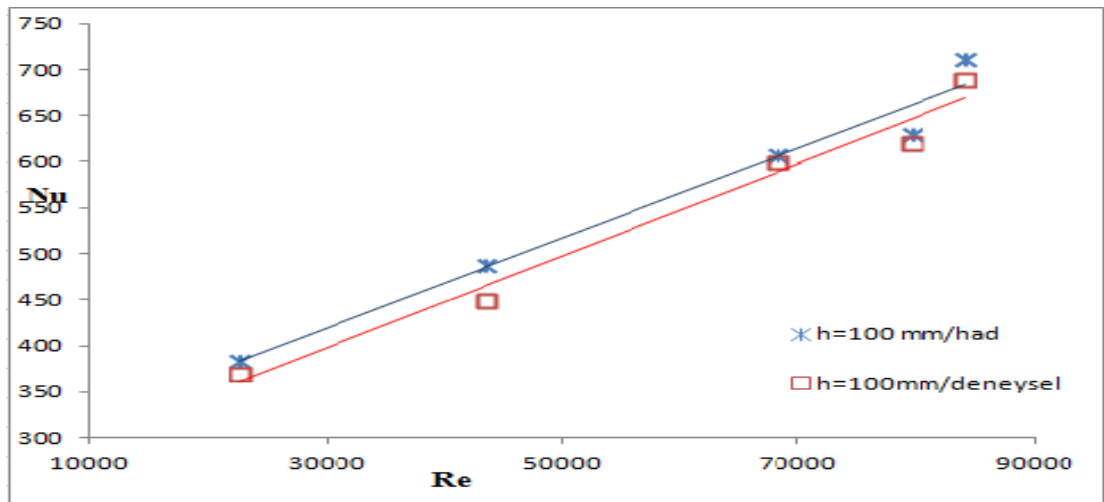
Yapılan sayısal analizler sonucunda da deneysel çalışmada görüldüğü gibi Nusselt sayısı hızla birlikte artmış, kanat boyu ile azalma göstermiştir.

Sayısal analizler sonucu optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcısı (OA-1) için en yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 100 mm kanat boyu içerisinde Nusselt sayısı minimum ile maksimum hızlar arasında %90'lık bir artış göstermiştir. Aynı kanat boyu için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artışı ortalama %13-%17 civarındadır. 150 mm kanat boyu için Nusselt sayısı minimum ile maksimum hızlar arasında %84'lik bir artış göstermiştir. Aynı kanat boyu için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artışı ortalama %17-%9 civarındadır. 200 mm kanat boyu için minimum ile maksimum Reynolds sayıları arasında 100 ve 150 mm kanat boyu için geçerli olan değerler bulunmuştur. Aynı Reynolds sayısı için kanat boyları arasında karşılaştırma yaparsak Nusselt 100 mm kanat boyu için maksimum değere ulaşmıştır. Aynı Reynolds sayısı için Nusselt sayısında 150 mm ile 100 mm kanat boyu arasında ortalama %17-%20 arasında, 200 mm ile 150 mm arasında ortalama %14-%8 arasında, 200 mm ile 100 mm kanat boyu arasında ise ortalama %33-%18 arasında artış görülmüştür.



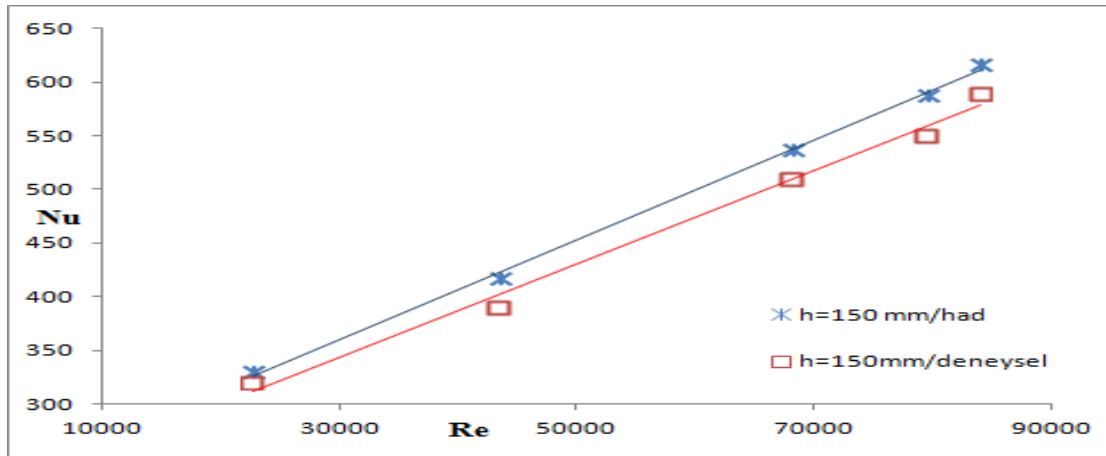
Şekil 4.9. OA-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %3.61'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %7.63, %1.32, %1.28 ve %2.95'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



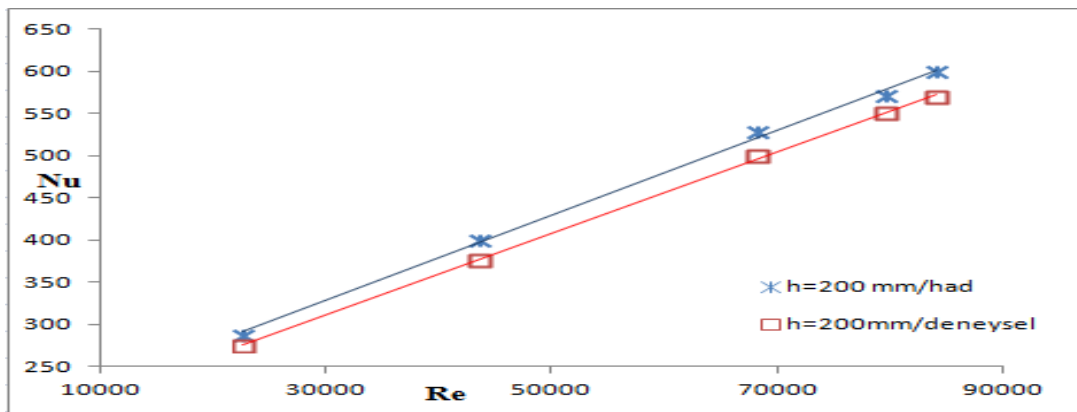
Şekil 4.10. OA-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-1 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %16.62'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %19.94, %16.12, %12.65 ve %17.01'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



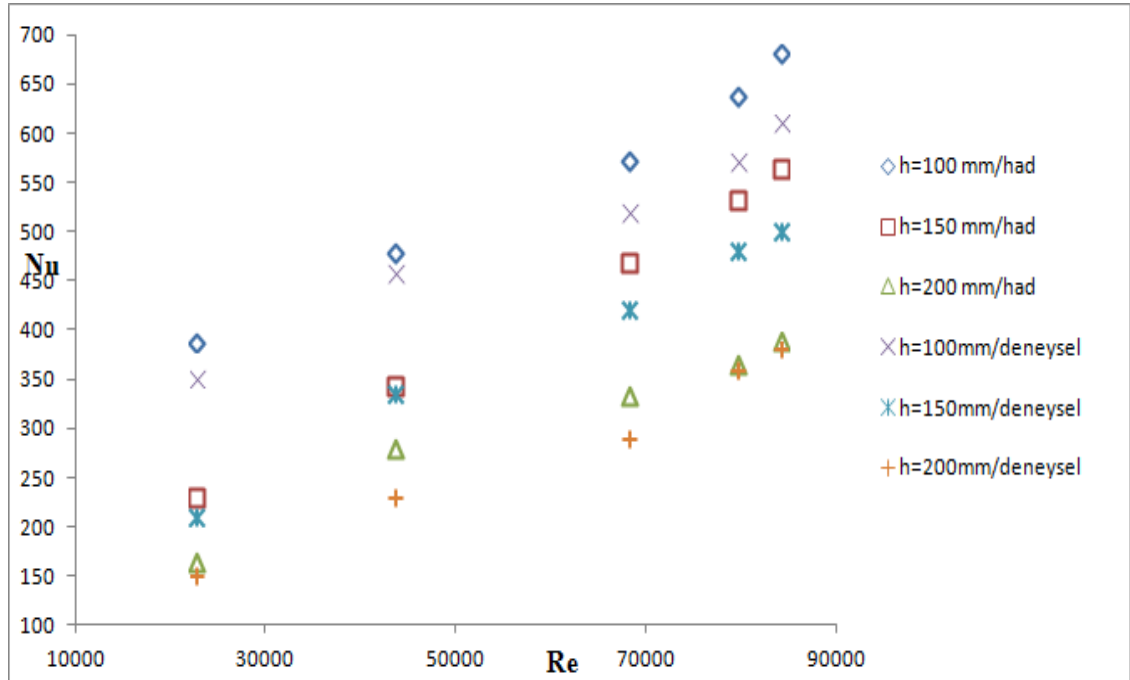
Şekil 4.11. OA-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-1 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %4.62'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %6.25, %5.59, %3.7 ve %4.92'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



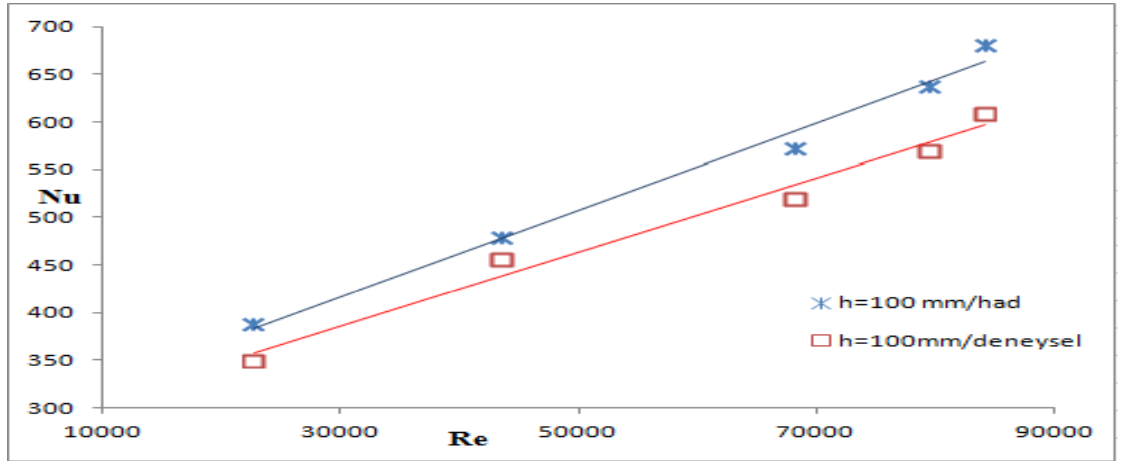
Şekil 4.12. OA-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcısı (OA-2) için en yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 100 mm kanat boyu içerisinde Nusselt sayısı minimum ile maksimum Reynolds sayıları arasında %75'lik bir artış göstermiştir. Aynı kanat boyu için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artışı ortalama %20-%16 civarındadır. 150 mm kanat boyu için Nusselt sayısı minimum ile maksimum Reynolds sayıları arasında %88'lik bir artış göstermiştir. Aynı kanat boyu için Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artışı ortalama %30-%26 civarındadır. 200 mm kanat boyu için minimum ile maksimum Reynolds sayıları arasında 100 ve 150 mm kanat boyu için geçerli olan değerler bulunmuştur. Aynı Reynolds sayısı için kanat boyları arasında karşılaştırma yaparsak Nusselt 100 mm kanat boyu için maksimum değere ulaşmıştır. Aynı Reynolds sayısı için Nusselt sayısında 150 mm ile 100 mm kanat boyu arasında ortalama %39-%34 arasında, 200 mm ile 150 mm arasında ortalama %35-%39 arasında, 200 mm ile 100 mm kanat boyu arasında ise ortalama %65-%70 arasında artış görülmüştür.



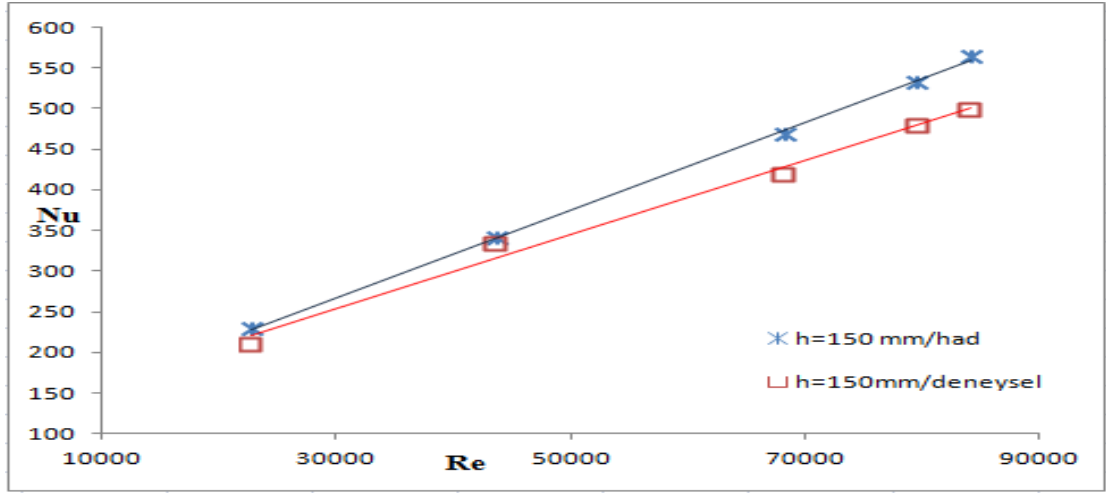
Şekil 4.13. OA-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %9.65'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.57, %9.14, %10.57 ve %10.28'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



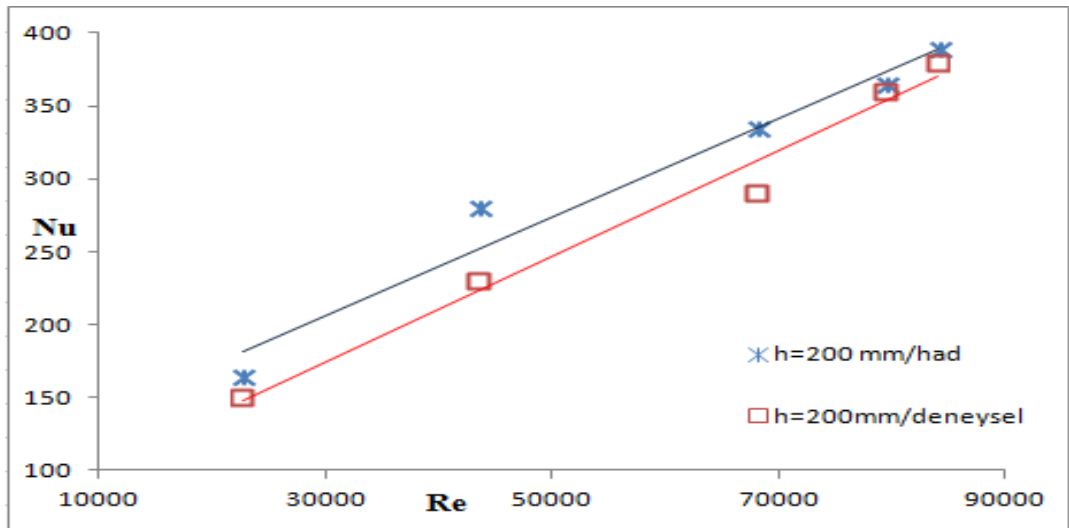
Şekil 4.14. OA-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-2 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk hızlar arasında deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %8.34'lük bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %2.05, %10.4, %9.84 ve %11.4'lük bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.15. OA-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-2 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %8.67'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %17.82, %13.36, %1.41 ve %2.25'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.16. OA-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

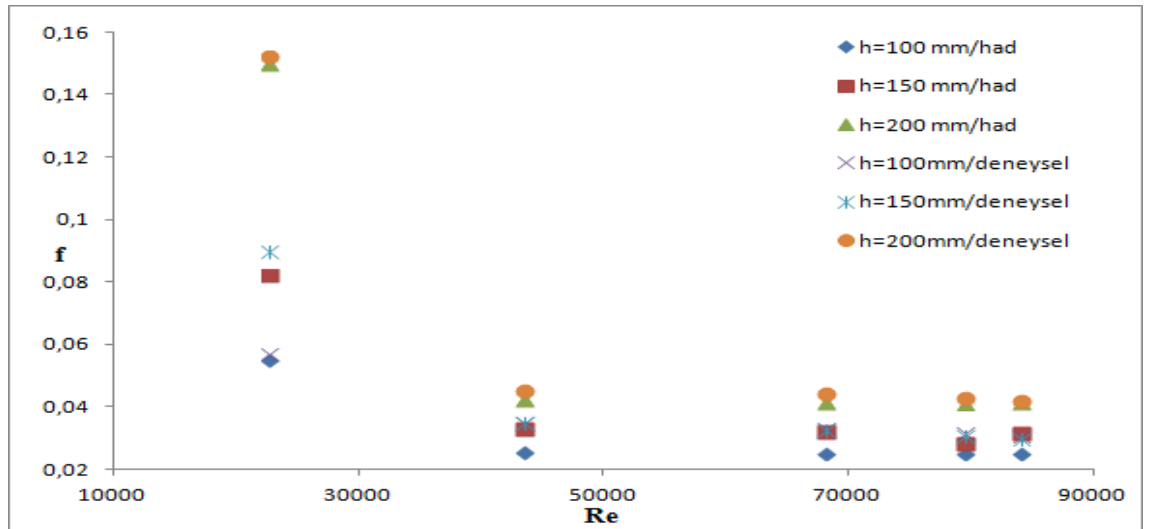
4.3. Sürtünme Faktörü (f) – Reynolds Sayısı Grafikleri

4.3.1. Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları

Deneysel çalışmalar sonucunda optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için sürtünme faktörü sayısı hız artışı (artan Reynolds sayısı) ile azalırken; kanat boyu arttıkça artış göstermiştir. En yüksek sürtünme faktörü sayısı 200 mm'lik kanat yüksekliği ve en düşük Reynolds sayısında gözlenmiştir.

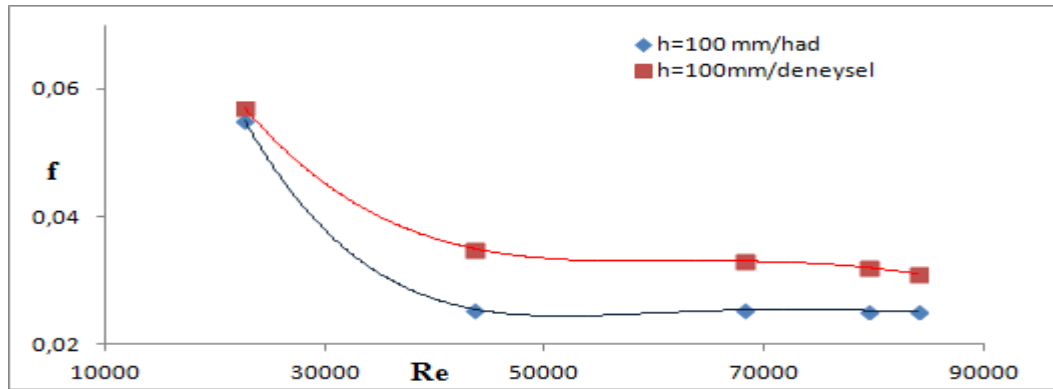
Yapılan analizler sonucunda da deneysel çalışmada görüldüğü gibi sürtünme faktörü sayısı hız ile azalma; kanat yüksekliği ile artış göstermiştir. Reynolds sayısı 50000 üstündeki değerler için sürtünme faktörü sayısı değişimi ihmal edilebilecek kadar az olduğu gözlemlenmiştir.

Sayısal analizler sonucu optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcısı (OD-1) için en yüksek sürtünme faktörü sayısı 200 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 200 mm kanat boyu içerisinde sürtünme faktörü sayısı minimum ve maksimum Reynolds sayıları arasında ortalama %72'lik bir azalma göstermiştir. 150 mm kanat boyu için ortalama %60'lık bir azalma göstermiştir. 100 mm kanat boyu için ortalama %57'lik bir azalma göstermiştir.



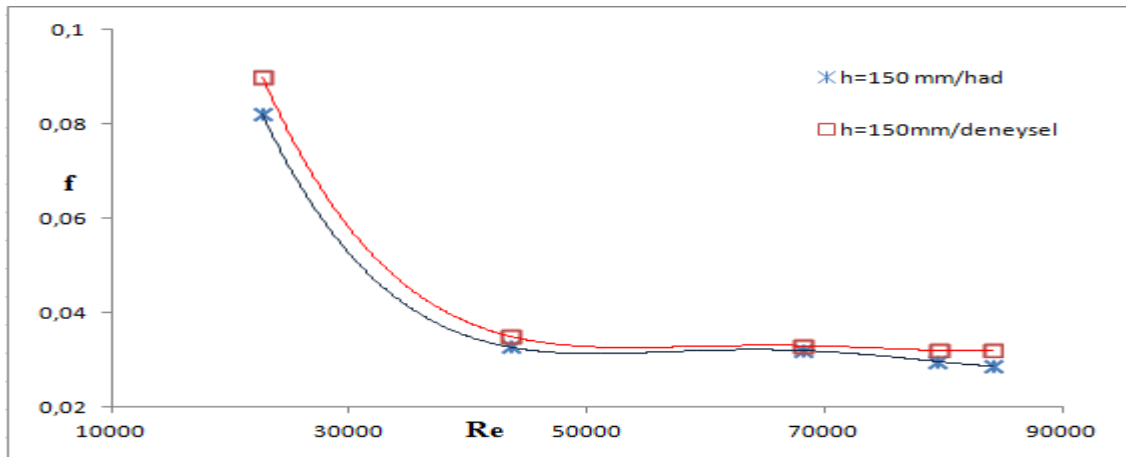
Şekil 4.17. OD-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %4.88'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %6.10, %7.29, %7.32 ve %7.35'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



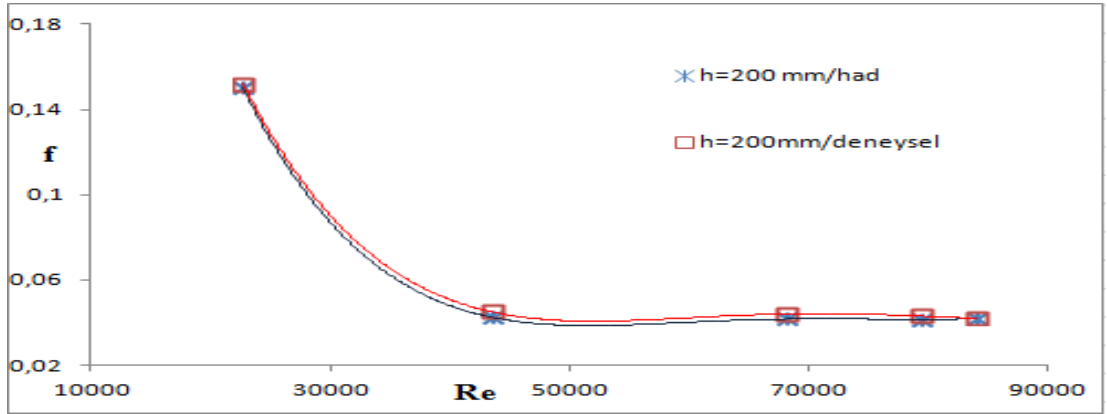
Şekil 4.18. OD-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-1 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %4.35'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.51, %7.07, %7.23 ve %7.31'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



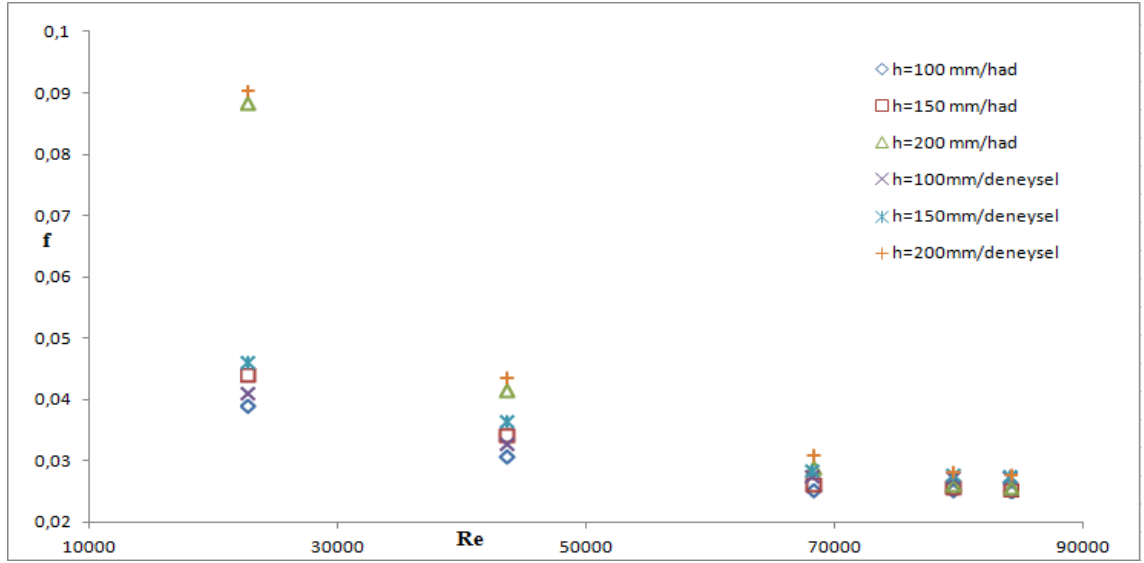
Şekil 4.19. OD-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-1 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %2.21'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.58, %6.43, %7.09 ve %7.21'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



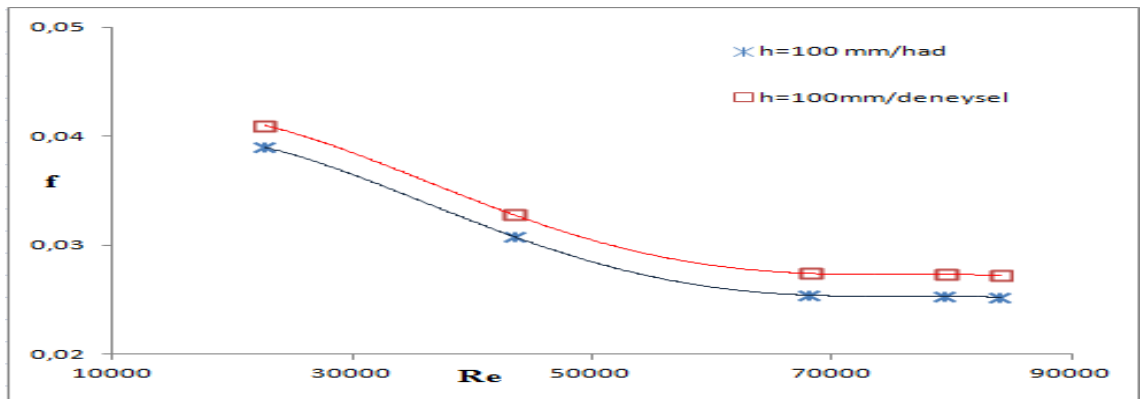
Şekil 4.20. OD-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Sayısal analizler sonucu optimum dikdörtgen ısı alıcısı (OD-2) için en yüksek sürtünme faktörü sayısı 200 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 200 mm kanat boyu içerisinde sürtünme faktörü sayısı minimum ve maksimum Reynolds sayıları arasında ortalama %70'lik bir azalma göstermiştir. 150 mm kanat boyu için ortalama %43'lük bir azalma göstermiştir. 100 mm kanat boyu için ortalama %36'lık bir azalma göstermiştir.



Şekil 4.21. OD-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

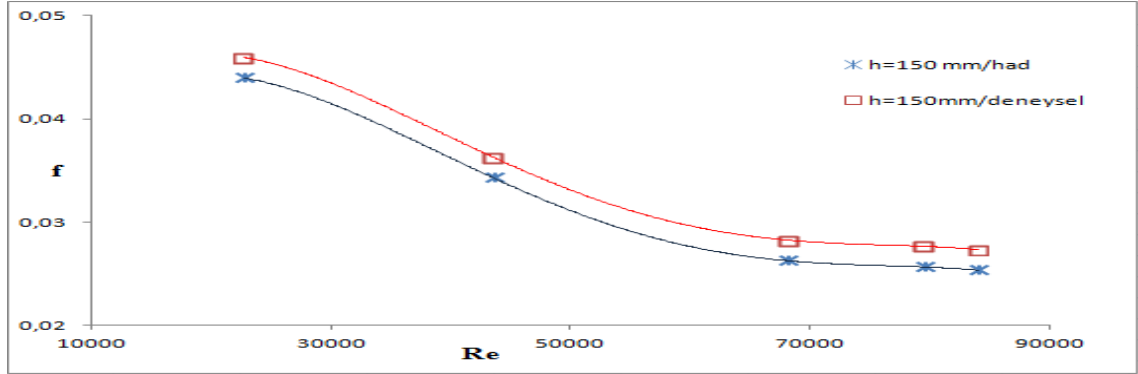
OD-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %3.51'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %27.05, %23.09, %20.24 ve %18.48'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



Şekil 4.22. OD-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

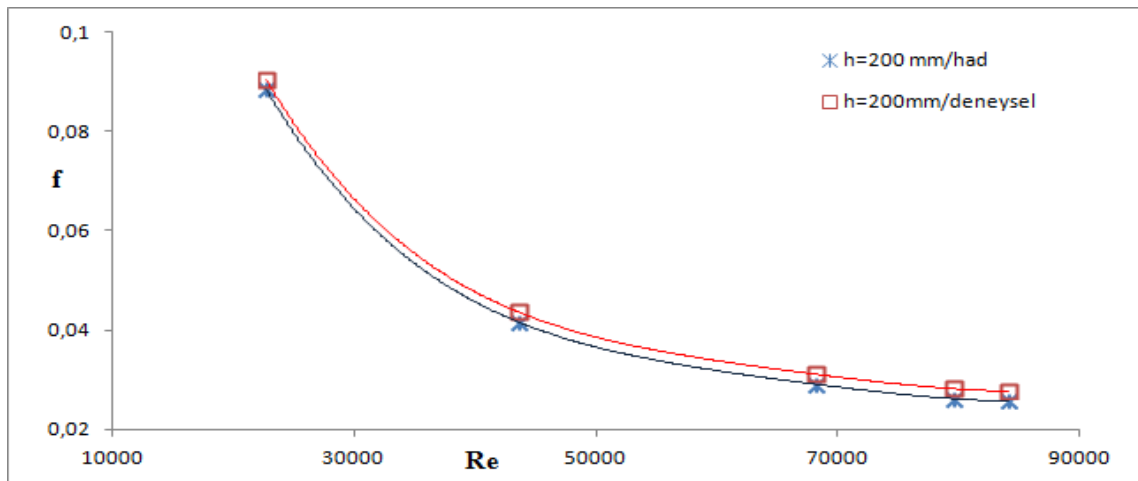
OD-2 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında

%8.88'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %6.63, %3.14, %7.35 ve %10.45'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



Şekil 4.23. OD-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-2 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.31'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.66, %5.45, %3.69 ve %0.15'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



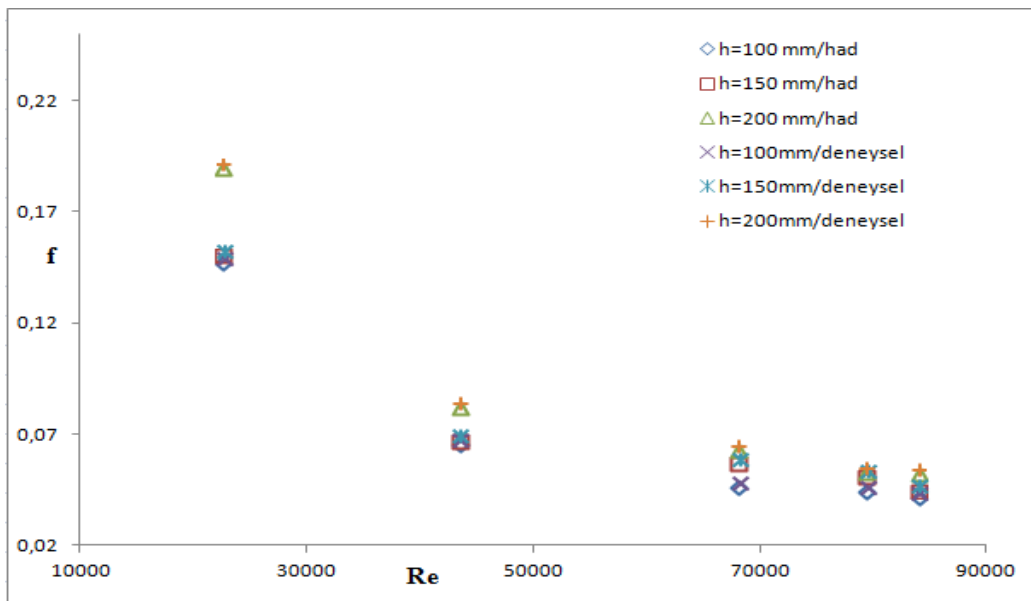
Şekil 4.24. OD-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

4.3.2. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları

Deneysel çalışmalar sonucunda optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için sürtünme faktörü sayısı hız artışı (artan Reynolds sayısı) ile azalırken; kanat boyu arttıkça artış göstermiştir. En yüksek sürtünme faktörü sayısı 200 mm'lik kanat yüksekliği ve en düşük hızda gözlenmiştir.

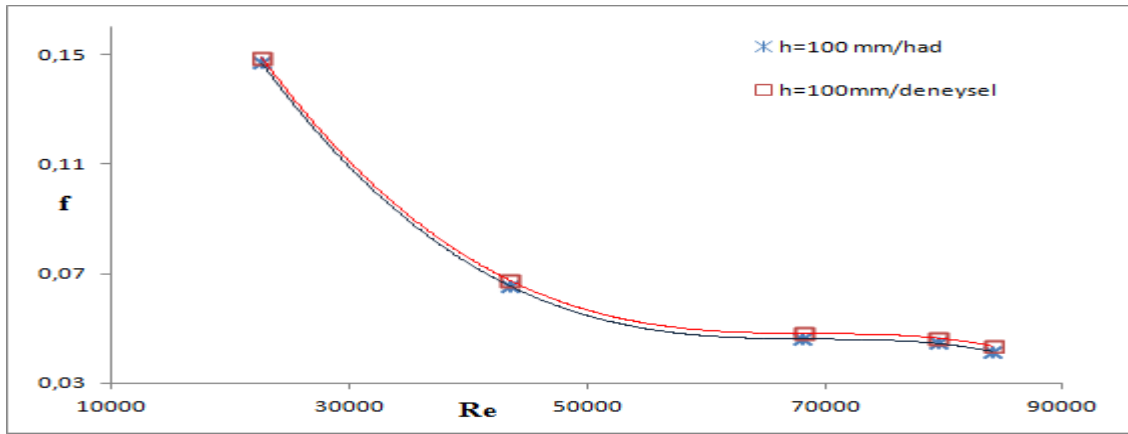
Yapılan analizler sonucunda da deneysel çalışmada görüldüğü gibi sürtünme faktörü sayısı hız ile azalma; kanat yüksekliği ile artış göstermiştir. Reynolds sayısı 50000 üstündeki değerler için sürtünme faktörü sayısı değişimi ihmal edilebilecek kadar az olduğu gözlemlenmiştir.

Sayısal analizler sonucu optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcısı (OA-1) için en yüksek sürtünme faktörü sayısı 200 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 200 mm kanat boyu içerisinde sürtünme faktörü sayısı minimum ve maksimum Reynolds sayıları arasında ortalama %73'lük bir azalma göstermiştir. 150 mm kanat boyu için ortalama %71'lik bir azalma göstermiştir. 100 mm kanat boyu için ortalama %70'lik bir azalma göstermiştir.



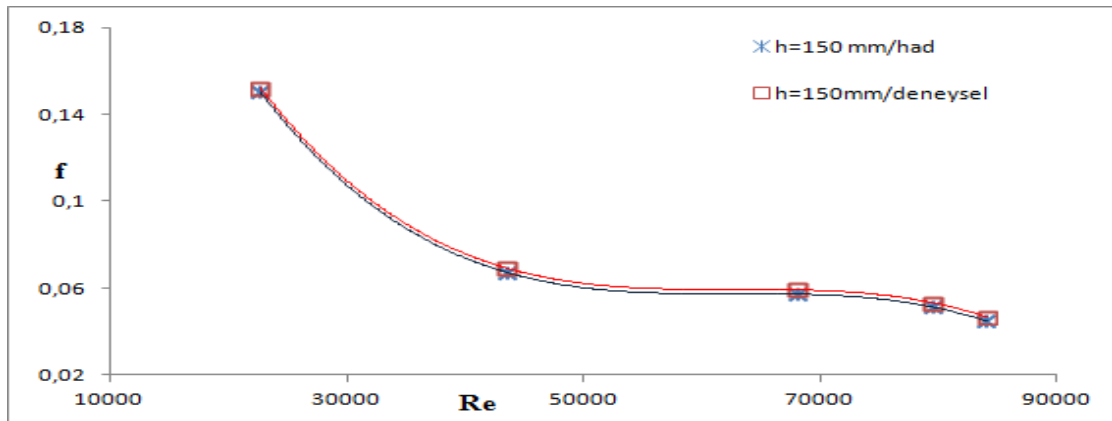
Şekil 4.25. OA-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1,34'lük bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %2.96, %4.15, %4.30 ve %4.61'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



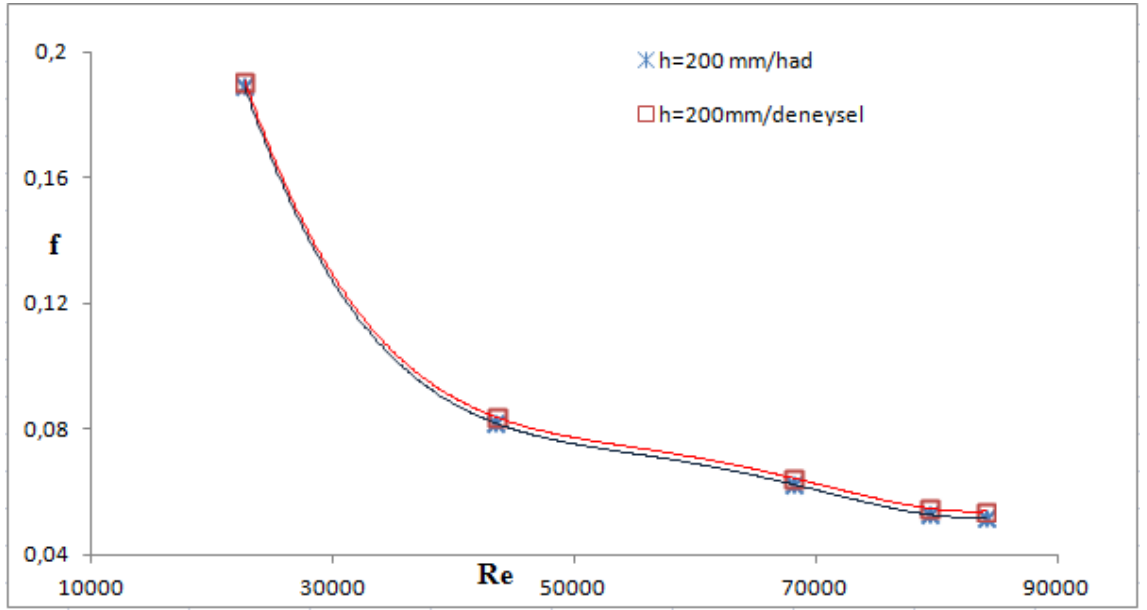
Şekil 4.26. OA-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-1 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.31'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %2.89, %3.38, %3.75 ve %4.28'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



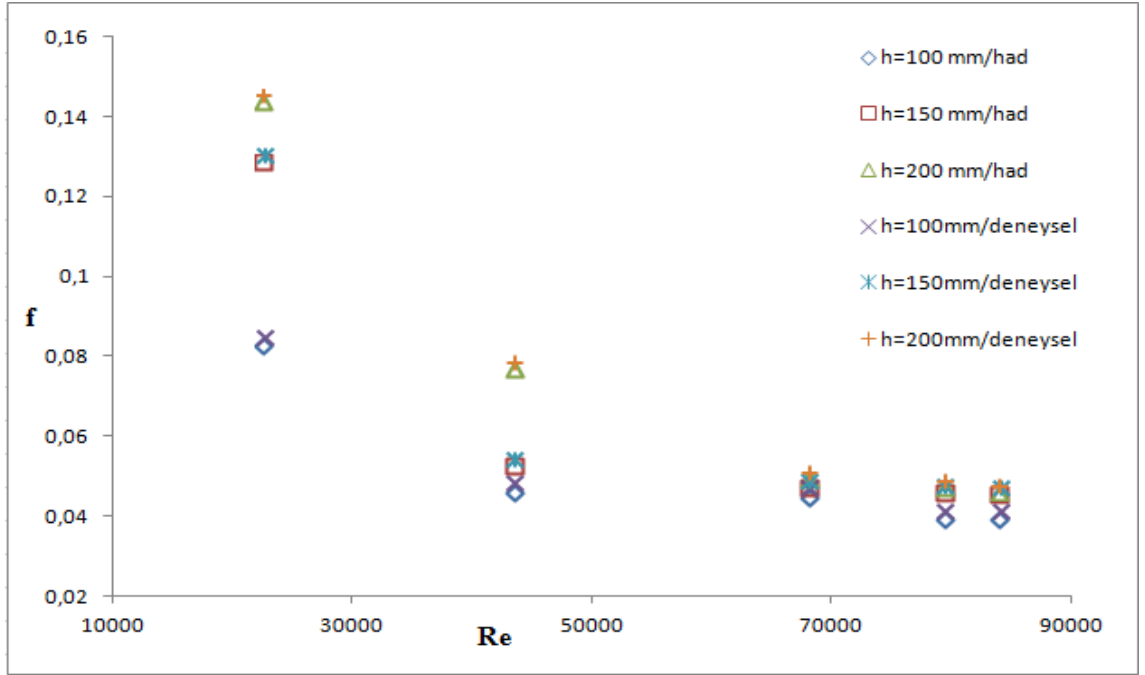
Şekil 4.27. OA-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-1 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.04'lük bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %2.99, %3.11, %3.66 ve %3.72'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



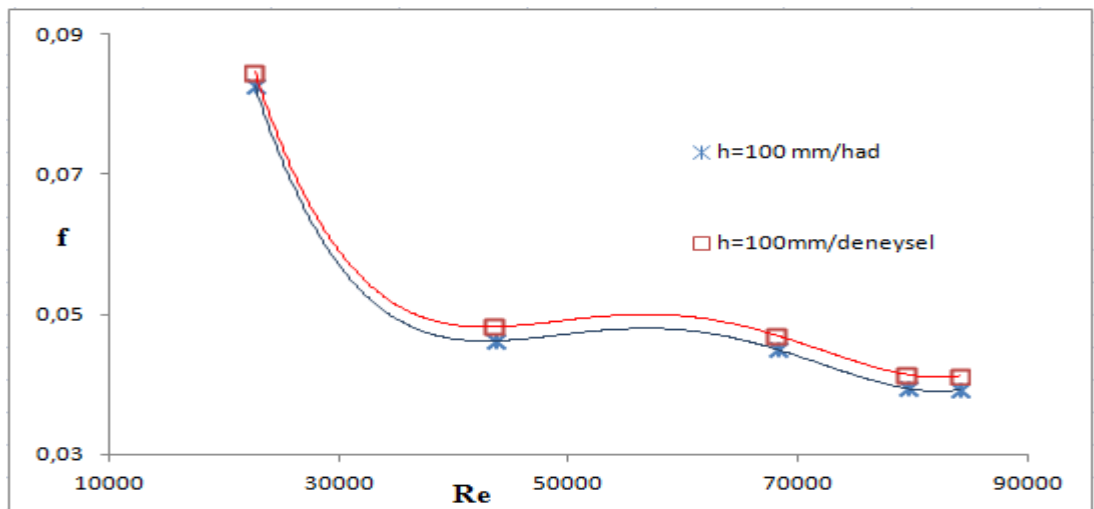
Şekil 4.28. OA-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Sayısal analizler sonucu optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcısı (OA-2) için en yüksek sürtünme faktörü sayısı 200 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 200 mm kanat boyu içerisinde sürtünme faktörü sayısı minimum ve maksimum Reynolds sayıları arasında ortalama %65'lik bir azalma göstermiştir. 150 mm kanat boyu için ortalama %64'lük bir azalma göstermiştir. 100 mm kanat boyu için ortalama %52'lik bir azalma göstermiştir.



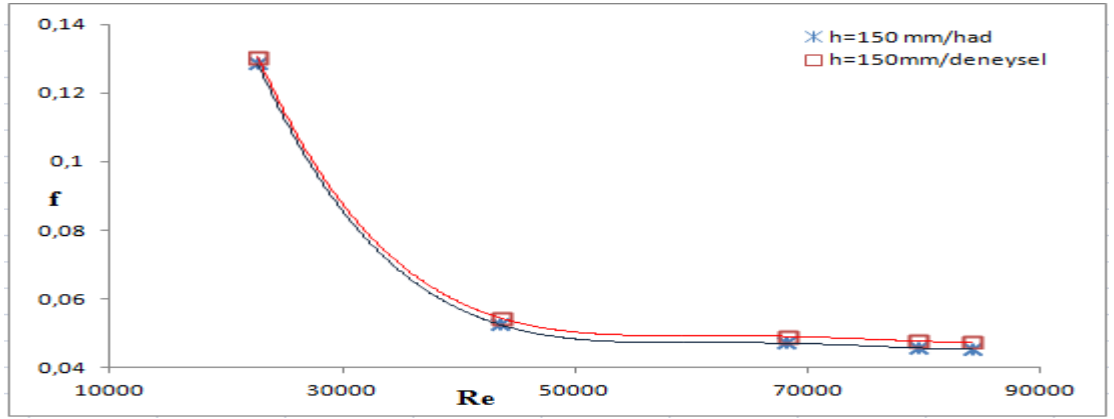
Şekil 4.29. OA-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %2.36'lık bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.15, %4.26, %4.83 ve %4.85'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



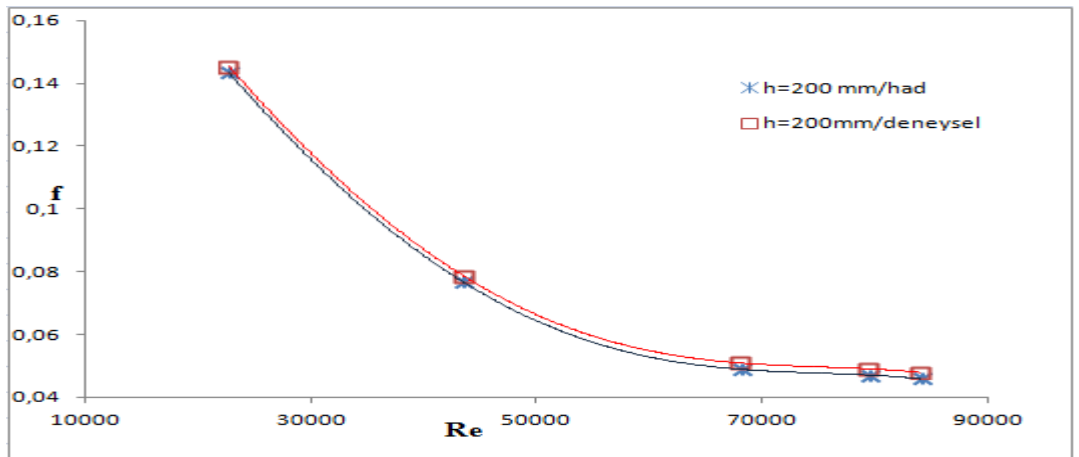
Şekil 4.30. OA-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-2 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.53'lük bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %3.67, %4.07, %4.19 ve %4.22'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



Şekil 4.31. OA-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-2 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.38'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %2.54, %3.93, %4.07 ve %4.18'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.



Şekil 4.32. OA-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

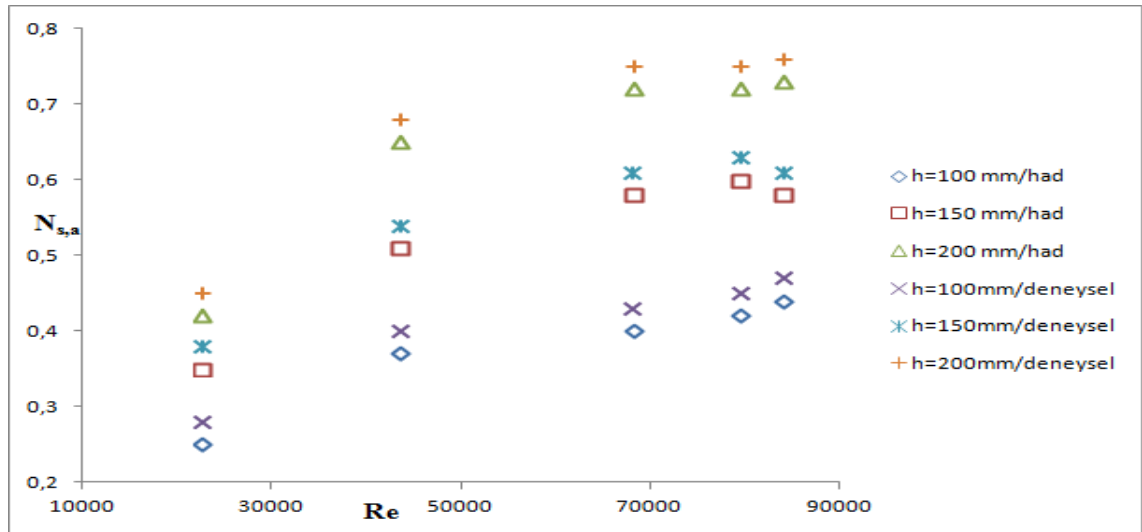
4.4. Düz ve Artırılmış Yüzeylerin Entropi Üretim Sayısı Oranları ($N_{s,a}$) -Reynolds Sayısı Grafikleri

4.4.1. Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları

Deneysel çalışmalar sonucunda optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için $N_{s,a}$ oranı hız artışı (artan Reynolds sayısı) ve kanat boyu arttıkça artış göstermiştir. En yüksek $N_{s,a}$ oranı 200 mm'lik kanat yüksekliği ve en yüksek Reynolds sayısında gözlenmiştir.

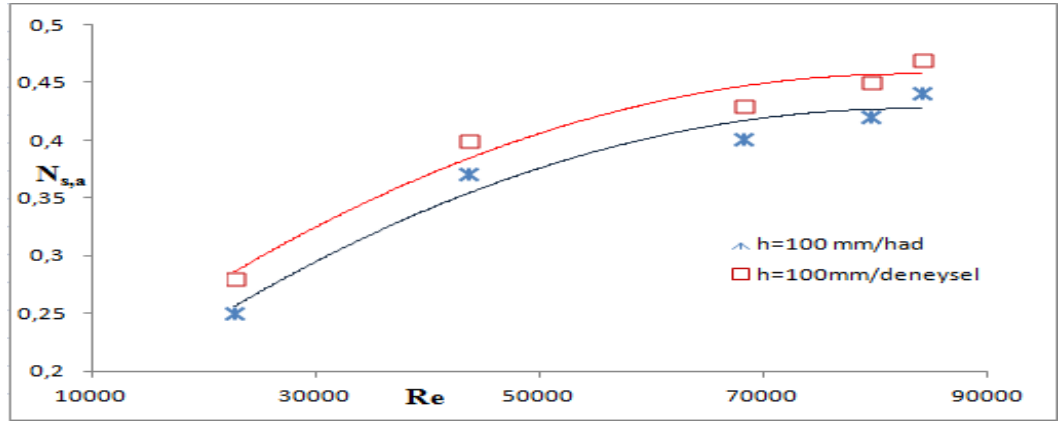
Yapılan analizler sonucunda da deneysel çalışmada görüldüğü gibi $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ve kanat yüksekliği ile artış göstermiştir. Sayısal analizler sonucunda da $N_{s,a}$ oranı 0.2-0.73 değerleri arasında bulunmuştur. Bulunan bu değerler 1 den küçük olduğundan termodinamik anlamda kanatçıklı yüzey kullanılması avantajlı bir yöntemdir.

Sayısal analizler sonucu optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcısı (OD-1) için en yüksek $N_{s,a}$ oranı 200 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 200 mm kanat boyu içerisinde $N_{s,a}$ oranı minimum ve maksimum Reynolds sayıları arasında ortalama %73'lük bir artış göstermiştir. 150 mm kanat boyu için ortalama %65'lik bir artış göstermiştir. 100 mm kanat boyu için ortalama %76'lık bir artış göstermiştir.



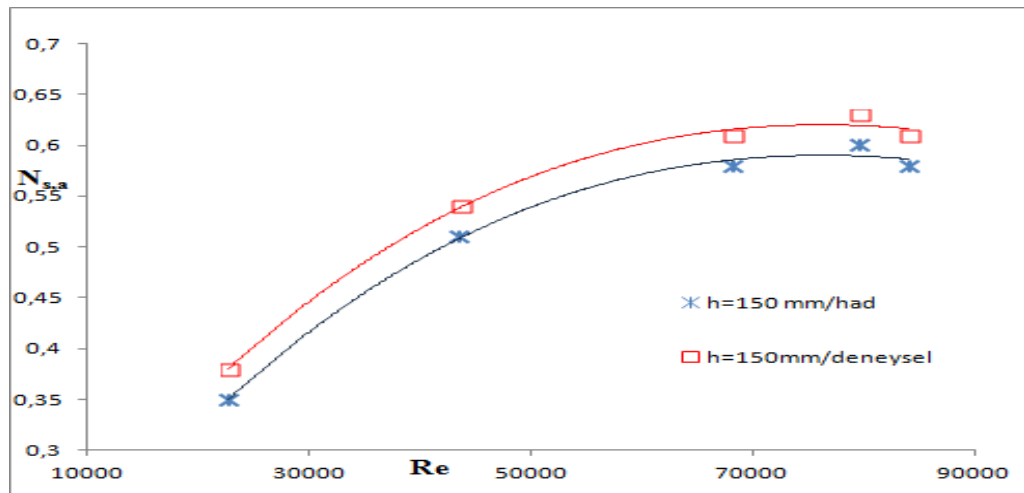
Şekil 4.33. OD-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %10.71'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %7.5, %6.98, %6.66 ve %6.38'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



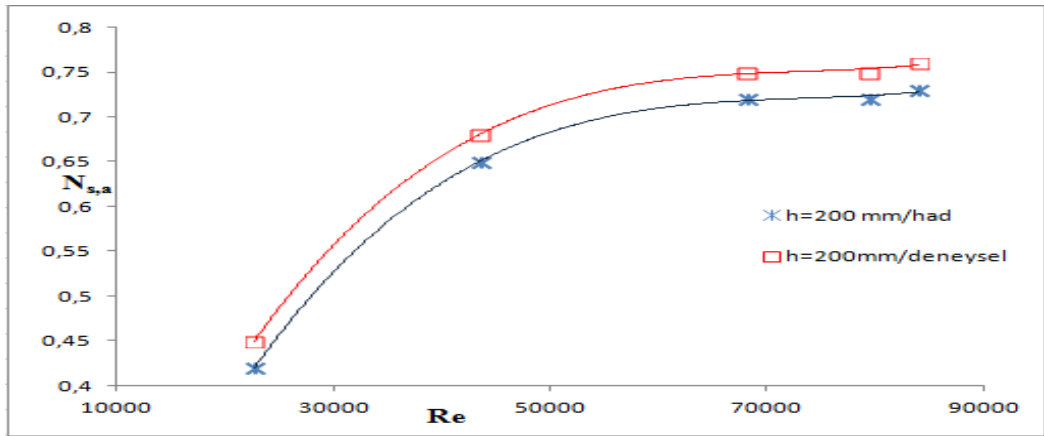
Şekil 4.34. OD-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-1 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyunda ilk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %7.88'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.55, %4.82, %4.76 ve %3.95'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.35. OD-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-1 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %6.66'lık bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.41, %4.1, %4.0 ve %3.95'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



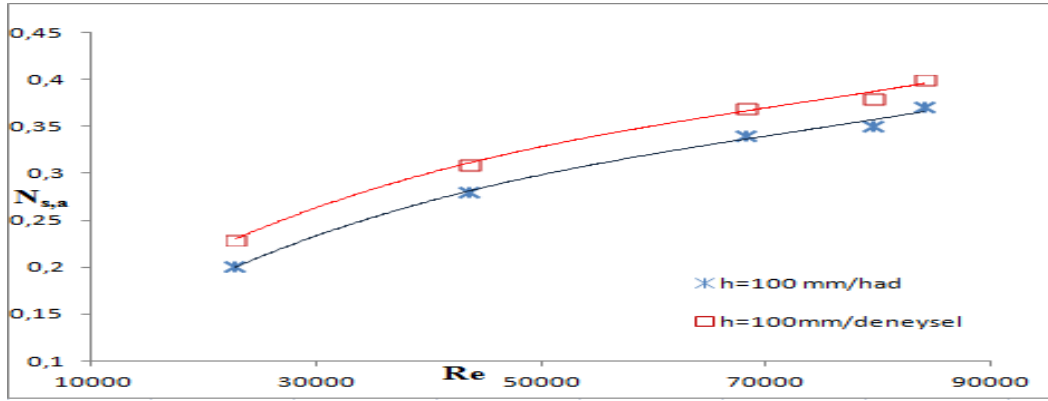
Şekil 4.36. OD-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Sayısal analizler sonucu optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcısı (OD-2) için en yüksek $N_{s,a}$ oranı 200 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 200 mm kanat boyu içerisinde $N_{s,a}$ oranı minimum ve maksimum Reynolds sayıları arasında ortalama %71'lik bir artış göstermiştir. 150 mm kanat boyu için ortalama %64'lük bir artış göstermiştir. 100 mm kanat boyu için ortalama %85'lik bir artış göstermiştir.



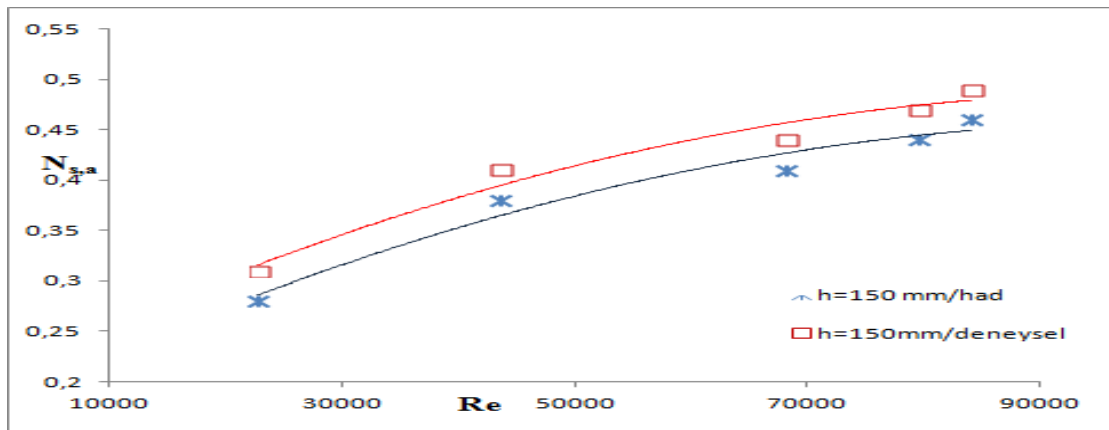
Şekil 4.37. OD-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %13.04'lük bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %9.67, %8.11, %7.89 ve %7.5'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



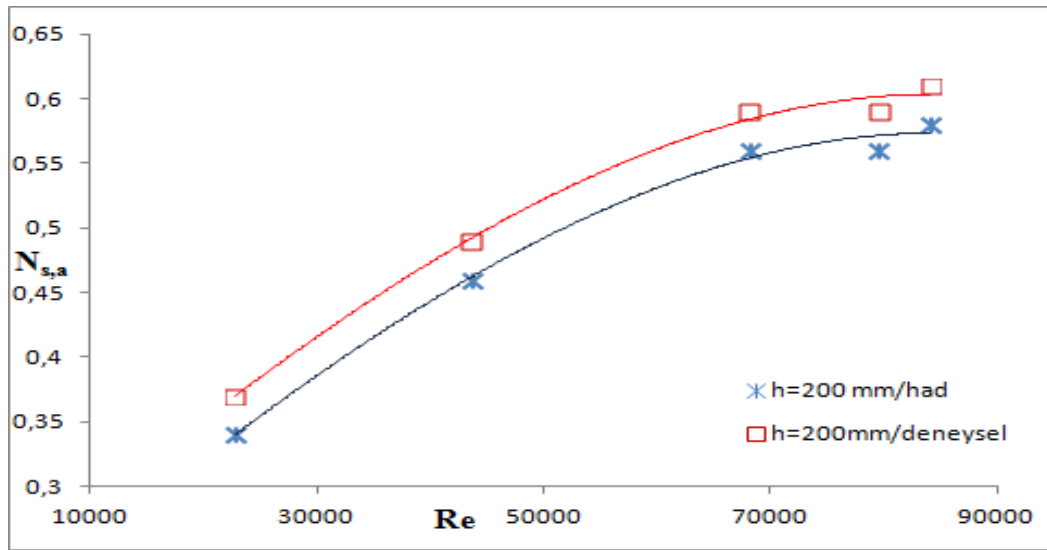
Şekil 4.38. OD-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-2 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %9.67'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %7.31, %6.81, %6.38 ve %6.12'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.39. OD-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OD-2 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %8.11'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %6.12, %5.08, %5.08 ve %4.92'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



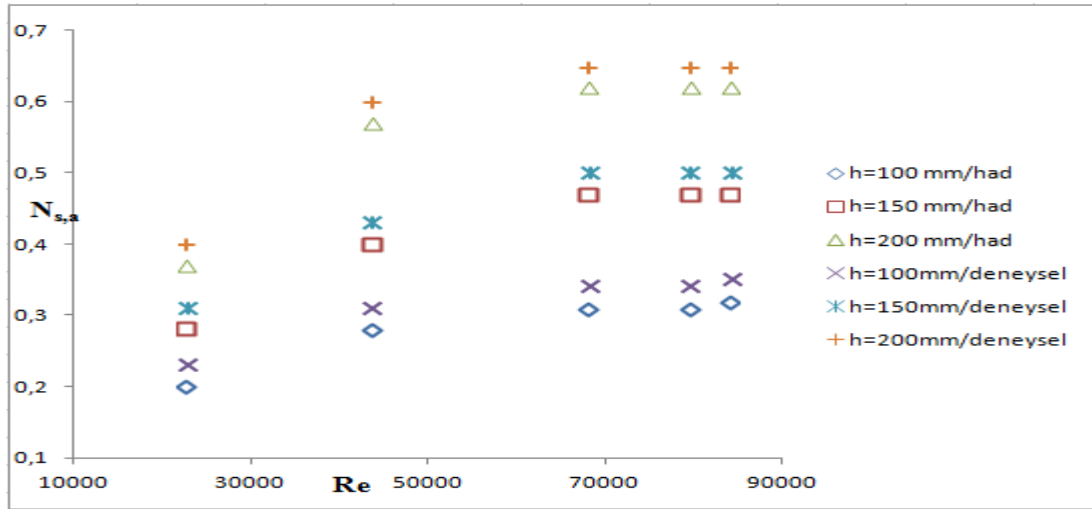
Şekil 4.40. OD-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

4.4.2. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları

Deneysel çalışmalar sonucunda optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için $N_{s,a}$ oranı hız artışı (artan Reynolds sayısı) ve kanat boyu arttıkça artış göstermiştir. En yüksek $N_{s,a}$ oranı 200 mm'lik kanat yüksekliği ve en yüksek Reynolds sayısında gözlenmiştir.

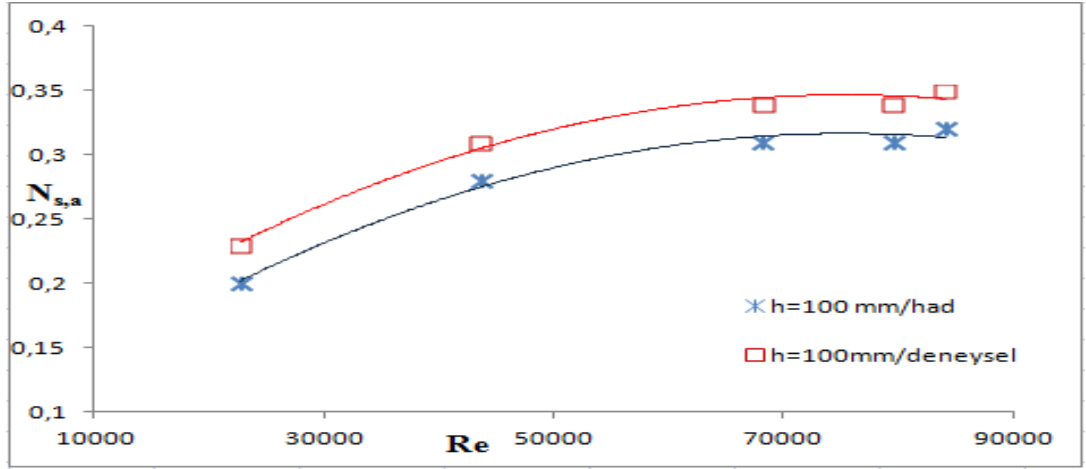
Yapılan analizler sonucunda da deneysel çalışmada görüldüğü gibi $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ve kanat yüksekliği ile artış göstermiştir. Sayısal analizler sonucunda da $N_{s,a}$ oranı 0.2-0.72 değerleri arasında bulunmuştur. Bulunan bu değerler 1 den küçük olduğundan termodinamik anlamda kanatçıklı yüzey kullanılması avantajlı bir yöntemdir

Sayısal analizler sonucu optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcısı (OA-1) için en yüksek $N_{s,a}$ oranı 200 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 200 mm kanat boyu içerisinde $N_{s,a}$ oranı minimum ve maksimum Reynolds sayıları arasında ortalama %68'lik bir artış göstermiştir. 150 mm kanat boyu için ortalama %67'lik bir artış göstermiştir. 100 mm kanat boyu için ortalama %60'lık bir artış göstermiştir.



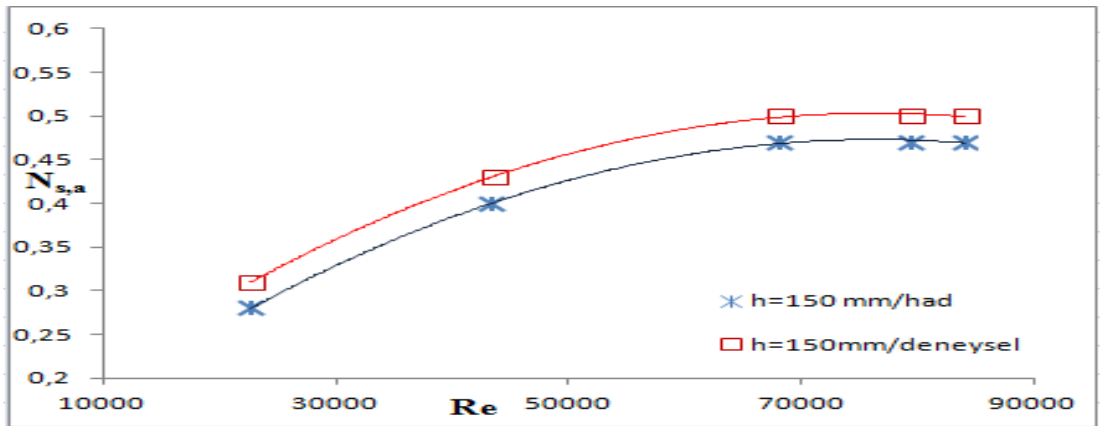
Şekil 4.41. OA-1 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %13.04'lük bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %9.67, %8.82, %8.82 ve %8.57'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.42. OA-1 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

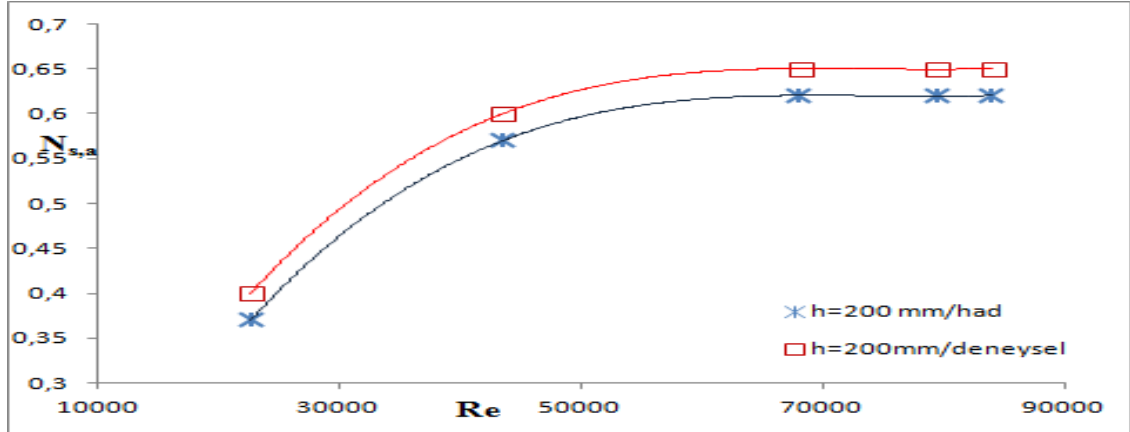
OA-1 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %9.67'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %6.97, %6.01, %6.0 ve %6.0'lık bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.43. OA-1 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

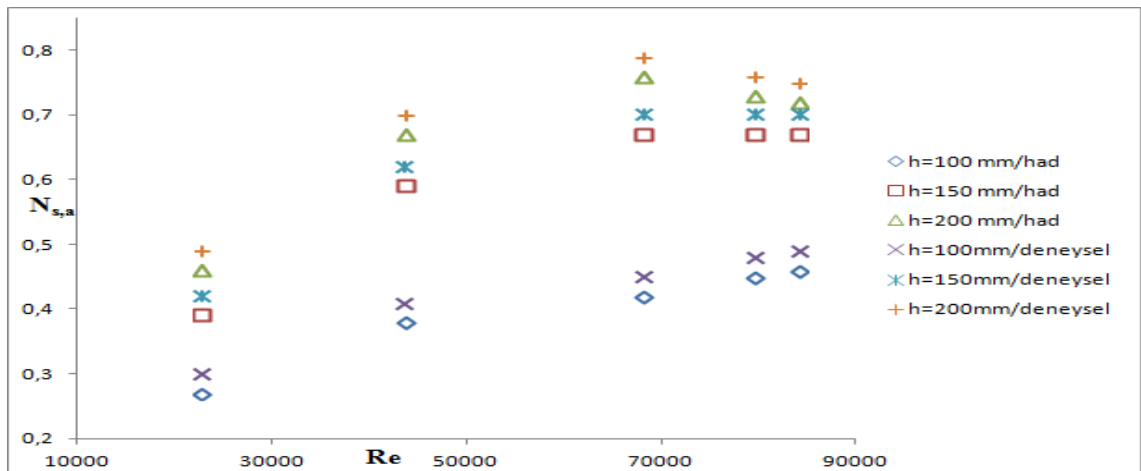
OA-1 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %7.5'lik bir artış

meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.01, %4.61, %4.61 ve %4.61'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



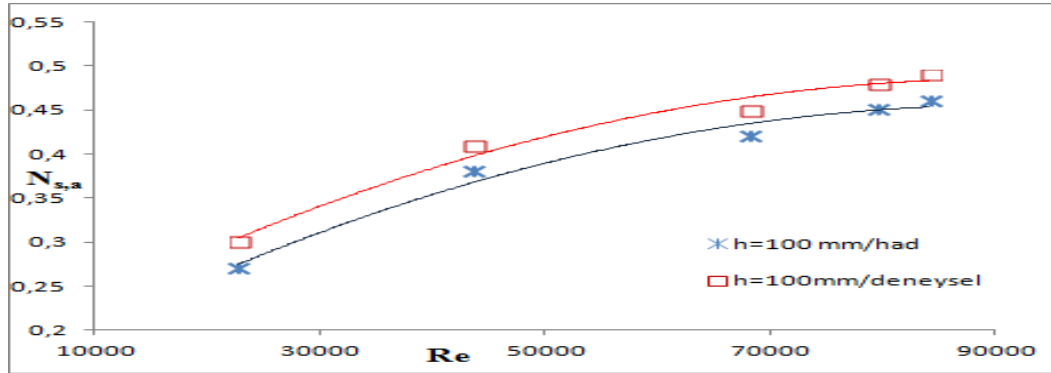
Şekil 4.44. OA-1 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Sayısal analizler sonucu optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcısı (OA-2) için en yüksek $N_{s,a}$ oranı 200 mm kanat boyunda gözlemlenmiştir. 200 mm kanat boyu içerisinde $N_{s,a}$ oranı minimum ve maksimum Reynolds sayıları arasında ortalama %57'lik bir artış göstermiştir. 150 mm kanat boyu için ortalama %72'lik bir artış göstermiştir. 100 mm kanat boyu için ortalama %71'lik bir artış göstermiştir.



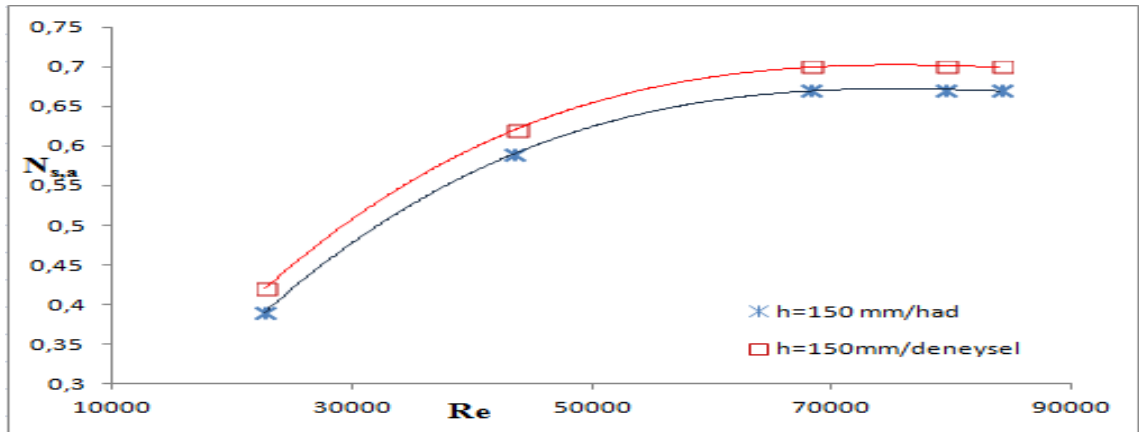
Şekil 4.45. OA-2 için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %10'luk bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %7.31, %6.66, %6.25 ve %6.12'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



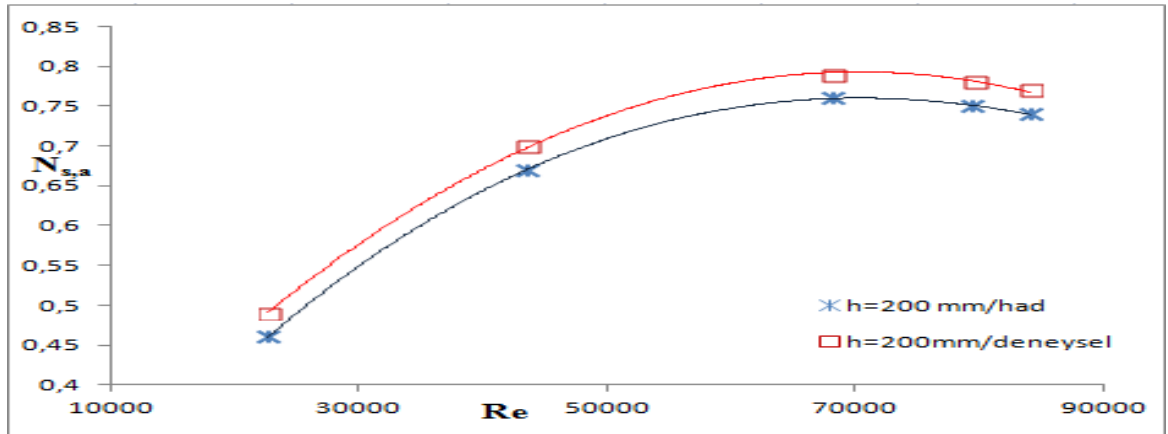
Şekil 4.46. OA-2 h=100 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-2 ısı alıcısı 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %7.14'lük bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.83, %4.28, %4.28 ve %4.28'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.47. OA-2 h=150 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

OA-2 ısı alıcısı 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %6.12'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.28, %3.97, %3.97 ve %3.97'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.48. OA-2 h=200 mm için sayısal analiz ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

4.5. Sayısal Analizler Sonucu Elde Edilen Boyutsuz Nusselt ve Boyutsuz Sürtünme Faktörü Sayısı Korelasyonları

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

Genel Korelasyon:

$$Nu = a * Re^b * Pr^c * (h/D)^d$$

$$f = a * Re^b * (h/D)^c$$

4.5.1. Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için elde edilen korelasyonlar

OD-1 ısı alıcısı için Nusselt ve sürtünme faktörü korelasyonları:

$$Nu = 0.4321 * Re^{0.4722} * Pr^{-4.243} * (h/D)^{-0.4233}$$

$$a = 0.4321, b = 0.4722, c = -4.243, d = -0.4233, R = 0.985$$

$$f = 43780.65 * Re^{-1.18} * (h/D)^{1.62}$$

$$a = 43780.65, b = -1.18, c = 1.62, R = 0.937$$

OD-2 ısı alıcısı için Nusselt ve sürtünme faktörü korelasyonları:

$$Nu = 0.4334 * Re^{0.478} * Pr^{-4.693} * (h/D)^{-0.249}$$

$$a = 0.4334, b = 0.478, c = -4.693, d = 0.249, R = 0.993$$

$$f = 123.722 * Re^{-0.708} * (h/D)^{0.793}$$

$$a = 123.722, b = -0.708, c = 0.793, R = 0.899$$

4.5.2. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için elde edilen korelasyonlar

OA-1 ısı alıcısı için Nusselt ve sürtünme faktörü korelasyonları:

$$Nu = 0.579 * Re^{0.5} * Pr^{-3.305} * (h/D)^{-0.233}$$

$$a = 0.579, b = 0.5, c = -3.305, d = -0.233, R = 0.987$$

$$f = 5247.475 * Re^{-1.011} * (h/D)^{0.359}$$

$$a = 5247.475, b = -1.011, c = 0.359, R = 0.986$$

OA-2 ısı alıcısı için Nusselt ve sürtünme faktörü korelasyonları:

$$Nu = 0.244 * Re^{0.54} * Pr^{-2.861} * (h/D)^{-0.76}$$

$$a = 0.244, b = 0.54, c = -2.861, d = -0.76, R = 0.977$$

$$f = 896.79 * Re^{-0.848} * (h/D)^{0.621}$$

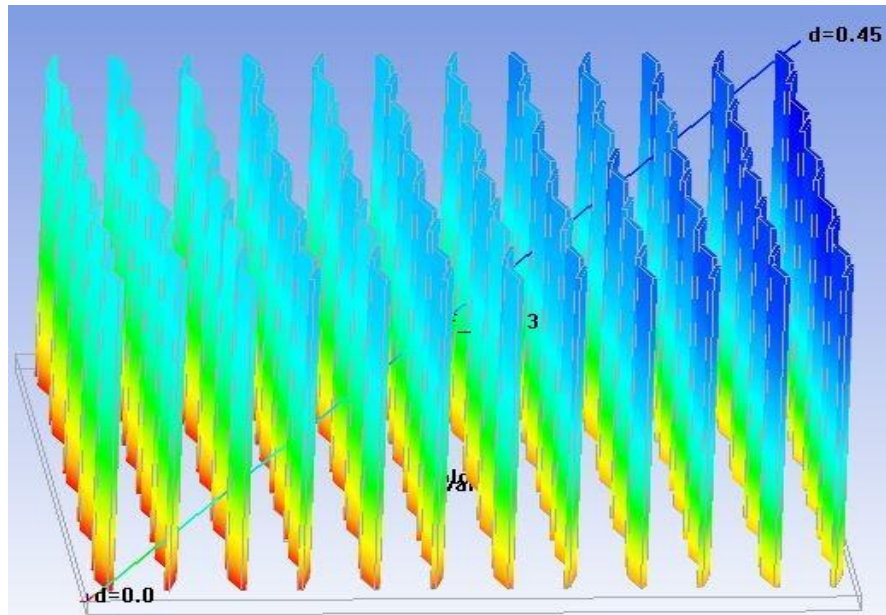
$$a= 896.79, b= -0.848, c= 0.621, R= 0.971$$

4.6. Sıcaklık Dağılımları

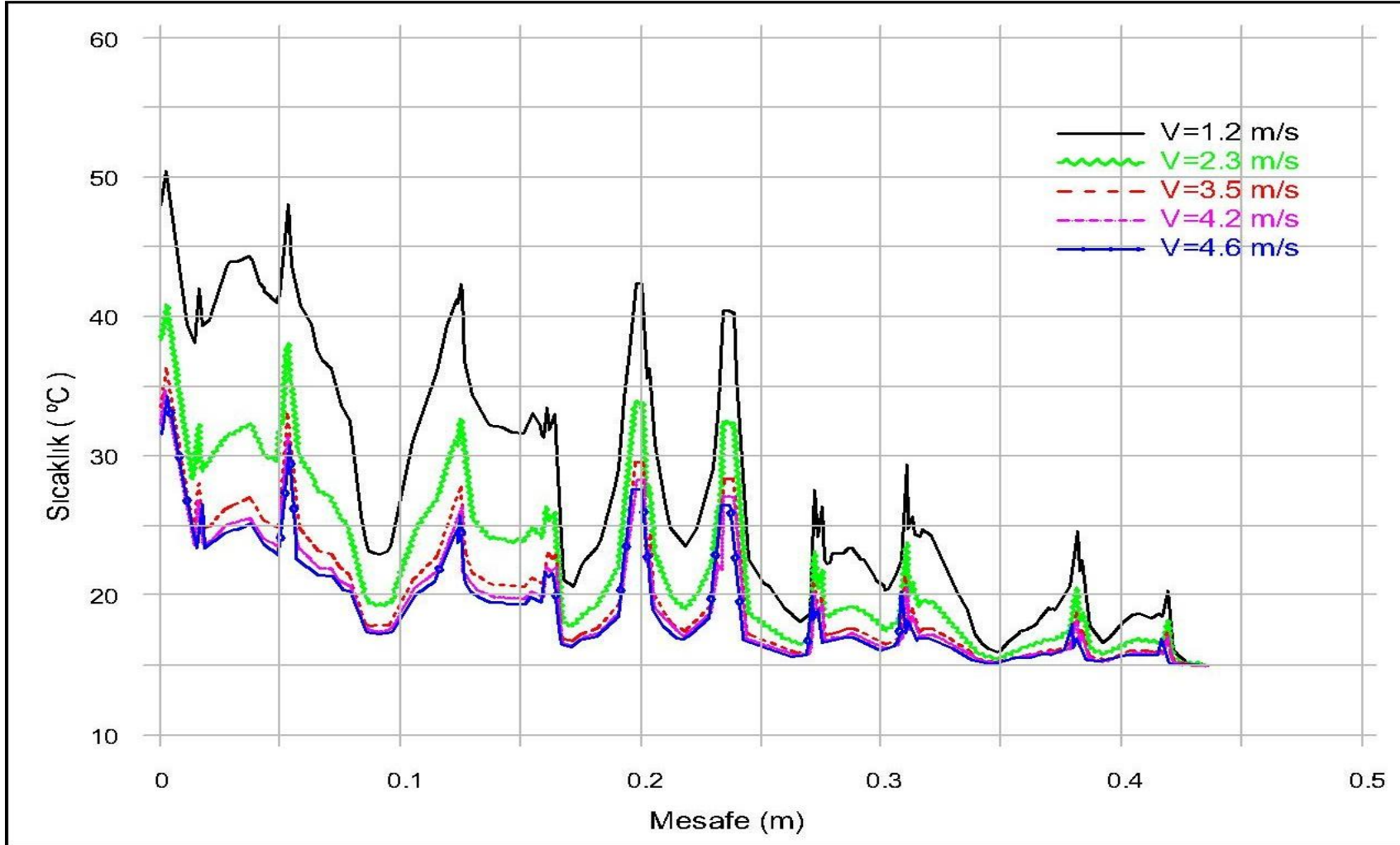
Sayısal analizler sonucunda her bir kanatçık modeli için sıcaklık dağılımı grafikleri elde edilmiştir. Grafikler için gerekli sıcaklık değerleri plakanın bir ucundaki kanatçıktan başlayıp diğer uçtaki kanatçığın en üst noktası arasında plaka yüzeyi boyunca elde edilmiştir.

Sıcaklık dağılımı grafikleri şekilde belirtildiği üzere plakanın bir ucundaki en alt noktasından diğer uçtaki en üst nokta arasında kanatçık ve hava sıcaklıkları alınarak elde edilmiştir. Hem kanatçıklar üzerinden hem de akışkan havanın sıcaklığı alındığından ötürü grafikler inişli-çıkışlı olarak elde edilmiştir. Her kanat modeli ve kanat boyu için grafikler ayrı ayrı elde edilmiş ve kanatçık modeli üzerinde sıcaklık dağılımının hız değişimi ile karşılaştırılması gösterilmiştir.

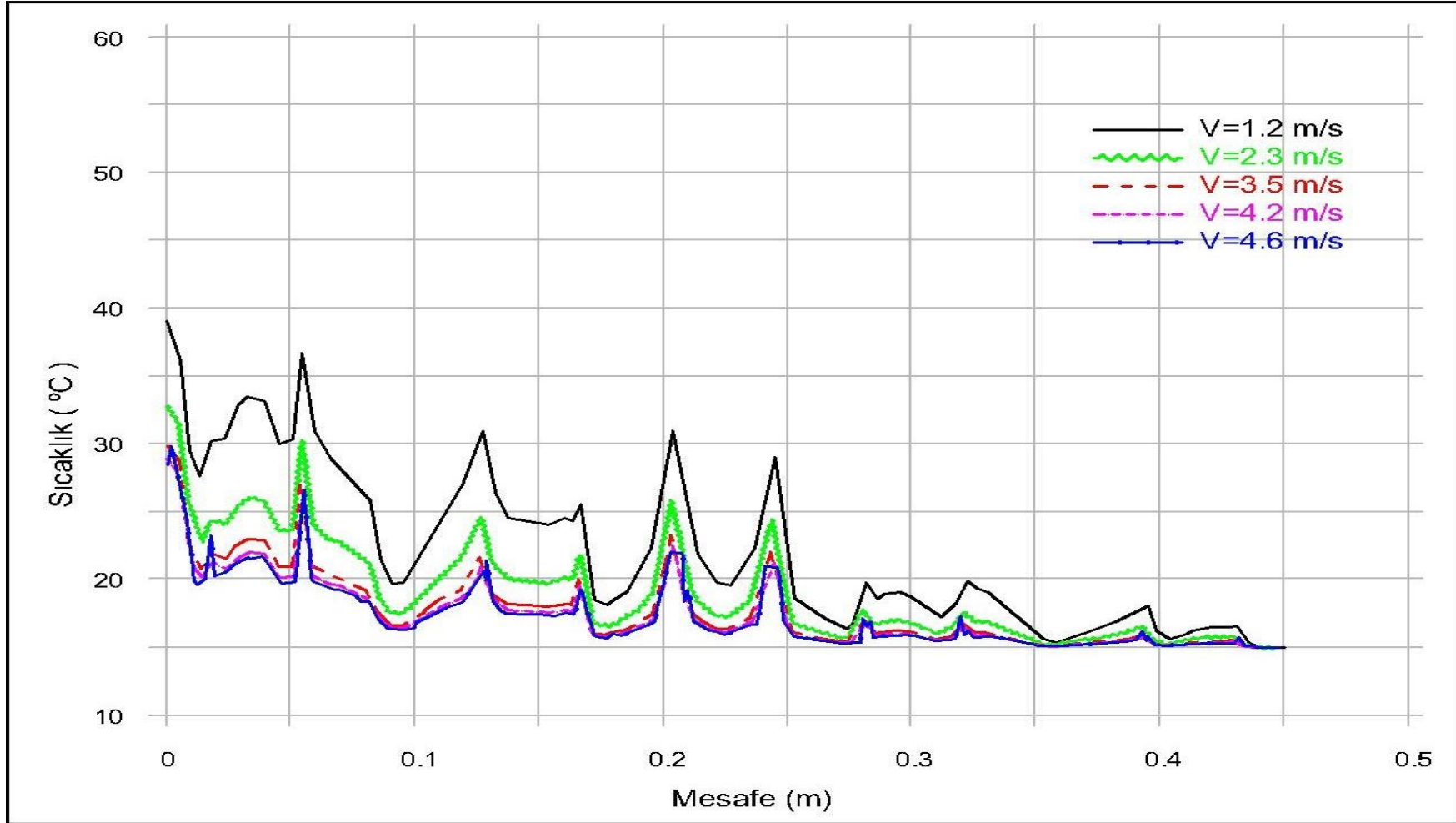
4.6.1. Optimum dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları



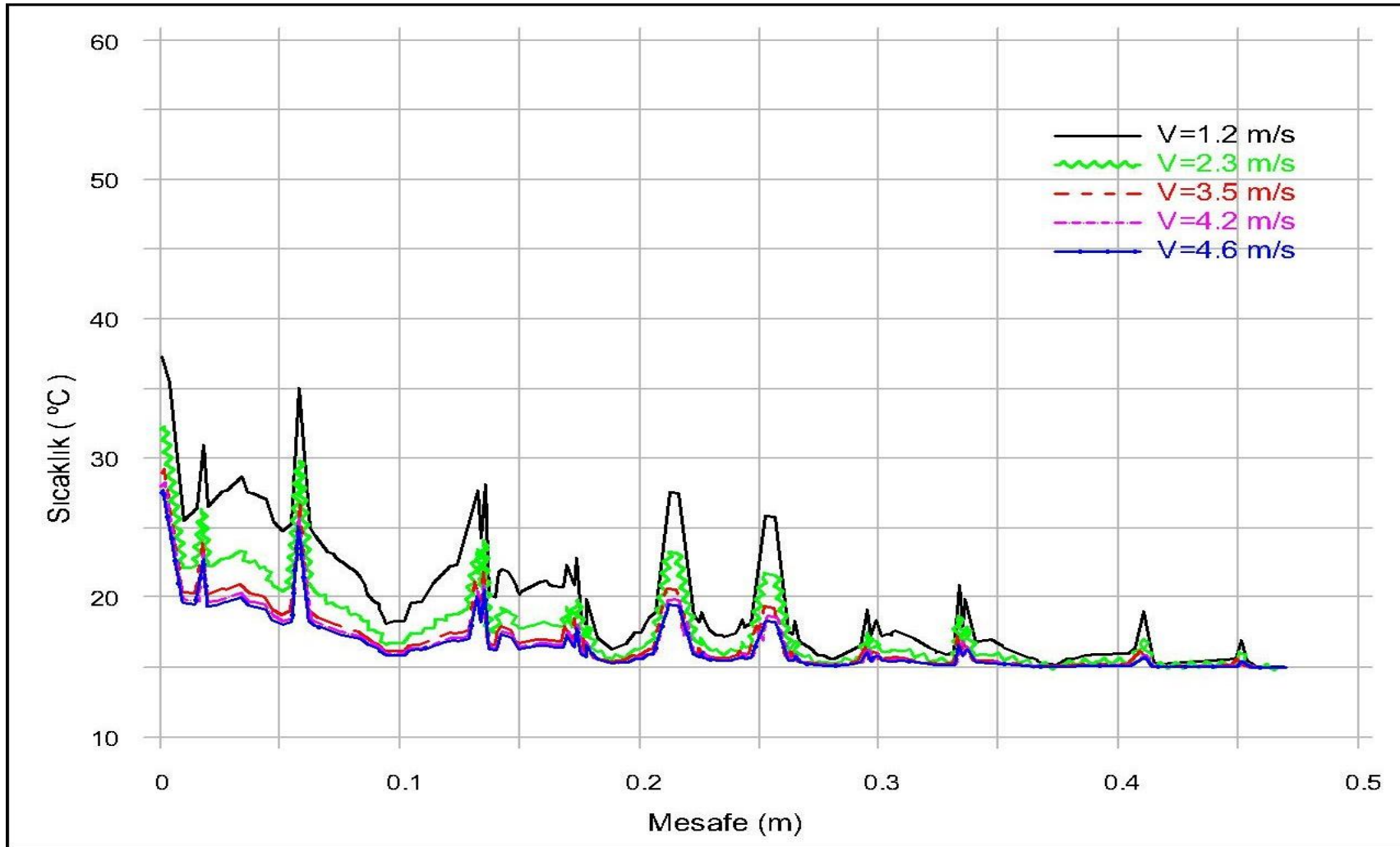
Şekil 4.49. Optimum Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için sıcaklık dağılımı



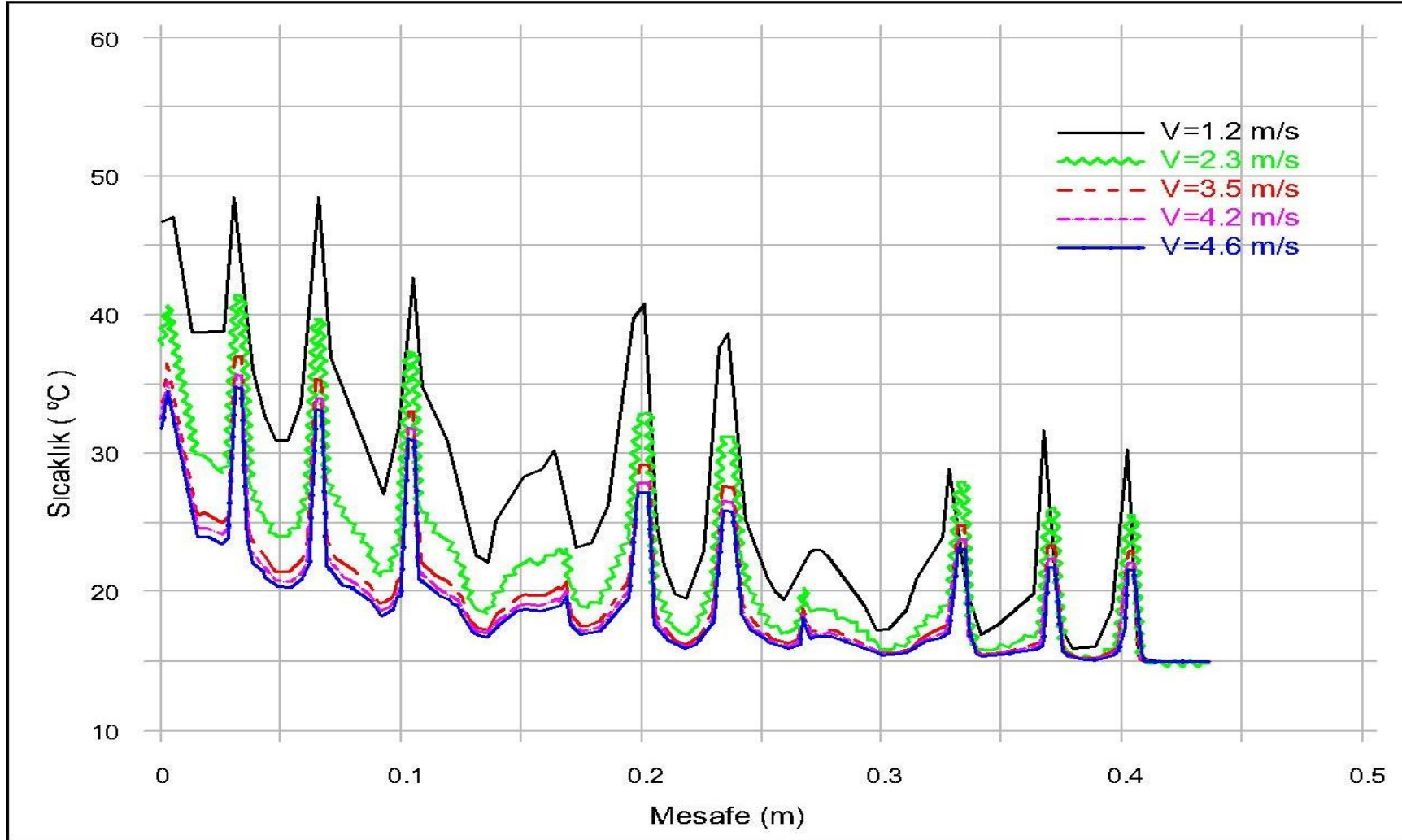
Şekil 4.50. OD-1 ısı alıcısı h= 100 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı



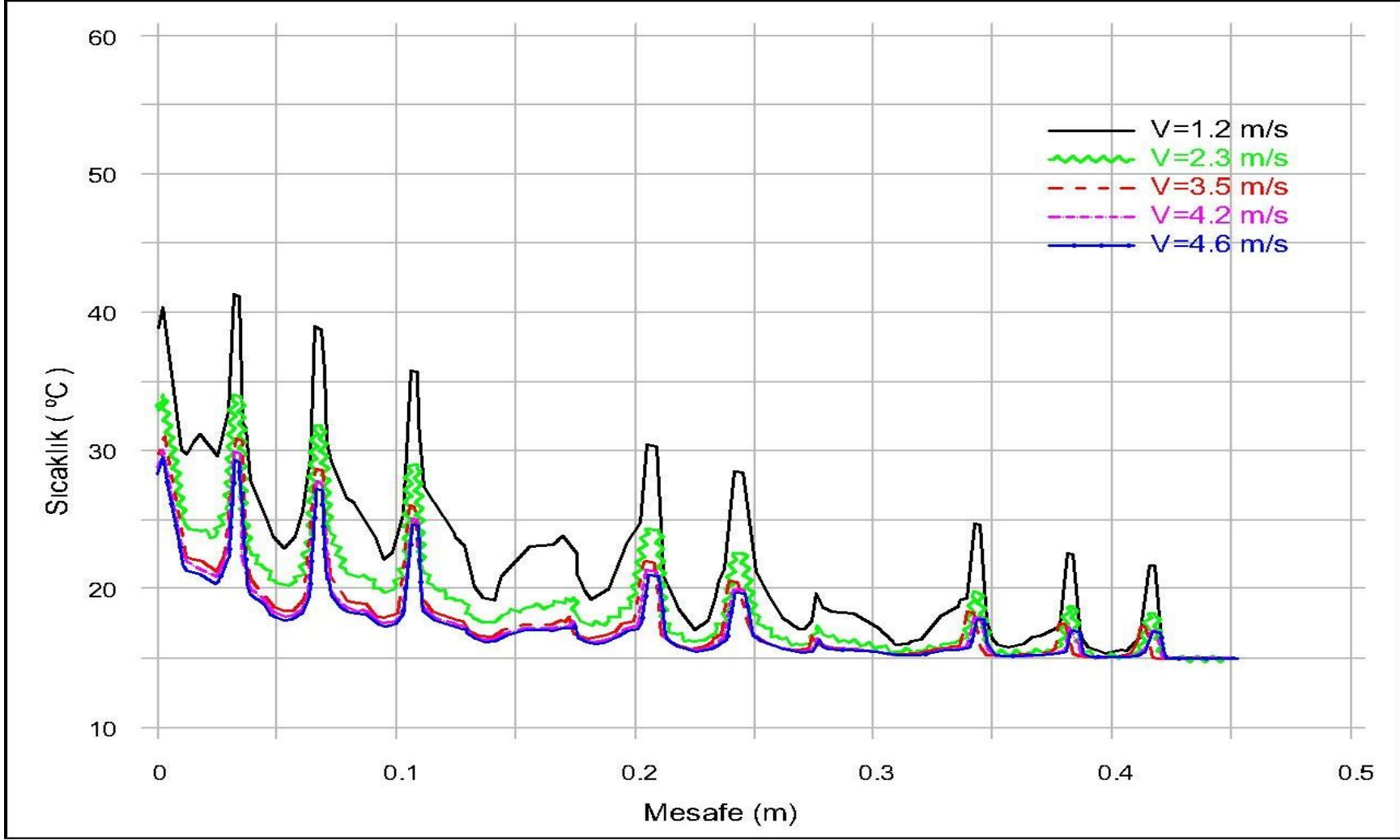
Şekil 4.51. OD-1 ısı alıcısı h= 150 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı



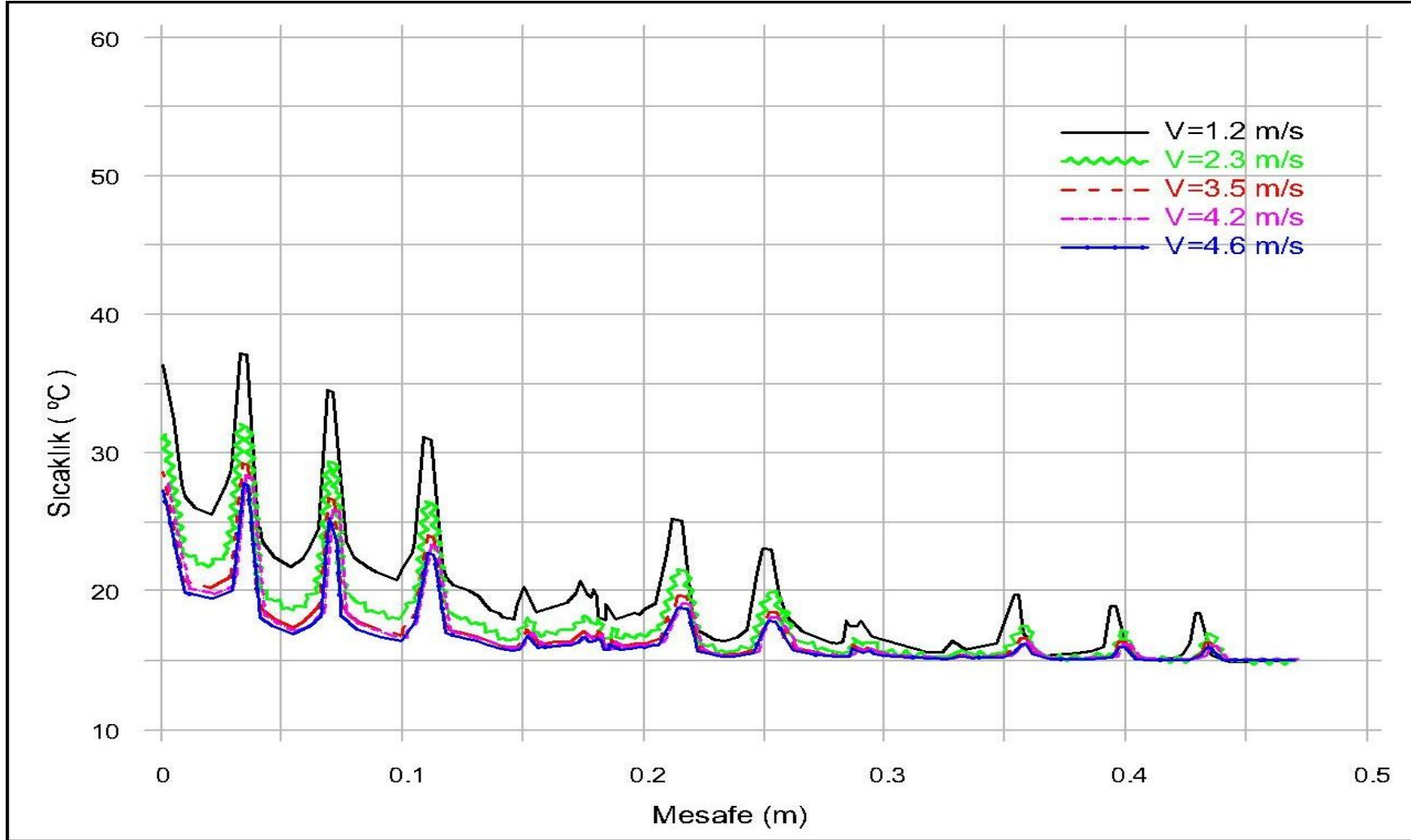
Şekil 4.52. OD-1 ısı alıcısı h= 200 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı



Şekil 4.53. OD-2 ısı alıcısı h= 100 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı

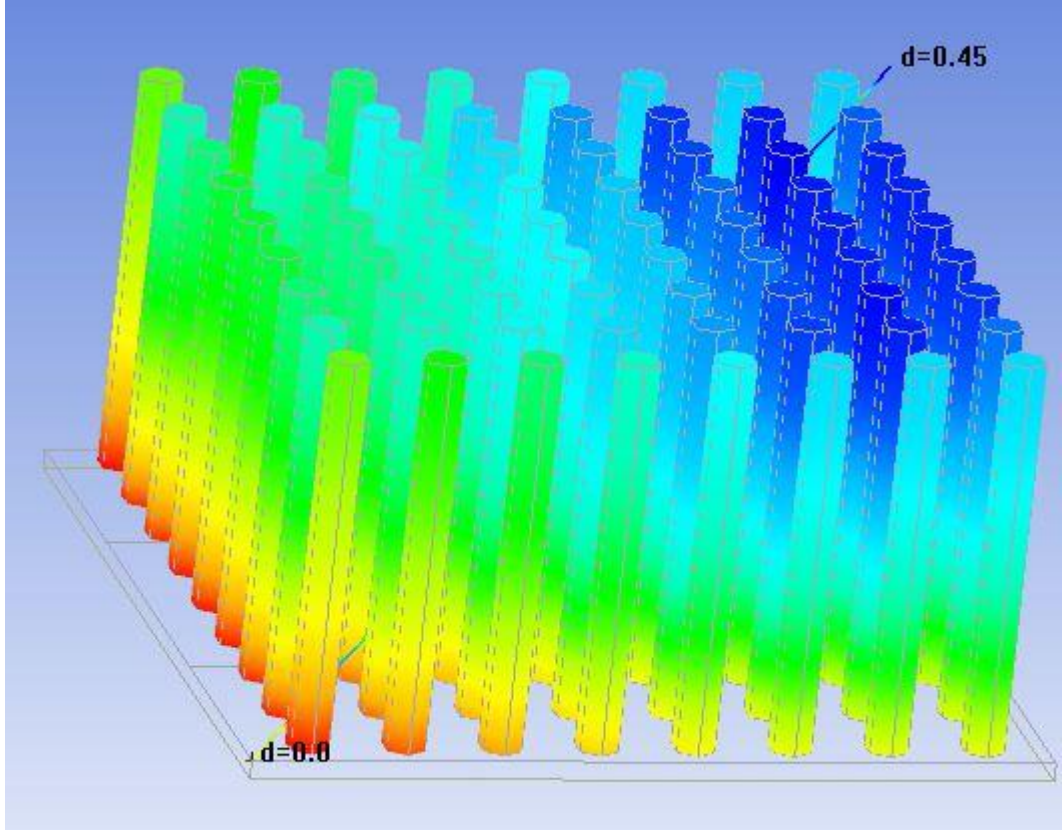


Şekil 4.54. OD-2 ısı alıcısı h= 150 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı

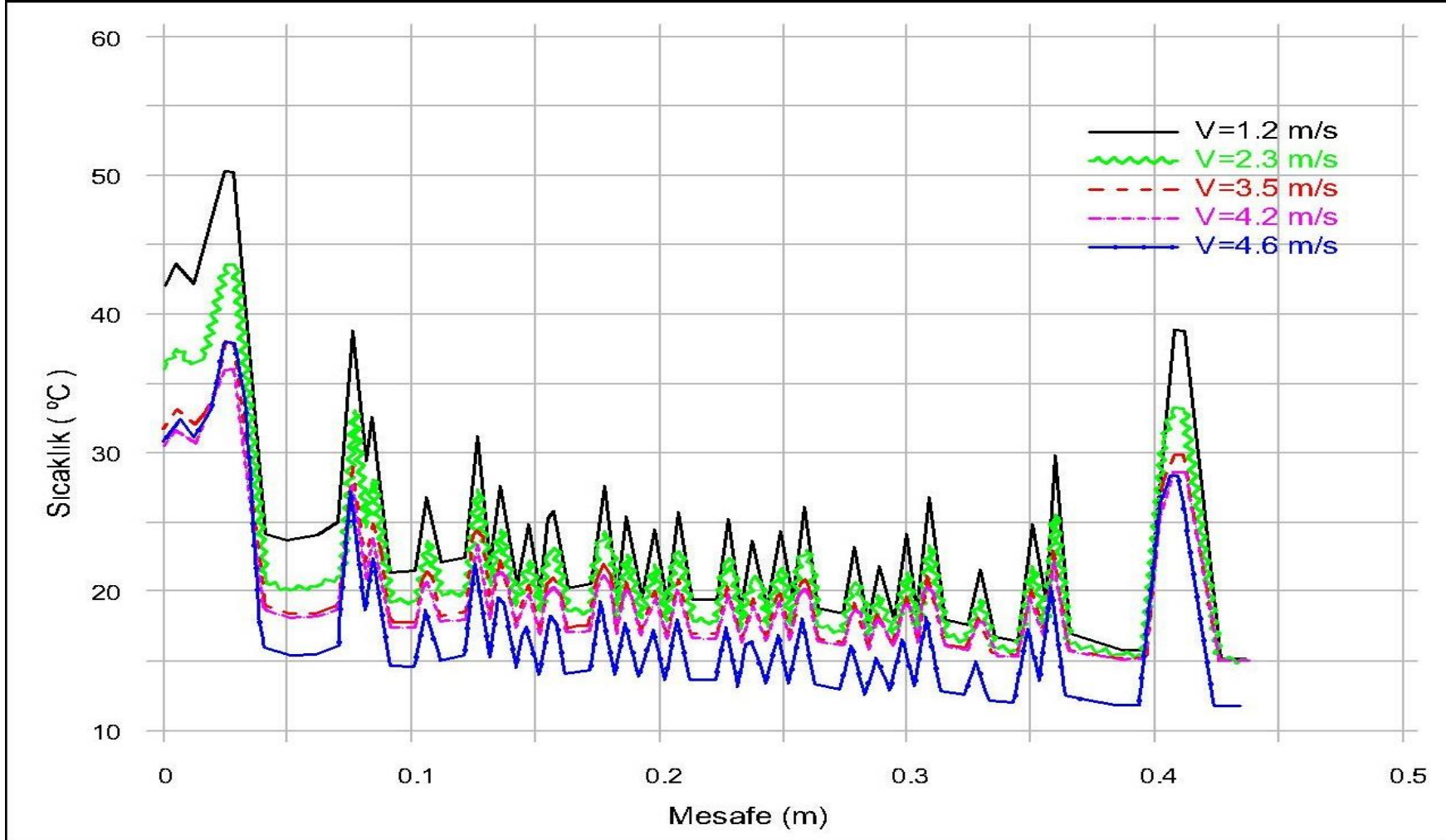


Şekil 4.55. OD-2 ısı alıcısı h= 200 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı

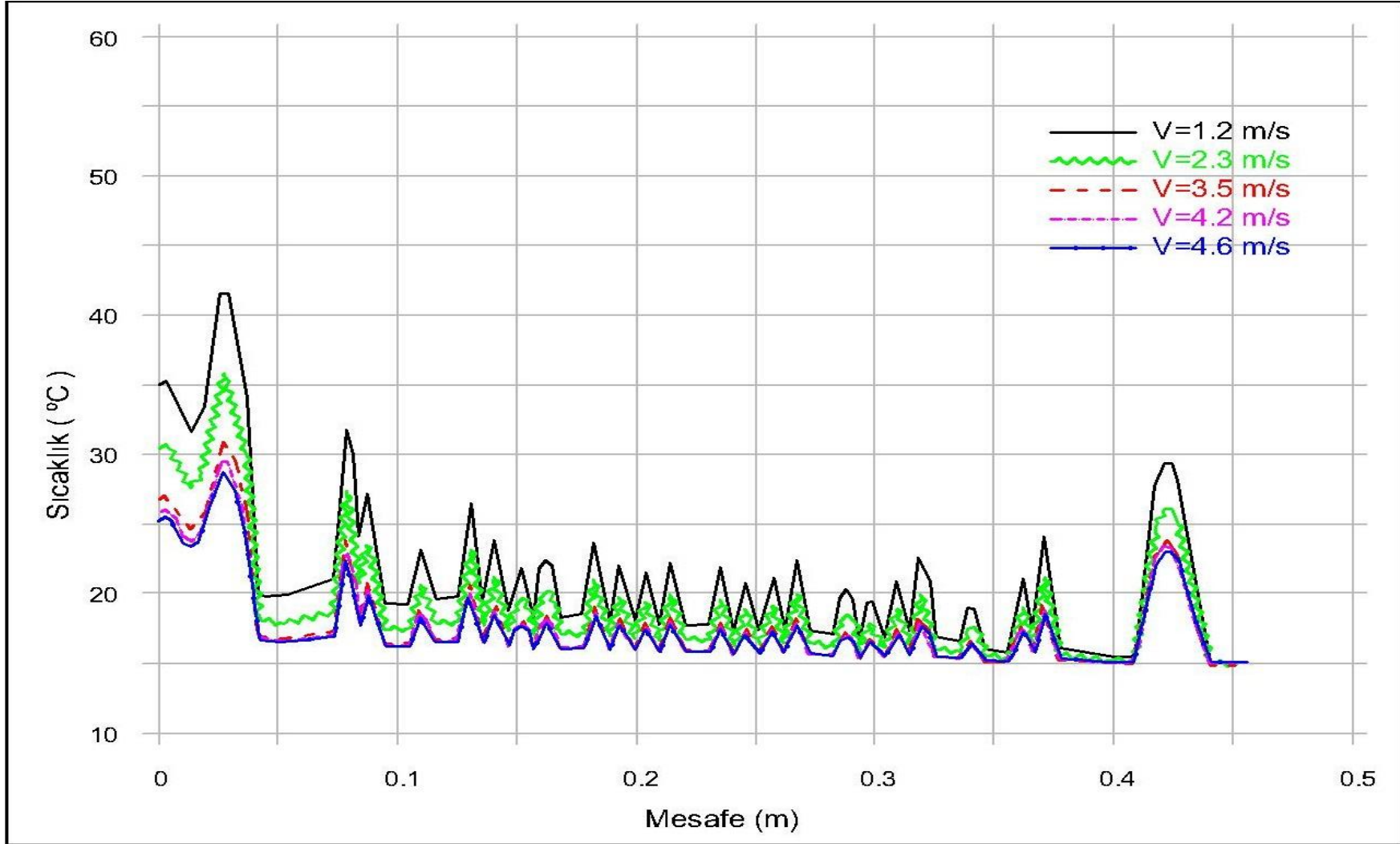
4.6.2. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları



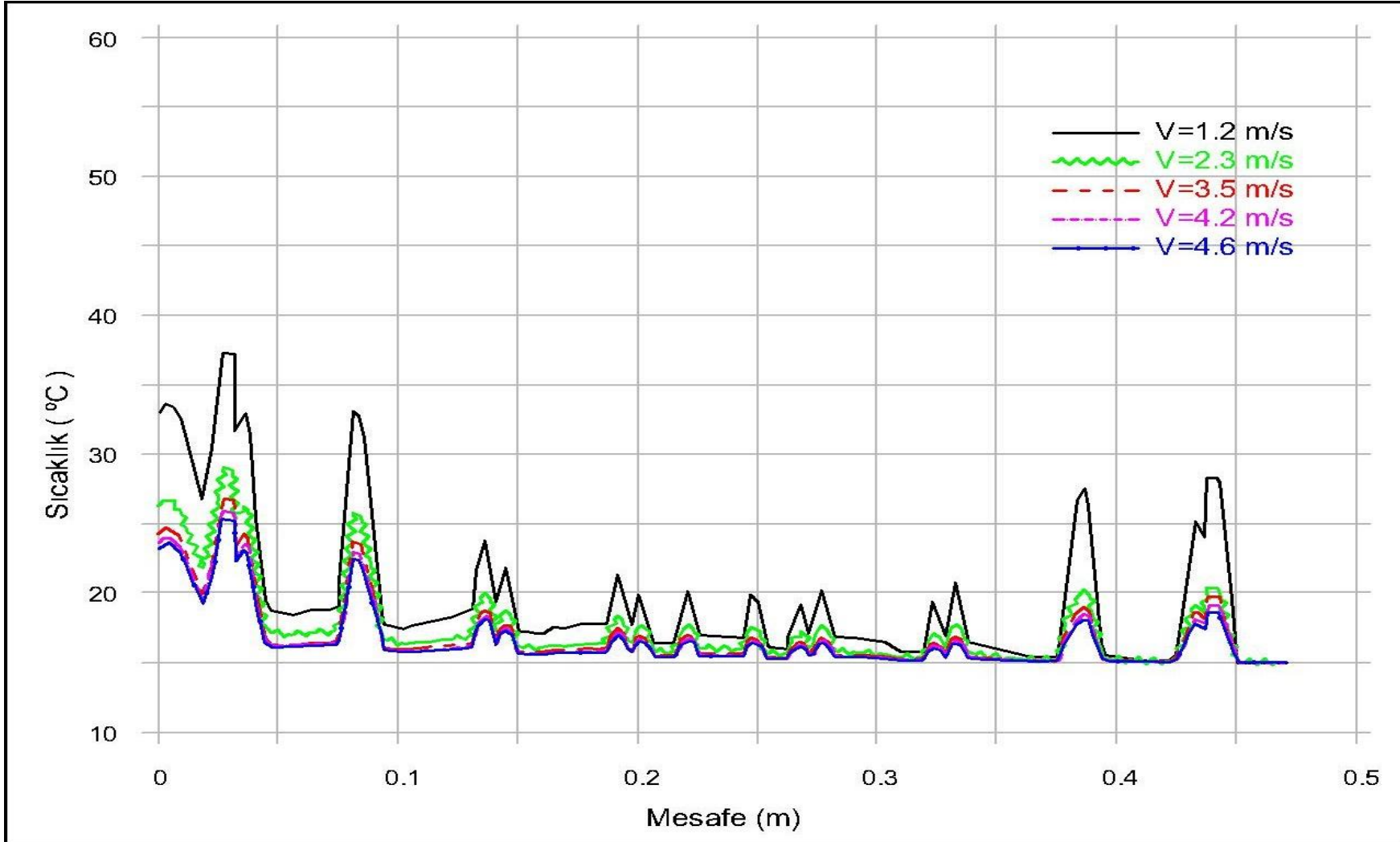
Şekil 4.56. Optimum altıgen kanatçıklı ısı alıcıları için sıcaklık dağılımı



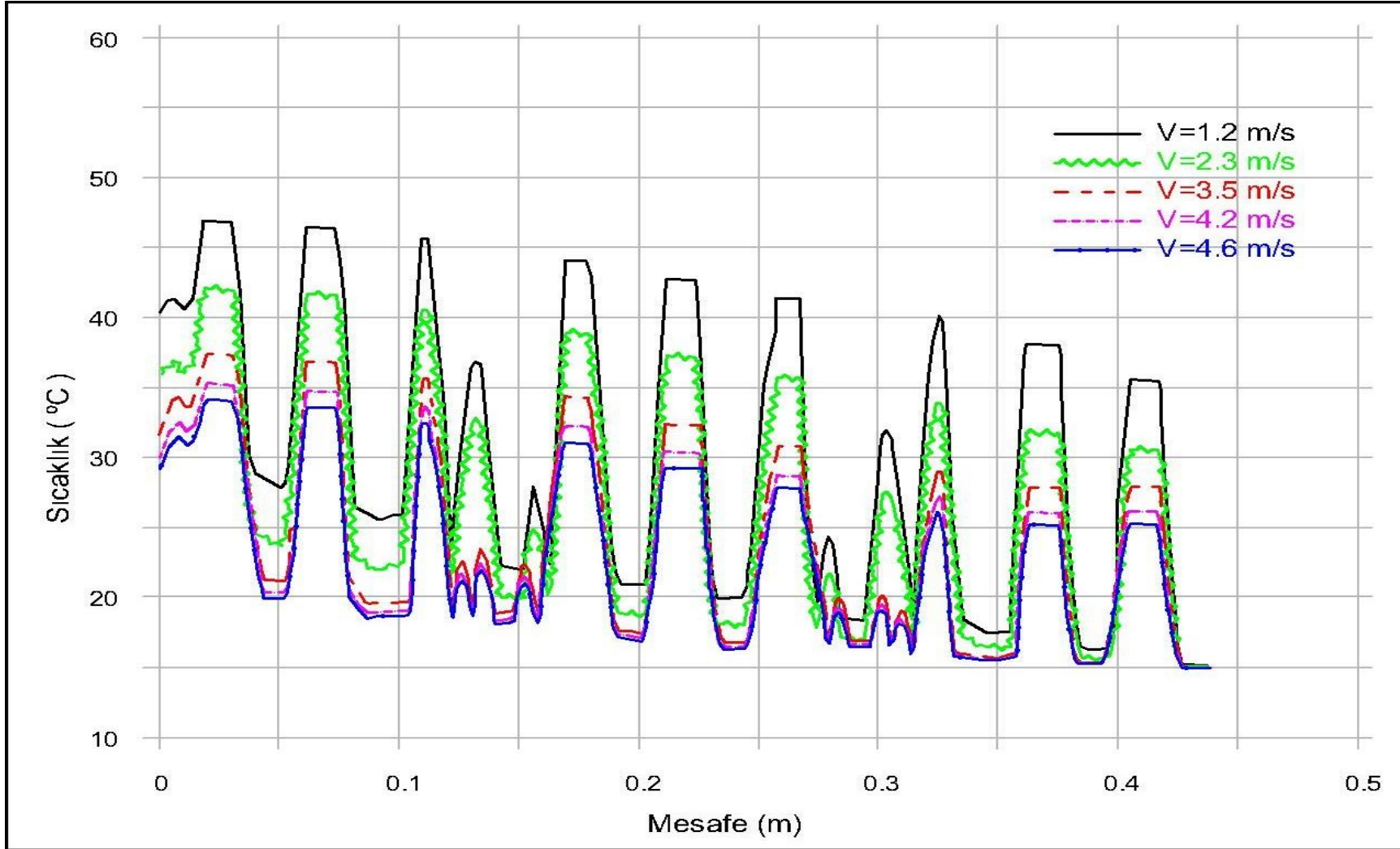
Şekil 4.57. OA-1 ısı alıcısı h= 100 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı



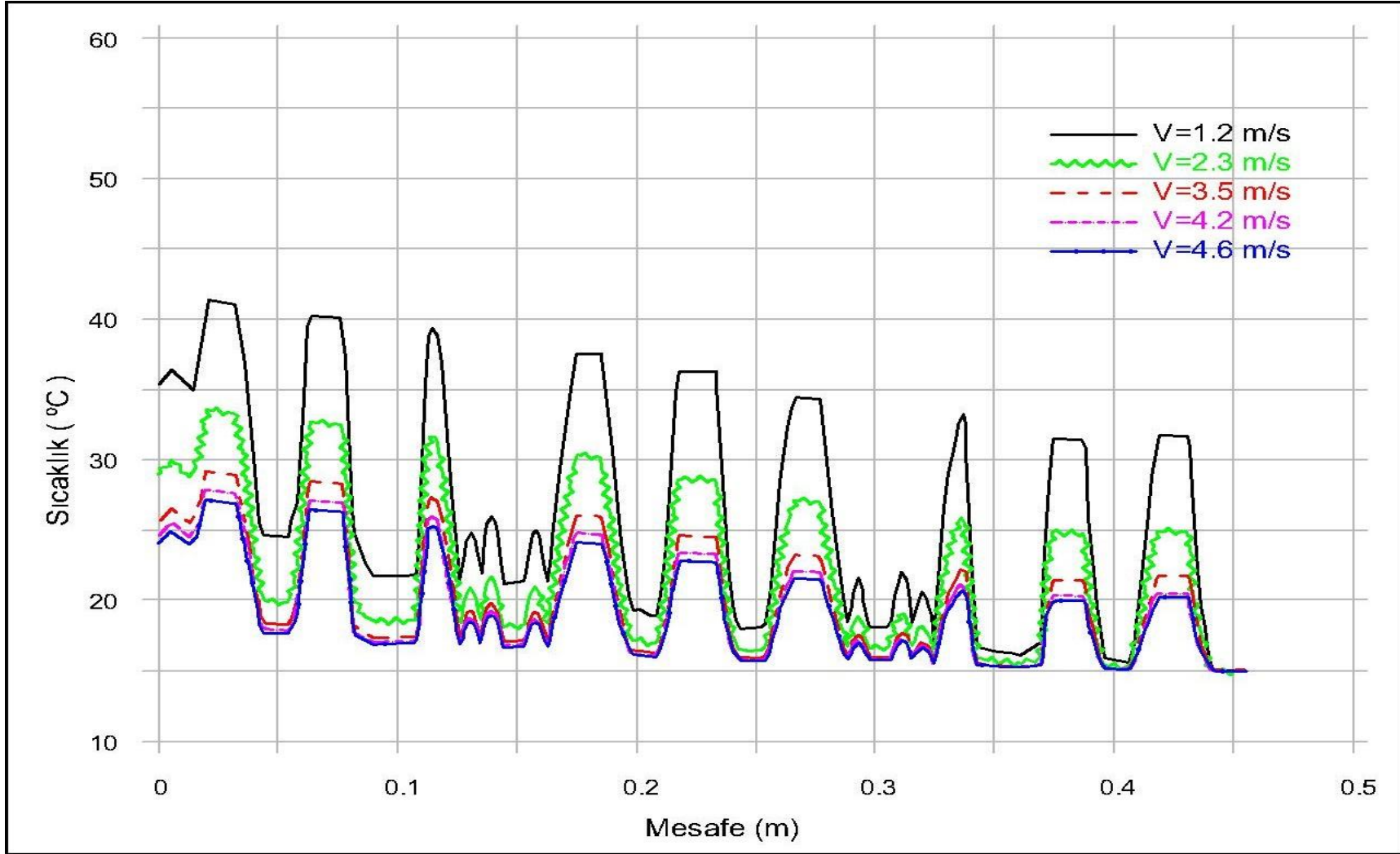
Şekil 4.58. OA-1 ısı alıcısı h= 150 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı



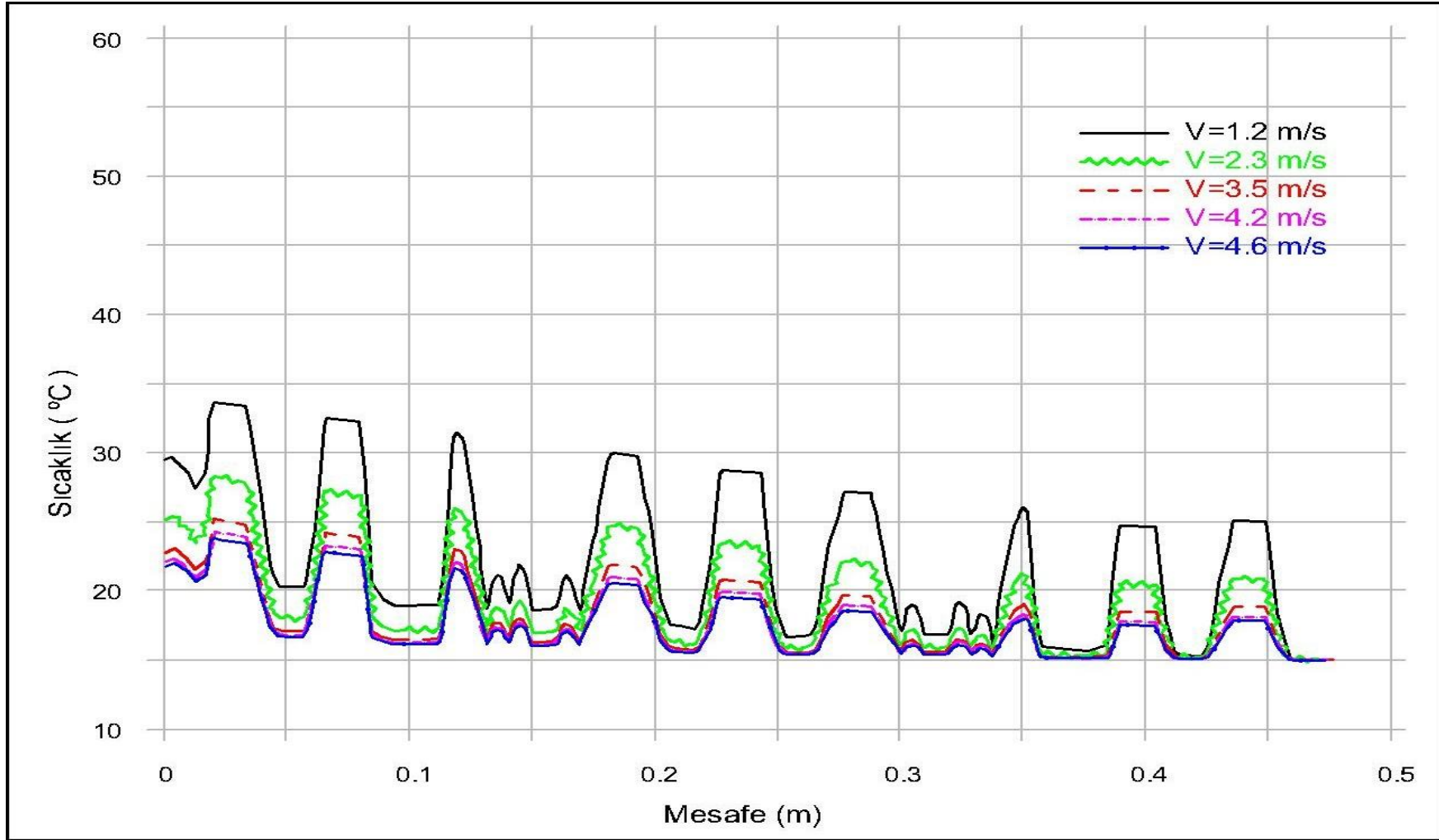
Şekil 4.59 OA-1 ısı alıcısı h= 200 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı



Şekil 4.60. OA-2 ısı alıcısı $h=100$ mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı



Şekil 4.61. OA-2 ısı alıcısı h= 150 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı



Şekil 4.62. OA-2 ısı alıcısı h= 200 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı

5. SONUÇ

Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı değiştiricileri için ısı transferi, sürtünme ve akış karakteristiklerini belirlemek amacıyla rüzgar tüneli kullanılarak yapılmış deneysel çalışmanın sayısal analizi yapılmıştır. Sayısal analizler sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- Çalışmada optimum dikdörtgen (OD-1 ve OD-2) altıgen (OA-1 ve OA-2) kanatçıklı ısı alıcılarında, sabit ısı akısında, üç farklı kanat boyunda (100, 150, 200 mm) ve 5 ayrı hız değerinde (1.2, 2.3, 3.5, 4.2 ve 4.6 m/s) ısı transferi ve akış karakteristiklerini belirlemeye yönelik sayısal analizler yapılmıştır.
- OD-1 ısı alıcısında artan Reynolds sayısı ile birlikte Nusselt sayısı ve $N_{s,a}$ oranı artmış boyutsuz sürtünme faktörü sayısı azalmıştır. Ayrıca artan kanat boyu ile Nusselt sayısı azalmış, boyutsuz sürtünme faktörü sayısı ve $N_{s,a}$ oranı artmıştır.
- OD-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk hızlar arasında deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %0.54'lük bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %1.39, %1,91, %3.08 ve %0.41'lik bir değer artışını meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %17.20'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %20.15, %17.73, %19.43 ve %19.45'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayıları için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %8.75'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %24.75, %25.82, %26.74 ve %27.05'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.

- OD-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %4.88'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %6.10, %7.29, %7.32 ve %7.35'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %4.35'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.51, %7.07, %7.23 ve %7.31'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %2.21'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.58, %6.43, %7.09 ve %7.21'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.
- OD-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %10.71'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %7.5, %6.98, %6.66 ve %6.38'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyunda ilk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %7.88'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.55, %4.82, %4.76 ve %3.95'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %6.66'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.41, %4.1, %4.0 ve %3.95'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.

- OD-2 ısı alıcısında artan hızla birlikte Nusselt sayısı ve $N_{s,a}$ oranı artmış boyutsuz sürtünme faktörü sayısı azalmıştır. Ayrıca artan kanat boyu ile Nusselt sayısı azalmış, boyutsuz sürtünme faktörü sayısı ve $N_{s,a}$ oranı artmıştır.

- OD-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %2.25'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.18, %5.41, %4.72 ve %2.01'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.21'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.48, %4.39, %7.03 ve %7.67'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %5.87'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %18.43, %9.66, %14.07 ve %17.22'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.

- OD-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %3.51'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %27.05, %23.09, %20.24 ve %18.48'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %8.88'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %6.63, %3.14, %7.35 ve %10.45'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel

sonuçla sayısal analiz arasında %1.31'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.66, %5.45, %3.69 ve %0.15'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.

- OD-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %13.04'lük bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %9.67, %8.11, %7.89 ve %7.5'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %9.67'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %7.31, %6.81, %6.38 ve %6.12'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %8.11'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %6.12, %5.08, %5.08 ve %4.92'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.

- OA-1 ısı alıcısında artan hızla birlikte Nusselt sayısı ve $N_{s,a}$ oranı artmış boyutsuz sürtünme faktörü sayısı azalmıştır. Ayrıca artan kanat boyu ile Nusselt sayısı azalmış, boyutsuz sürtünme faktörü sayısı ve $N_{s,a}$ oranı artmıştır.

- OA-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %3.61'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %7.63, %1.32, %1.28 ve %2.95'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %16.62'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds

sayıları arasında sırasıyla %19.94, %16.12, %12.65 ve %17.01'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %4.62'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %6.25, %5.59, %3.7 ve %4.92'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.

- OA-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1,34'lük bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %2.96, %4.15, %4.30 ve %4.61'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.31'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %2.89, %3.38, %3.75 ve %4.28'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.04'lük bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %2.99, %3.11, %3.66 ve %3.72'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.

- OA-1 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %13.04'lük bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %9.67, %8.82, %8.82 ve %8.57'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %9.67'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları

arasında sırasıyla %6.97, %6.01, %6.0 ve %6.0'lık bir değer artışı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %7.5'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %5.01, %4.61, %4.61 ve %4.61'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.

- OA-2 ısı alıcısında artan hızla birlikte Nusselt sayısı ve $N_{s,a}$ oranı artmış boyutsuz sürtünme faktörü sayısı azalmıştır. Ayrıca artan kanat boyu ile Nusselt sayısı azalmış, f boyutsuz sürtünme faktörü sayısı ve $N_{s,a}$ oranı artmıştır

- OA-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %9.65'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.57, %9.14, %10.57 ve %10.28'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk hızlar arasında deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %8.34'lük bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %2.05, %10.4, %9.84 ve %11.4'lük bir değer artışı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %8.67'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %17.82, %13.36, %1.41 ve %2.25'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.

- OA-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %2.36'lık bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.15, %4.26, %4.83 ve %4.85'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir. 150

mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.53'lük bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %3.67, %4.07, %4.19 ve %4.22'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da sürtünme faktörü sayısı Reynolds sayısı ile azalma göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %1.38'lik bir azalma meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %2.54, %3.93, %4.07 ve %4.18'lik bir değer kaybı meydana gelmiştir.

- OA-2 ısı alıcısı 100 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %10'luk bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %7.31, %6.66, %6.25 ve %6.12'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 150 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %7.14'lük bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.83, %4.28, %4.28 ve %4.28'lik bir değer artışı meydana gelmiştir. 200 mm kanatçık boyu için sayısal analiz ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda her iki sonuçta da $N_{s,a}$ oranı Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. İlk Reynolds sayısı için deneysel sonuçla sayısal analiz arasında %6.12'lik bir artış meydana gelmiştir. Takip eden Reynolds sayıları arasında sırasıyla %4.28, %3.97, %3.97 ve %3.97'lik bir değer artışı meydana gelmiştir.

Sonuç olarak sayısal analiz deneysel çalışma ile uyum içerisindedir.

KAYNAKLAR

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

- Cengel, Y.A., Boles, M.A., 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Literatür Yayıncılık, İstanbul
- Cengel, Y.A., Boles, M.A., 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Literatür Yayıncılık, İstanbul
- Cengel, Y.A., Çimbala, J.M., 2007. Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları
- Chang, S.W., Liou, T.M., Lu, M.H., 2005. Heat transfer of rectangular narrow channel with two opposite scale-roughened walls. *Heat and Mass Transfer*, 48, 3921-3931
- Chen, J. M., Liu, C. H., 1999. Vortex shedding and surface pressures on a square cylinder at incidence to a uniform air stream. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 20, 592-597.
- Chen, T. Y., Shu, T. H., 2003. Flow structures and heat transfer characteristics in fan flows with and without delta-wing vortex generators. *Experimental Thermal and Fluid Science*,
- Chen, Z., Li, Q., Meier, D., Warnecke, H. J., 1997. Convective heat transfer and pressure loss in rectangular ducts with drop-shaped pin fins. *Heat and Mass Transfer*, 33, 219-224.
- Chiang, Ko-Ta., Chang, Fu-Ping., Tsai, Te-Chang., 2006. Optimum design parameters of Pin-Fin heat sink using the grey-fuzzy logic based on the orthogonal arrays. *Heat and Mass Transfer*, 33, 744-752
- Dogruoz, M. B., Urdenata, M. Ortega, A., 2002. Experimental and modelling of heat transfer of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow. *Proceedings of IMECE 2002 ASME Int. Mech. Eng. Congress and Exposition*, November 17-22, New Orleans, Louisiana.
- Dogruoz, M. B., Urdenata, M. Ortega, A., 2002. Experimental and modeling of the hydraulic resistance of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow. *Proc. I Therm Eight Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*, San Diego, California.
- El-Sayed, S.A., Mohamed, M. S., Abdel-latif, A. M. Abouda, A. E., 2002. Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 879-900.
- Feng, T.Q., Xu, J.L., 2004. An analytical solution of thermal resistance of cubic heat spreaders for electronic cooling. *Appl. Thermal Eng.*, 24, 323-337.
- Fiebig, M., 1995. Embedded vortices in internal flow: heat transfer and pressure loss enhancement. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 16, 376-388.
- Fluent Inc., 2012. *Fluent 14.5 User's Guide*. Canonsburg
- Gentry, M. C. Jacobi, A. M., 1997. Heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: vortex interactions with the boundary layer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14, 231-242.
- Han, J. C., Ou, S., Park, S. J., Lei, K. C., 1989. Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratio with rib turbulators. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 32, 1619-1630.
- 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.

- Harahap, F., Setio, D., 2001. Correlations for heat dissipation and natural convection heat-transfer from horizontally-based, vertically-finned arrays. *Applied Energy*, 69, 29-38.
- Hirota, M., Fujita, H., Yokosawa, H., Nakai, H., Itoh, H., 1997. Turbulent heat transfer in a square duct. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 18, 170-180.
- Holman, J.P., 2001. *Experimental methods for engineers*. 7th ed., Mc Graw Hill
- Horvat A., Catton, I., 2004. Numerical technique for modeling conjugate heat transfer in an electronic device heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 2155-2168.
- Igarashi, T., Mayumi, Y., 2001. Fluid flow and heat transfer around a rectangular cylinder with small inclined angle (the case of a width/height ratio of a section of 5). *International Journal of Heat and Fluid Flow* 22, 279-286.
- Incropera, F. and Dewitt P.D., 2001. *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*. Literatür Yayınları No: 51, İstanbul.
- Issa, J S., Ortega, A., 2002. Experimental measurements of the flow and heat transfer of a square jet impinging on an array of square pin fins. IMECE2002, November 17-22, New Orleans, Louisiana.
- Jeng, T.M., Tzeng, S.C., 2006. Pressure drop and heat transfer of square pin fin arrays in-line and staggered arrangements. *Heat and Mass Transfer*, 50, 2364-2375.
- Jeong, J., Kim, C.N., Youn, B., Kim, Y.S., 2004. A study on the correlation between the thermal contact conductance and effective factors in fin-tube heat exchanger with 9.52 mm tube. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 25, 1006-1014.
- Jubran, B.A., Al-Salaymeh A.S., 1996. Heat transfer enhancement in electronic modules using ribs and “film-cooling-like” techniques. *Int. J. Heat and Fluid Flow* 17, 148-154.
- Khorunzhii, I., Gabor, H., Job, R., Fahrner, W.R., Baumann, H., 2003. Modeling of a pin-fin heat converter with fluid cooling for power semiconductor modules. *International Journal of Energy Research*, 27, 1015-1026.
- Kim, K.S., Won, W.H., Kim, J.W., Back, B.J., 2003. Heat pipe cooling technology for desktop PC CPU. *Applied Thermal Engineering*, 23, 1137-1144.
- Kiml, R., Mochizuki, S., Murata, A., 2001. Effects of rib arrangements on heat transfer and flow behavior in a rectangular rib-roughened passage: application to cooling of gas turbine blade trailing edge. *Journal of Heat Transfer*, 123, 675-681.
- Kline, S.J., McClintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mech Eng.*, 75, 3-8.
- Kobus, C.J., Oshio, T., 2005. Development of a theoretical model for predicting the thermal performance characteristics of a vertical pin-fin array heat sink under combined forced and natural convection with impinging flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48, 1053-1063.
- Kondjoyan, A., Peneau, F., Boisson, H.C., 2002. Effect of high free stream turbulence on heat transfer between plates and air flows: a review of existing experimental results. *Int. J. Therm. Sci.* 41, 1-16.
- Kuznik, F., Rusaouën, G., Hohotă, R., 2005. Experimental and numerical study of a mechanically ventilated enclosure with thermal effects. *Energy and Buildings*, 38, 931-938.
- Laraqi, N., Baïri, A. and Segui, L., 2004. Temperature and thermal resistance in frictional devices. *Appl. Thermal Eng.*, 24, 2567-2581.

- Lau, S., 1995. Experimental study of the turbulent flow in a channel with periodically arranged longitudinal vortex generators. *Exp. Thermal and Fluid Science*, 11 (3), 255-261.
- Lau, S., Meiritz, K., Ram V.I.V., 1999. Measurement of momentum and heat transport in the turbulent channel flow with embedded longitudinal vortices. *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, 20 (2), 128-141.
- Lee S., 1995. Optimum design and selection of heat sinks. Eleventh IEEE Semi-Therm Symposium.
- Lee, P.S., Garimella, W., 2006. Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios.
- Leon, O., Mey G.D., Dick, E., 2002. Study of the optimal layout of cooling fins in forced convection cooling. *Microelectronics Reliability* 42, 1101-1111.
- Leung, C. W., Probert, S. D., Shilston, M. J., 1986. Heat transfer performance of vertical rectangular fins protruding from rectangular bases: Effect of fin length. *Applied Energy*, 22, 313-318.
- Leung, C.W., Kang, H.J., Probert, S.D., 1997. Horizontal simulated printed-circuit board assembly in fully-developed laminar-flow convection. *Applied Energy*, 56 (1), 71-91.
- Li, Q., Chen, Z., Flechtner, U., Warnecke, H.J., 1998. Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 19, 245-250.
- Lin, S.C., Chuang, F.S., Chou, C.A., 2004. Experimental study of the heat sink assembly with oblique straight fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29, 591-600.
- Long Tsai, G., Yi in, C., 2010. Effect of the angle of inclination of a plate shield on the thermal and hydraulic performance of a plate-fin heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 364-371
- Lyman, A.C., Stephan, R.A., Thole, K.A., Zhang, L.W., Memory, S.B., 2002. Scaling of heat transfer coefficients along louvered fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 547-563.
- Marin, L., Elliott, L., Heggs, P.J., Ingham, D.B., Lesnic, D., Wen, X., 2003. Analysis of polygonal fins using the boundary element method. *Applied Thermal Engineering*, 24, 1321-1339.
- McGlen, R.J., Jachuck, R., Lin, S., 2004. Integrated thermal management techniques for high power electronic devices. *Applied Thermal Engineering*, 24 (8-9), 1143-1156.
- Meinders, E.R., Hanjalic, K., 1999. Vortex structure and heat transfer in turbulent flow over a wall-mounted matrix of cubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 20, 255-267
- Meinders, E.R., Hanjalic, K., 2002. Experimental study of the convective heat transfer from in-line and staggered configurations of two wall-mounted cubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45, 465-482.
- Mohamed, M.M., 2005. Air cooling characteristics of a uniform square modules array for electronic device heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 26, 486-493.
- Naik, S. Probert, S. D., Bryden, I.G., 1999. Heat transfer characteristics of shrouded longitudinal ribs in turbulent forced convection. *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, 20, 374-384.

- Naik, S. Probert, S. D., Shilston, M. J., 1987. Forced convective steady-state heat transfers from shrouded vertical fin arrays, aligned parallel to an undisturbed air-stream. *Applied Energy*, 26, 137-158.
- Niceno, B., Dronkers, A. D. T., Hanjalic, K., 2002. Turbulent heat transfer from a multi-layered wall-mounted cube matrix: a large eddy simulation. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23, 173-185.
- Ohadi, M., 2003. Thermal management of next generation low volume complex electronics. *Advanced Liquid Cooling*, Scottsdale's, May 13, University of Maryland.
- Phadke, MS., 1989. *Quality engineering using robust design*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall.
- Phadke, MS., Kackar, RN., Speeney, D.V., Grieco, MJ, 1983. Off-line quality control in integrated fabrication using experimental design. *Bell Sys Tech J*, 62 (5), 1273-309.
- Plint-Partners Inc. Wind tunnel and smoke generator operating manual. Oakland's Park, Workingham, England.
- Prasad, A., Williamson, C. H. K., 1997. Three-dimensional effects in turbulent bluff body wakes. *Exp Thermal and Fluid Science*, 14 (1), 9-16.
- Prstic, S., Iyengar, M., Bar-Cohen, A., 2000. Bypass effect in high performance heat sinks. *The ASME-ZSITS International Thermal Science Seminar*, 11-14 June, Bled, Slovenia.
- Rensburg, R., 2001. *Thermal design of electronic equipment*. Boca Raton: CRC Press LLC.
- Rocha, L. A. O., Saboya, F. E. M., Vargas, J. V. C., 1997. A comparative study of elliptical and circular sections in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 18, 247-252.
- 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.
- Saha, A. K., Acharya S., 2003. Parametric study of unsteady flow and heat transfer in a pin-fin heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 46, 3815-3830.
- Sahin, B., 2004. Daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi. *Doktora Tezi*, Erzurum.
- Sahin, B., Demir, A., 2007. Performance Analysis of a heat exchanger having perforated square fins. *Applied Thermal Engineering*, In Press.
- Sahin, B., Yakut, K., Kotcioglu, I., Celik, C., 2005. Optimum design parameters of a heat exchanger. *Applied Energy*, 82 (1), 90-106.
- Sahiti, N., Lemouedda, A., Stojkovic, D., Durst, F., Franz, E., 2005. Performance comparison of pin fin in-duct flow arrays with various pin cross-sections. *Applied Thermal Engineering*, 26, 1176-1192.
- Sara, O. N., Pekdemir, T., Yapici, S., Yilmaz, M., 2001, Heat-transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 22, 509-518.
- Sara, O.N., 2003. Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins. *Energ Convers. Manage.*, 44/11, 1787-1803.

- Sara, O.N., Pekdemir, T., Yapici, S., Yilmaz, M., 2001. Enhancement of heat transfer from a flat surface in a channel flow by attachment of rectangular blocks. *Int. J. Energ Res.*, 25 (7), 563-576.
- Shaalán, M.R., Saleh, M.A., Mesalhy, O., Elsayed, M.L., 2012. Thermo/fluid performance of a shielded heat sink. *International Journal of Thermal Sciences*, 60,171-181
- Shabaka, I.M.M.A., Mehta, R. D, P., 1985. Longitudinal vortices imbedded turbulent boundary layers. Part 1. Single vortex. *J. Fluid Mech.*, 155, 37-57.
- Shizawa, T., Eaton, K. J., 1992. Turbulence measurements for a longitudinal vortex interacting with a three-dimensional turbulent boundary layer. *AIAA Journal*, 30, 49-55.
- Subhashini, G., Nigam, K.D.P., 2006. CFD modeling of flow profiles and interfacial phenomena in two-phase flow in pipes.
- Sultan, G.I., 2000. Enhancing forced convection heat transfer from multiple protruding heat sources simulating electronic components in a horizontal channel by passive cooling. *Microelectr J.*, 31/9-10, 773-779.
- 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.
- Tanda, G., 2001. Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 44 (18), 3529-3541.
- Tanda, G., 2004. Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 47 (2), 229-243.
- Tasaka, M., Aihara, T., Hayashi, C., 1999. Heat transfer and pressure loss characteristics of very compact heat sinks. *Heat Transfer-Asian Research*, 28, 687-705.
- Taw Chen, H., Ting Lai, S., Ying Haung L., 2012. Investigation of heat transfer characteristics in plate-fin heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 50, 352-360
- Torii K., Nishino K, Nakayama K., 1994. Mechanism of heat transfer augmentation by longitudinal vortices in a flat plate boundary layer. *Proceedings of 10th International Heat Transfer Conference*, Brighton, 6, 123-128.
- Tsia, J.P., Hwang, J.J., 1999. Measurements of heat transfer and fluid flow in a rectangular duct with alternate attached-detached rib-arrays. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 42 (11), 2071-2083.
- Velayati, E., Yaghoubi, M., 2004. Numerical study of convective heat transfer from an array of parallel bluff plates. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 26 (1), 80-91.
- Vollaro, A.D., Grignaffini, S., Gugliermetti, F., 1999. Optimum design of vertical rectangular fin arrays. *Int. J. Therm. Sci.*, 38 (6), 525-529.
- Wei, C., Chang, J., 2002, Wake and base-bleed flow downstream of bluff bodies with different geometry. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 39-52.
- White F. M., 2004, *Akışkanlar Mekaniği*. Literatür Yayınları No: 110, İstanbul.
- Yaghoubi, M., Mahmoodi, S., 2004. Experimental study of turbulent separated and reattached flow over a finite blunt plate. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29 (1), 105-112.
- Yaghoubi, M., Velayati, E., 2005. Undeveloped convective heat transfer from an array of cubes in cross-stream direction. *Int. J. Therm. Sci.*, 44, 756-765.

- Yakut, K. 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., 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. Canbazoglu, S., 2004c. Performance and flow-induced vibration characteristics for conical-ring turbulators. *Applied Energy*, 79 (1), 273-288.
- 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., Sahin, B., Celik, C., Alemdaroglu, N. ve Kurnuc, A., 2005. Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics. *Applied Energy*, 80 (1), 77-95.
- Yang, K.S., Chu, W.H., Chen, I.Y., Wang, C.C., 2007. A comparative study of the airside performance of heat sinks having pin fin configurations. *Heat and Mass Transfer*, In Press.
- Yeşildal, F., 2007. Dikdörtgen ve Altıgen Kanatçıklı Isı Alıcılarında Isı ve akış Karakteristiklerinin Deneysel ve Teorik Analizi. Y. Lisans Tezi, Erzurum.
- Yi Li, H., Lei Chen, C., Ming Chao, S., Fan Liang, G., 2013. Enhancing heat transfer in a plate-fin heat sink using delta winglet vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67, 666-677
- Yu, E., Joshi, Y., 2002. Heat transfer enhancement from enclosed discrete components using pin-fin heat sinks. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 45 (25), 4957-4966.
- Yu, X., Feng, J., Feng, Q., Wang, Q., 2005. Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink. *Appl. Thermal Eng.*, 25, 173-182.
- Zhang, H., Huang, X.Y., Li, H.S., Chua, L.P., 2002. Flow patterns and heat transfer enhancement in low-Reynolds-Rayleigh-number channel flow. *Appl. Therm. Eng.*, 22 (12), 1277-1288.
- Zhang, H.Y., Pinjala, D., Wong, T.N., Toh, K.C., Joshi, Y.K., 2005. Single-phase liquid cooled microchannel heat sink for electronic packages. *Appl. Thermal Eng.*, 25, 1472-1487.
- Zheng, N., Wirtz, R.A., 1999. Cylindrical pin-fin fan-sink heat transfer and pressure drop correlations. *Proceedings of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference*, March 15-19, San Diego, California.

ÖZGEÇMİŞ

1985 yılında Bursa'da doğdu. İlk, Orta ve Lise öğrenimini Bursa'da tamamladı. 2010 yılında Mersin Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2011 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı - Enerji Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı.