

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜZEYLERİ ALÜMİNYUM KÖPÜK MALZEME İLE GENİŞLETİLMİŞ
AYRIK ISITICILAR BULUNAN BİR KANALDA ISI TRANSFERİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

BAHADIR ÖNEY

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

2013

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜZEYLERİ ALÜMİNYUM KÖPÜK MALZEME İLE GENİŞLETİLMİŞ
AYRIK ISITICILAR BULUNAN BİR KANALDA ISI TRANSFERİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**BAHADIR ÖNEY
Öğrenci No: 20107802513
Danışman: Yard. Doç. Dr. Ayla DOĞAN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**(Bu tez Akdeniz Üniversitesi Araştırma Projeleri Yönetim Birimi
tarafından 2010.01.0102.006 nolu proje ile desteklenmiştir.)**

2013

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜZEYLERİ ALÜMİNYUM KÖPÜK MALZEME İLE GENİŞLETİLMİŞ
AYRIK ISITICILAR BULUNAN BİR KANALDA ISI TRANSFERİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

BAHADIR ÖNEY

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Bu tez 04/01/2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından (90) not takdir edilerek
Oybirliği/Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Yard. Doç. Dr. Ayla DOĞAN (Danışman)

Prof. Dr. Mustafa ACAR

Yard. Doç. Dr. İbrahim ATMACA

ÖZET

YÜZEYLERİ ALÜMİNYUM KÖPÜK MALZEME İLE GENİŞLETİLMİŞ AYRIK ISITICILAR BULUNAN BİR KANALDA ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Bahadır ÖNEY

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yard. Doç. Dr. Ayla DOĞAN

Ocak 2013, 64 Sayfa

Bu çalışmada, yüzeyleri 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük malzeme ile genişletilmiş ayrik ısıtıcılar bulunan bir kanalda, konveksiyonla ısı transferi deneysel olarak, laminar ve türbülanslı akış şartlarında incelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak hava kullanılmıştır. Kanalin alt yüzeyine 8x2 diziliminde ayrik alüminyum köpük bloklar yerleştirilerek sabit ısı akısı uygulanmıştır. Deneysel çalışmalar, Reynolds sayısının 531-4486 ve düzeltilmiş Grashof sayısının $4,2 \times 10^7$ - $1,7 \times 10^8$ aralığındaki değerleri için yapılmıştır. Isıtıcı sıra ortalama Nusselt sayısı dağılımlarıyla, düzeltilmiş Grashof sayılarının ve ayrıca alüminyum köpük blokların gözenek yoğunluklarının, kaldırma kuvveti etkili ikincil akışa etkileri incelenmiştir. Çalışmanın sonucunda, laminar akış şartlarında farklı gözenek yoğunluklarının karşılaştırılması sonucu, 10 PPI'lık köpük blokların yüksek geçirgenlik ve düşük gözenek yoğunluğundan dolayı 20 PPI ve 40 PPI'a göre daha yüksek ısı performans gösterdiği belirlenmiştir. Ayrıca, kanal içerisinde köpük malzeme kullanılmadan elde edilen sonuçlardan 2,5 kat daha fazla ısı transferi elde edilmiştir.

ANAHTAR KELİMELE: Isı transferi, alüminyum köpük malzeme, kanal akışı

JÜRİ: Yard. Doç. Dr. Ayla DOĞAN (Danışman)

Prof. Dr. Mustafa ACAR

Yard. Doç. Dr. İbrahim ATMACA

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER INSIDE A CHANNEL FROM DISCRETE HEATERS WITH SURFACES EXTENDED BY ALUMINUM FOAM MATERIAL

Bahadır ÖNEY

M.Sc. Thesis in Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Ayla DOĞAN

January 2013, 64 Pages

In this study, convection heat transfer inside a channel from discrete heaters with surfaces extended by aluminum foam material having pore density of 10, 20 and 40 PPI has been investigated experimentally and under laminar and turbulent flow conditions. Air was used working fluid. The lower surface of the channel were equipped with 8x2 discrete aluminum foam blocks subjected to uniform heat flux. The experimental study was made for, Reynolds numbers 531-4486 and modified Grashof numbers $4,2 \times 10^7$ - $1,7 \times 10^8$. The row-averaged Nusselt number distributions and the effect of modified Grashof and Reynolds number and also pore density of the aluminum foams on the buoyancy-driven secondary flow have been investigated. In the result of the study, under laminar flow conditions, the comparisons made between foams having different pore densities show that 10 PPI foam blocks display higher thermal performance than the 20 PPI and 40 PPI because of its high permeability and low pore density characteristics. And also obtained results represent that, using the foam material show 2,5 times higher heat transfer than no foam material in the channel.

KEYWORDS: Heat transfer, aluminum foam material, channel flow

COMMITTEE: Asst. Prof. Dr. Ayla DOĞAN (Supervisor)

Prof. Dr. Mustafa ACAR

Asst. Prof. Dr. İbrahim ATMACA

ÖNSÖZ

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte, elektronik cihazların kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. Dolayısı ile enerjinin verimli kullanımı teknolojik gelişmelerle kendini daha çok belli etmeye başlamıştır. Yapılan çalışmalar, elektronik sistemlerde oluşan ısı yüklerin, sistemlerin performansını olumsuz yönde etkilediğini göstermektedir. Elektronik sistemler uzun süreli çalışma koşulları altında bu ısı yükler sebebiyle arızalanmakta hatta kullanılmaz hale gelebilmektedir. Sürekli parça değişimi ek maliyetler getirerek ülke ekonomisine zarar vermektedir. Dolayısı ile elektronik sistemlerde uygun malzemeler kullanılması ve uygun çalışma koşullarının belirlenmesi son derece önemlidir. Bunlara bağlı olarak bu tez çalışmasında ise kanalın alt kısmına ayrıık ısıtıcılar yerleştirilerek her bir ısıtıcı üzerine, ısı atımını kolaylaştıracak alüminyum köpükten yapılmış malzeme yerleştirilerek farklı ısı akılarında, farklı hava hızlarında ve farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20 ve 40 PPI) alüminyum köpük malzemelerin ısı transferine etkisi incelenmiştir. Yapılan bu çalışmanın, elektronik sistemlerin soğutulmasına yönelik çalışmalara katkı sağlayacağı düşüncesindeyim.

Çalışmalarım boyunca bilgi, öneri ve yardımlarını benden esirgemeyip beni yönlendiren tez danışmanım sayın hocam Yard. Doç. Dr. Ayla DOĞAN'a, deney düzeneğinin oluşturulmasında yardımcı olan Öğretim Görevlisi Harun DİLER, Elektrik-Elektronik Müh. Necdet ÖZMEN ve teknisyen Cüneyt SİVRİKAŞ'a, bu çalışmayı 2010.01.0102.006 numaralı proje ile destekleyen Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırmaları Projeleri birimine ve son olarak benden hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyip bugünlere gelmemi sağlayan sevgili anne ve babama sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI.....	2
2.1. Elektronik Sistemlerde Hasar ve Soğutma Teknikleri	2
2.2. Kanal İçİ Laminer ve Türbülanslı Akış.....	6
2.3. Köpük Malzemelerle Yapılmış Çalışmaların Gözden Geçirilmesi.....	6
2.4. Çalışmanın Amacı.....	12
3. MATERYAL VE METOT	14
3.1. Deney Düzenneği.....	14
3.1.1. Kanal ve Test Bölgesi	15
3.1.2. Akım Düzenleyici	22
3.1.3. Sönümlleme Odası	24
3.1.4. Güç Ünitesi	24
3.2. Deneysel Verilerin Toplanması ve Ölçüm Sistemleri.....	25
3.3. Deneysel Verilerin Analizi.....	26
3.4. Hata Analizi	31
3.5. Deneysel Çalışma Parametreleri	34
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	36
4.1. Giriş.....	36
4.2. Köpüksüz Çalışma İçin Yapılan Deneylerin Sonuçları	36
4.3. 10 PPI Alüminyum Köpük Malzeme İle Yapılan Deneylerin Sonuçları.....	40
4.4. 20 PPI Alüminyum Köpük Malzeme İle Yapılan Deneylerin Sonuçları.....	43
4.5. 40 PPI Alüminyum Köpük Malzeme İle Yapılan Deneylerin Sonuçları.....	46

4.6. Köpüksüz ve Farklı Tip Köpük Malzemelerle Yapılan Deneylerden Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması	49
4.6.1. $Re_{Dh}=1175$ ve Farklı Grashof Değerlerinde Köpük Kullanılarak Elde Edilen Sonuçların, Köpük Kullanılmadan Elde Edilen Sonuçlarla Karşılaştırılması	50
4.6.2. $Re_{Dh}=1825$ ve Farklı Grashof Değerlerinde Köpük Kullanılarak Elde Edilen Sonuçların, Köpük Kullanılmadan Elde Edilen Sonuçlarla Karşılaştırılması	52
4.6.3. $Re_{Dh}=4486$ ve Farklı Grashof Değerlerinde Köpük Kullanılarak Elde Edilen Sonuçların, Köpük Kullanılmadan Elde Edilen Sonuçlarla Karşılaştırılması	54
4.7. Reynolds ve Grashof Sayısının 5. Isıtıcı Sırasında Hesaplanan Isı Transfer Artırım Oranına Etkisi	56
4.8. $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ ve Farklı Reynolds Sayısının Isıtıcı Sırasına Göre Isı Transfer Artırım Oranına Etkisi	58
5. SONUÇ	61
6. KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ	

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

A_h	Isıtıcı yüzey alanı [m^2]
A_{hj}	Bir ısıtıcı sırasındaki toplam plaka alanı [m^2]
$A_{h.tot}$	Isıtıcı plakaların toplam ısı transfer alanı [m^2]
A_k	Kanal kesit alanı [m^2]
$A_{yalt.}$	Yalıtım malzemesi ısı transfer alanı [m^2]
c_p	Özgül ısı [$kJ/kg^\circ C$]
D_h	Kanal hidrolik çapı [m]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
Gr	Grashof sayısı [—]
Gr^*	Düzeltilmiş Grashof sayısı [—]
$\bar{h}_j$	Bir ısıtıcı sırasındaki ortalama ısı transfer katsayısı [$W/m^2^\circ C$]
i	Dizi numarası [x yönü]
j	Sıra numarası [z yönü]
k_{hava}	Havanın kondüksiyon katsayısı [$W/m^\circ C$]
$k_{yalt.}$	Yalıtım malzemesinin kondüksiyon katsayısı [$W/m^\circ C$]
$L_{yalt.}$	Yalıtım malzemesi kalınlığı [m]
$\dot{m}$	Kütleli debi [kg/s]
$\overline{Nu}_{Dh,j}$	Bir ısıtıcı sırası için ortalama Nusselt sayısı [—]
P_k	Kanalın çevre uzunluğu [m]
$q''_{konv.}$	Konveksiyonla olan ısı akısı [W/m^2]
q''	Isıtıcıya verilen ısı akısı [W/m^2]
$Q_{tot,j}$	Bir ısıtıcı sırasına verilen toplam ısı transferi [W]
$Q_{konv,j}$	Bir ısıtıcı sırası için konveksiyonla olan ısı transferi [W]
$Q_{kond,j}$	Bir ısıtıcı sırası için kondüksiyonla olan ısı transferi [W]

R	Direnç [Ω]
Re	Reynolds sayısı [—]
Ri	Richardson sayısı [—]
T	Sıcaklık [$^{\circ}C$]
$\bar{T}_{bj}$	Bir ısıtıcı sırası girişindeki ortalama yığın sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$\bar{T}_{sj}$	Bir ısıtıcı sırasındaki ortalama yüzey sıcaklığı [$^{\circ}C$]
V	Voltaj [V]
w_0	Kanal giriş hızı [m/s]
β	Genleşme katsayısı [K^{-1}]
ν	Kinematik viskozite [m^2/s]

Kısaltmalar

PPI	Pore per inch (gözenek yoğunluğu)
PTFE	Poli tetra floro etilen (teflon malzeme)
XPS	Ekstrüde polistren köpüğü (foamboard)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Genel olarak kullanılan soğutma teknikleri (Mudawar 2000)	3
Şekil 2.2. Doğal konveksiyonla ısı transferi	4
Şekil 2.3. Zorlanmış konveksiyonla ısı transferi.....	5
Şekil 2.4. Kanal içi laminar ve türbülanslı akışlarda akım çizgileri	6
Şekil 2.5. Elektronik devre kartı	13
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü.....	14
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin genel görünümü	15
Şekil 3.3. Test bölgesinin ölçüleri (mm).....	16
Şekil 3.4. Bakır plakaların teflon malzemeye montajı.....	17
Şekil 3.5. Test odasındaki malzemelerin detaylı görünümleri.....	18
Şekil 3.6. Isıtıcıların cam yünü ile kaplanması	18
Şekil 3.7. Foamboard (XPS) yalıtım malzemesinin montajı	19
Şekil 3.8. Test bölgesi ve kanalın yandan görünümü.....	19
Şekil 3.9. 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpük malzemeler	20
Şekil 3.10. Alüminyum köpük blokların test bölgesine yerleşimi	21
Şekil 3.11. Alüminyum köpük blokların test bölgesine yerleşimi-2.....	22
Şekil 3.12. Akım düzenleyici (akış düzeltici + lüle).....	23
Şekil 3.13. Akım düzenleyicinin deney düzeneğindeki genel görünümü.....	23
Şekil 3.14. Sönümlleme odasının deney düzeneğindeki görünümü.....	24
Şekil 3.15. Dirençlerin paralel bağlantı devresi	25
Şekil 3.16. Ortalama akışkan sıcaklığının hesaplandığı kontrol hacmi	28
Şekil 4.1. Köpüksüz çalışmada $Re_{Dh}=1825$ için ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi	37
Şekil 4.2. Köpüksüz çalışma, $Re_{Dh}=1825$ Grashof sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	38
Şekil 4.3. Köpüksüz çalışma ve $Gr^*_{Dh}=9,4 \times 10^7$ de laminar akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	39
Şekil 4.4. Köpüksüz çalışma ve $Gr^*_{Dh}=9,4 \times 10^7$ de türbülanslı akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	40
Şekil 4.5. 10 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için köpük blokların ortalama sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	40

Şekil 4.6. 10 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için Grashof sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	41
Şekil 4.7. 10 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de laminar akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	42
Şekil 4.8. 10 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de türbülanslı akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	42
Şekil 4.9. 20 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için köpük blokların ortalama sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	44
Şekil 4.10. 20 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için Grashof sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	44
Şekil 4.11. 20 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de laminar akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	45
Şekil 4.12. 20 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de türbülanslı akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	46
Şekil 4.13. 40 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için köpük blokların ortalama sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi.....	47
Şekil 4.14. 40 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için Grashof sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	47
Şekil 4.15. 40 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de laminar akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	48
Şekil 4.16. 40 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de türbülanslı akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi	49
Şekil 4.17. $Re_{Dh}=1175$ ve $Gr^*_{Dh}=4,2 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	50
Şekil 4.18. $Re_{Dh}=1175$ ve $Gr^*_{Dh}=9,4 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	51
Şekil 4.19. $Re_{Dh}=1175$ ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	51
Şekil 4.20. $Re_{Dh}=1825$ ve $Gr^*_{Dh}=4,2 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	52
Şekil 4.21. $Re_{Dh}=1825$ ve $Gr^*_{Dh}=9,4 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	53

Şekil 4.22. $Re_{Dh}=1825$ ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	53
Şekil 4.23. $Re_{Dh}=4486$ ve $Gr^*_{Dh}=4,2 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	54
Şekil 4.24. $Re_{Dh}=4486$ ve $Gr^*_{Dh}=9,4 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	55
Şekil 4.25. $Re_{Dh}=4486$ ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	55
Şekil 4.26. Farklı Reynolds ve Grashof sayısının 5. ısıtıcı sırasında hesaplanan ısı transfer artırım oranına etkisi	56
Şekil 4.27. Farklı Reynolds ve Grashof sayısının 5. ısıtıcı sırasında hesaplanan ısı transfer artırım oranına etkisi	57
Şekil 4.28. Farklı Reynolds ve Grashof sayısının 5. ısıtıcı sırasında hesaplanan ısı transfer artırım oranına etkisi	57
Şekil 4.29. $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ ve farklı Reynolds sayısının ısıtıcı sırasına göre ısı transfer artırım oranına ($Nu_{10PPI} / Nu_{KÖPÜKSÜZ}$) etkisi.....	58
Şekil 4.30. $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ ve farklı Reynolds sayısının ısıtıcı sırasına göre ısı transfer artırım oranına ($Nu_{20PPI} / Nu_{KÖPÜKSÜZ}$) etkisi.....	59
Şekil 4.31. $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ ve farklı Reynolds sayısının ısıtıcı sırasına göre ısı transfer artırım oranına ($Nu_{40PPI} / Nu_{KÖPÜKSÜZ}$) etkisi	59

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Yüksek sıcaklık nedeniyle oluşabilecek hasarlar (Sergent ve Krum 1998)..	2
Çizelge 3.1. Alüminyum köpük malzemelerin özellikleri	20
Çizelge 3.2. Değişkenlerin belirsizlik ve hata oranları	33
Çizelge 3.3. Deneysel Çalışma Parametreleri	35

1. GİRİŞ

Elektronik sanayindeki teknolojik gelişmeyle beraber elektronik sistemlerin ve devre elemanlarının boyutları küçülürken, devre hızı ve yoğunluğu artmakta ve buna bağlı olarak bu tür sistemlerin soğutma ihtiyacı oluşmaktadır. Özellikle bilgisayar, savunma, sağlık, hava ve uzay sanayi gibi birçok mühendislik dalında kullanılan elektronik parçaların performansları, sıcaklığa bağlı olduğundan bu tür sistemlere uygulanacak etkili bir soğutma, sistemin güvenli çalışması açısından önem teşkil etmektedir.

Elektronik sistemlerde kullanılan elektrik enerjisinin büyük bir kısmı ısı olarak ortaya çıkar. Bu sistemler içinde oluşan ısı gerilme ve istenmeyen elektrik akımı devre elemanlarına zarar verebilmektedir. Sistemin güvenilir halde çalışabilmesi için elektronik parça ile ortam arasındaki sıcaklık farkının, müsaade edilebilir sıcaklık farkı arasında olması gerekir. Elektronik parçaların bu sıcaklık farkı üzerine çıkması, elemanların yanmasına ve sistemin çalışmaz hale gelmesine neden olabilmektedir.

Elektronik sistemlerin soğutulmasında değişik metotlar kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak hava ve sıvı ile soğutma teknikleri daha yaygındır. Havanın kullanıldığı sistemlerde doğal, zorlanmış ve karışık konveksiyon uygulamalarına rastlamak mümkündür. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Hava ile soğutmanın; tasarım ve bakımının kolay olması, atmosferde bol miktarda bulunması, maliyetinin düşük olması gibi avantajları vardır.

Son zamanlarda yapılan birçok teorik ve deneysel çalışmada metal köpük malzemeler kullanılarak elektronik ekipmanların soğutulması incelenmiştir. Metal köpükler, iyi bir korozyon direncine, elektrik iletkenliğine, çok iyi enerji absorblama yeteneğine, ağırlık oranına göre düşük yoğunluğa ve yüksek dayanıklılığa sahip olduklarından mühendislik uygulamalarında çeşitli alanlarda kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, yüzeyleri farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20 ve 40 PPI) alüminyum köpük malzeme ile genişletilmiş ayırık ısıtıcılar bulunan bir kanal içerisinde ısı transferi deneysel olarak incelenmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI

2.1. Elektronik Sistemlerde Hasar ve Soğutma Teknikleri

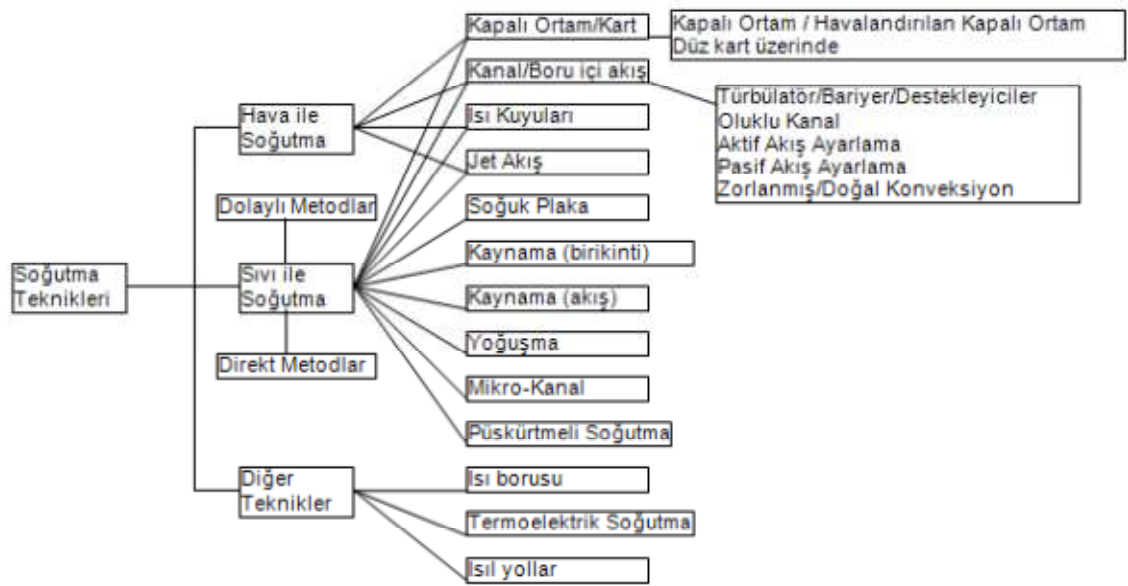
Elektronik devre elemanının dayanabileceğinden yüksek sıcaklıklara maruz kalması devre elemanının zarar görmesine neden olur. Çizelge 2.1’de elektronik sistemlerde yüksek sıcaklık nedeniyle oluşabilecek hasarlar verilmiştir (Sergent ve Krum 1998).

Çizelge 2.1. Yüksek sıcaklık nedeniyle oluşabilecek hasarlar (Sergent ve Krum 1998)

HASAR DURUMU	ÖZELLİK
ÖNEMSİZ HASAR	● Sıcaklık, en yüksek çalışma sıcaklığını aştığında, eleman çalışmaya devam eder ancak istenilen koşulları sağlamaz. ● Sıcaklık düştüğünde eleman normal çalışma şartlarına geri döner. ● Hasar, bileşen parametrelerinin sıcaklıkla değişiminden kaynaklanır.
ÖNEMLİ HASAR (KISA VADE)	● Sıcaklık, elemanın en yüksek dayanma sıcaklığını aştığında eleman çalışmaz. ● Sıcaklık düştüğünde eleman normal çalışma şartlarına geri dönemez. ● Hasar, bileşenin bozulmasından veya bileşen parametrelerinin sıcaklıkla değişiminden kaynaklanabilir.
ÖNEMLİ HASAR (UZUN VADE)	● Eleman hiçbir sıcaklıkta çalışmaz. ● Hasar, geri dönüşümsüzdür. ● Hasar, korozyon veya benzer bir nedenden kaynaklanabilir. ● Hasar, eleman ile bağlantı yeri arasında mekanik gerilmeye neden olur.

Yüksek sıcaklıklar, elemana zarar vermesinin yanı sıra, yarı iletken malzemedeki serbest elektronların hareketini arttırarak sinyal üzerinde gürültü meydana getirmesine ve işlemlerin hatalı yapılmasına neden olur.

Elektronik elemanlarda uygun sıcaklık değerinin sağlanması uygun bir soğutma sistemi ile mümkündür. Genel olarak kullanılan soğutma teknikleri Şekil 2.1’de verilmiştir (Mudawar 2000).



Şekil 2.1. Genel olarak kullanılan soğutma teknikleri (Mudawar 2000)

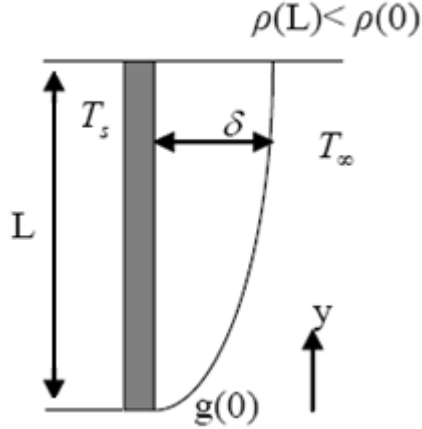
Elektronik sistemlerle ilgili ısı transferi araştırma alanlarından birisi, akışkan olarak havanın kullanıldığı bu tezin de konusu olan yatay bir kanal içine yerleştirilmiş ayrık ısı kaynakları üzerindeki akışlardır. Bu sistemlerde oluşan enerjinin akışkan tarafından uzaklaştırılması konveksiyon (taşıma) yolu ile gerçekleştirilir.

Konveksiyon, ısıнын hareket eden akışkan parçacıkları yardımıyla geçişidir. Genel olarak doğal ve zorlanmış olmak üzere iki tipinden bahsedilir.

Doğal konveksiyon, sistemin fan gibi hareketli parçalara ihtiyaç duymadığı, hareketin akışkanın ısınması ile oluşan yoğunluk farkından kaynaklandığı, sessiz ve düşük işletme maliyetli bir soğutma yöntemidir. Şekil 2.2’de, doğal konveksiyonla gerçekleşen ısı transferinin örnek bir gösterimi verilmiştir.

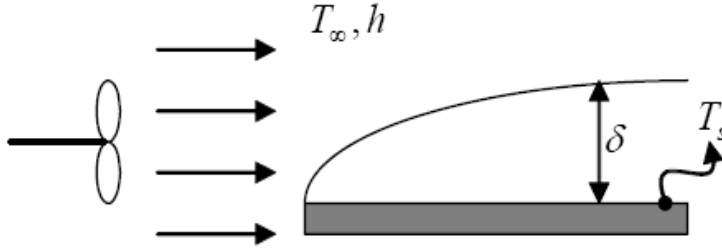
Zorlanmış konveksiyon, doğal konveksiyon ile ısı transferinin yetersiz kaldığı durumda, akışkan hareketinin fan vb. elemanlar kullanılarak yapıldığı bir soğutma yöntemidir. Şekil 2.3’te, zorlanmış konveksiyonla gerçekleşen ısı transferinin örnek bir gösterimi verilmiştir.

Konveksiyon ile ısı transferi genel olarak doğal ve zorlanmış olarak incelense de araştırmacılar birçok durumda iki özelliğinde birlikte incelenmesi gerektiği üzerinde durmuşlardır. Doğal ve zorlanmış konveksiyonun etkilerinin bir arada görüldüğü durum, karışık konveksiyon olarak adlandırılmaktadır. Bu etkilerin hangisinin daha baskın olduğunun ölçüsü Richardson sayısı (Gr/Re^2) ile tespit edilir.



Şekil 2.2. Doğal konveksiyonla ısı transferi

$(Gr/Re^2) \gg 1$ olduğunda, doğal konveksiyon etkisi daha baskındır ve zorlanmış konveksiyon etkisi ihmal edilebilir.



Şekil 2.3. Zorlanmış konveksiyonla ısı transferi

$(Gr/Re^2) \ll 1$ olduğunda, zorlanmış konveksiyon etkisi daha baskındır ve doğal konveksiyon etkisi ihmal edilebilir.

$(Gr/Re^2) \approx 1$ doğal ve zorlanmış konveksiyon etkileri birbirine yakın olduğu için karışık konveksiyon etkisi söz konusudur.

Zorlanmış akımla kaldırma kuvveti etkisi aynı yönde olduğunda doğal konveksiyon akımları şiddet kazanır. Bu tür akımlara desteklenmiş akımlar denir. Zorlanmış akımla kaldırma kuvvetinin etkisi zıt yönde ise akım yavaşlar. Bu tür akımlara ters akımlar denir.

Karışık konveksiyonda Nusselt sayısı (boyutsuz ısı aktarım katsayısı) aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmaktadır.

$$Nu^n = Nu^n_{zorlanmış} \pm Nu^n_{doğal}$$

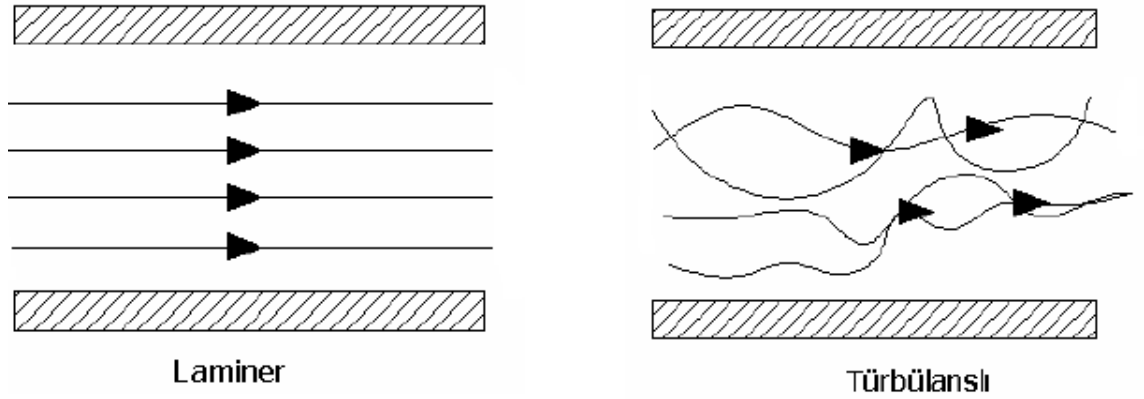
$Nu^n_{zorlanmış}$: Zorlanmış konveksiyon için Nu sayısı

$Nu^n_{doğal}$: Doğal konveksiyon için Nu sayısı

Bağıntıdaki + ya da - işareti akımın destekli ya da zıt olmasına bağlıdır ve (n) sayısı ise akım şekli ve geometriye göre değişen değerdir.

2.2. Kanal İçi Laminer ve Türbülanslı Akış

Kanal içi akışlarda, akışın karakterine bağlı olarak, laminer ve türbülanslı olmak üzere iki tür akış bölgesi söz konusudur. Laminer akışta, akış yapısı akış tabakalarının hareketi ile tanımlanır. Komşu tabakalar birbirlerine karışmaz ve tek bir çizgi halinde hareket ederler. Türbülanslı akışta ise, akış yapısı rastgele üç boyutta hareket eden partiküllerle tanımlanır. Hız dalgalanmaları nedeniyle tabakalar arası akışkan transferi söz konusudur. Her iki akış karakteri Şekil 2.4'te gösterilmiştir. Laminer akışta ısı, akışa dik doğrultuda geçerken, türbülanslı akışta her doğrultuda gerçekleşen titreşimlerle ısı taşınır. Bu nedenle türbülanslı akışta ısı geçişi, laminer akışa göre çok daha büyük değerler alır.



Şekil 2.4. Kanal içi laminer ve türbülanslı akışlarda akım çizgileri

Kanal içi akışta, akış karakteri boyutsuz Reynolds (Re) sayısı ile belirlenir. Pratikte kanal içi akışlarda kritik Reynolds sayısı 2300'dür. Yani, $Re \leq 2300$ için akış laminer, $Re > 2300$ olduğu durum için ise akış türbülanslı olarak kabul edilir.

2.3. Köpük Malzemelerle Yapılmış Çalışmaların Gözden Geçirilmesi

Elektronik sistemlerin gelişmeye başladığı tarihten itibaren, güvenilir işlem yapılabilmesi için yongalarda ortaya çıkan ısı enerjisinin sistemden uzaklaştırılması konusu hep gündemde olmuştur. Entegre devrelerin gelişmesiyle yonga, modül ve

sistem düzeyinde oluşan ısı enerjisi yoğunluğunda artış meydana gelmiştir ve bu durum ısı transferi alanındaki çalışmaların hız kazanmasına neden olmuştur.

Bilindiği gibi ısınan bir yüzeyden ısıнын kolay bir şekilde atılmasının yollarından biri de ısı transfer alanını genişletmektir. Bu tür çalışmalarda genellikle ısınan yüzeylerin alanları kanatçıklar (iğneli, plaka tipi) vasıtasıyla genişletilerek etkin ısı transferi sağlanmaya çalışılır. Metal köpük malzemeler mükemmel mekanik özellikleri nedeniyle son yıllarda elektronik sistemlerin soğutulmasında ve birçok mühendislik alanında yeni bir malzeme olarak görülmektedir. Özellikle bakır ve alüminyum köpük malzemeler, yüksek yoğunluktaki elektronik sistemlerde mükemmel soğutma performansı göstermektedirler. Aşağıda metal köpük malzemelerle yapılmış çalışmaların bir bölümü verilmiştir.

Kim vd (2003) yapmış oldukları bir çalışmada, kanal içerisinde bulunan alüminyum köpük malzemelerin ısıl performansa etkisini incelemişlerdir. Deneylerde 3 farklı tip gözenek yoğunluğuna (10, 20 ve 40 PPI) sahip alüminyum köpük malzeme, kanal kesiti boyunca yerleştirilerek, Re sayısının 710 ile 2900 arasındaki değerleri için çalışmalar yapılmıştır . Kanalin tüm yüzeylerine sabit ısı akısı uygulanmış ve sürekli rejime gelinceye kadar ısıtılmıştır. Sonuç olarak; alüminyum köpük malzemenin gözenek yoğunluğu azaldığında ısıl performansın arttığı, 10 PPI'lık alüminyum köpük malzemenin 40 PPI'lığa göre %16-27 daha fazla Nusselt sayısına sahip olduğu, alüminyum köpük malzemedeki ısıl direncin paralel plakaya göre %28 daha az olduğu tespit edilmiştir.

Rachedi ve Chikh (2001) elektronik çalışma sıcaklığının izin verilebilir seviyenin altında olması için elektronik soğutmayı artırmaya yönelik sayısal bir çalışma yapmışlardır. Köpük malzemeleri yatay olarak elektronik bileşenlerin arasına yerleştirerek model oluşturulmuş ve ısıl bölge enerji denklemiyle çözümlenmiştir. Sonuç olarak ısıl iletkenlik katsayısı düşük olan köpük malzemeyle yapılan deneyde sıcaklıkta fazla bir değişim olmadığı görülmüş buna karşın karışık konveksiyon şartında yapılan deneylerde ise %50 oranda sıcaklık düşüşü olduğu gözlemlenmiştir.

Bahattacharya ve Mahajan (2002) kanatçıkla birleştirilmiş farklı tipte metal köpük malzeme kullanarak dikdörtgen bir kanal içerisinde elektronik soğutma performansını zorlanmış konveksiyon yardımıyla deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde 2 farklı tipte (5 ve 20 PPI) metal köpük malzeme kullanılmıştır. Bu köpük parçalar 1, 2, 4 ve 6 olmak üzere 4 çeşit kanatçıkla birleştirilmiştir. Sonuç olarak, ısı transferinin kanatçıkla köpüğün yapıştırıldığı zaman arttığı, ısı transfer katsayısının kanatçık artışıyla doğru orantılı olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca ısı atımının 5 ve 20 PPI metal köpükler içinde kıyaslandığında, 4 sıralı olanında optimum derecede olduğu tespit edilmiştir.

Hetsroni vd (2008) yaptıkları çalışmada içinde ısı üretimi olan bir sistemde ısı transferini doğal konveksiyonla deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Akışkan olarak hava kullanılan bu çalışmada 2 farklı gözenekliliğe sahip metal köpük malzemelerin (20 ve 40 PPI) taşımış olduğu ısıyı düz metal kanatçıkla kıyaslamışlardır. Test bölgesindeki sıcaklıklar T tipi termokapıl ve termal kamera yardımıyla ölçülmüştür. Elde edilen veriler 20 PPI'lık metal köpükle yapılan ısı transferinin düz kanatçığa göre 18 kat daha fazla olduğunu göstermiştir. 40 PPI'lık köpükte ise yaklaşık olarak 4 kat daha iyi bir ısı transferi olduğu tespit edilmiştir.

Kurtbas ve Celik (2009) yapmış oldukları bir çalışmada dikdörtgen bir kanal içerisine köpük malzeme yerleştirerek gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler 3 farklı tip alüminyum köpük malzeme kullanılarak (10, 20 ve 30 PPI), Reynolds sayısının 600 ile 33000 arasında, Grashof sayısının 10^5 ile 10^7 arasında ve Richardson sayısının 0,02 ile 103 arasında gerçekleştirilmiştir. Deneylerin sonucunda gözenek yoğunluğu arttıkça ortalama Nusselt sayısının da arttığı tespit edilmiştir. Kanal boyunca kanalın çıkışına doğru kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın yani doğal konveksiyonun etkili olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca köpük malzemelerin akış karıştırıcı etkiye sahip olmalarından dolayı ısı transferini arttırdığı ve en fazla ısı transferinin 30 PPI'lık köpük malzeme kullanıldığında gerçekleştiği gözlemlenmiştir.

Doğan vd (2006) yapmış oldukları çalışmada en/yükseklik oranı (W/H) 8 olan, alt ve üst yüzeylerine ayrı ısı kaynakları yerleştirilmiş, dikdörtgen kesitli yatay bir

kanalda, laminar karışık konveksiyon şartlarında, ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler değişik Reynolds ve Grashof sayılarında yapılmıştır. Deneylerin sonucunda, kanalın alt kısmında bulunan ısı kaynakları için ilk ısıtıcı sıralarında akışın zorlanmış konveksiyon özelliği gösterdiği, son sıralara doğru ise kaldırma kuvveti etkili ikincil akış sebebiyle Nusselt sayısında artış olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca üst kısım ısıtıcılarının zorlanmış konveksiyonun etkisinde kaldığı, yüksek Grashof sayılarında alt kısımdan yükselen hava hareketinden etkilendiği görülmüştür.

Baskaya vd (2005) alt yüzeyinde 4 dizi 8 sıra ayrı ısıtıcı bulunan dikdörtgen kesitli bir kanalda konveksiyonla olan ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalar Reynolds sayısının 864 ile 7955 arasında, Grashof sayısının $1,72 \times 10^8$ ile $2,776 \times 10^9$ arasında gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sonucunda ısıtıcı sıcaklıklarının artan Grashof sayısı ile arttığı görülmüş; buna karşın Reynolds sayısının artmasıyla da ısıtıcı sıcaklıklarının düştüğü tespit edilmiştir. Ayrıca kanal girişinde zorlanmış konveksiyonun etkili olduğu, 5. ısıtıcı sıra numarasından itibaren kaldırma kuvveti etkili ikincil akış sayesinde Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Fu vd (2001) gözenekli bir kanal içerisinde titreşimli ve daimi bir akış uygulayarak gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal içerisinde yer alan test bölgesi $50 \times 50 \times 10$ mm boyutlarındadır. Deneyler test bölgesinde 40 PPI alüminyum köpük malzeme ve 45 PPI karbon köpük malzeme kullanılarak, Reynolds sayısının 30 ile 250 arasında olduğu durumlarda gerçekleştirilmiştir. Deneylerin sonucunda, yüzey sıcaklık dağılımı titreşimli akışta daimi akış uygulamasına göre daha üniform olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca yüzey sıcaklık dağılımının konveks biçimde olduğu ve maksimum olduğu değerin test bölgesinin merkezi olduğu tespit edilmiştir. Ortalama Nusselt sayısının ise test bölgesinin girişinden itibaren azaldığı, orta noktadan itibaren artışa geçtiği görülmüştür. Ayrıca yapılan deneylerde maksimum ısı transferi titreşimli akış şartlarında test bölgesinde 40 PPI alüminyum köpük malzeme kullanıldığında gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Ko ve Anand (2003) yapmış oldukları bir çalışmada dikdörtgen kesitli bir kanalın test bölgesinin alt ve üst duvarında farklı tip alüminyum köpük malzeme kullanarak gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyler test bölgesinde 3 farklı tip alüminyum köpük malzeme (10, 20 ve 40 PPI) kullanılarak, Reynolds sayısının 20000 ile 50000 arasında olduğu durumlarda gerçekleştirilmiştir. Deneylerin sonucunda Reynolds sayısının artmasıyla ısı transfer artırım oranının azaldığı buna karşın gözenek yoğunluğu arttıkça ısı transfer artırım oranının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca köpük malzeme kullanılarak elde edilen diyagramlardan ısı transferinin maksimum 3 kat arttığı görülmüştür.

Kim vd (2005) alüminyum köpük malzemelerin gözenek yoğunluğunun ısı transferine etkisini görebilmek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada kanal yapısı tekli ve çoklu olmak üzere 2 çeşit, test bölgesi 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpük malzeme ve plaka tip kanatçık kullanılmak üzere 4 çeşittir. Ayrıca Reynolds sayısının 1000 ile 13650 değerleri arasında çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneylerin sonucunda Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı, köpük malzemelerin ısı transferini arttırdığı, hava kanalının tekli veya çoklu kullanılmasıyla Nusselt sayısında $Nu_{10PPI} > Nu_{40PPI} > Nu_{20PPI} > Nu_{plaka}$ şeklinde sıralama olduğu görülmüştür. Ayrıca ısı transferini en iyi arttıran sistemin çoklu kanalda test bölgesinde 10 PPI köpük malzeme kullanımında gerçekleştiği gözlemlenmiştir.

Guerroudj ve Kahalerras (2009) yapmış oldukları bir çalışmada, değişik şekillerde gözenekli bloklar bulunan bir kanal içerisinde laminar şartlarda karışık konveksiyonla olan ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Gözenekli bloklar alttan ısıtılmış, üst plaka termal olarak yalıtılmıştır. Denklemler uygun sınır şartları ile kontrol hacmi metoduyla çözümlenmiştir. Çalışmada ısı transferine, kaldırma kuvvetinin etkisi, gözenekli blokların yüksekliğinin etkisi, gözenekli ortam geçirgenliğinin etkisi, Reynolds sayısının etkisi ve ısı iletkenlik katsayısının etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarda gözenekli blokların şeklinin ısı transferini etkilediği anlaşılmıştır. Ayrıca bu bloklarla basınç düşüşü olmasına rağmen yüksek ısı transferi oranları elde edilebileceği anlaşılmıştır.

Bae vd (2004) alttan ısıtmalı bir kanal içerisinde birden çok gözenekli blok bulunan bir sistemde karışık konveksiyonla olan ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Gözenekli blok olarak 5, 20 ve 40 PPI bloklar kullanılmıştır. Kanalin yukarısında bulunan ısıtıcılarda sinüzoidal formda ısı akısı uygulanırken, alttaki ısıtıcılara ise sabit ısı akısı uygulanmıştır. Kanal içerisindeki akışı ve sıcaklık alanlarını incelemek için Brinkman-Forchheimer genişletilmiş Darcy modeli seçilmiştir. Sonuç olarak kanal içerisinde gözenekli blok kullanıldığında üstte bulunan ısıtıcıların alttakilere nazaran daha iyi ısı transferi gerçekleştirdiği tespit edilmiştir. Ayrıca ısı transferinin, blokların gözenek yoğunluğu arttıkça azaldığı, en fazla ısı transferinin 5 PPI blokta gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Chikh vd (1998) yapmış oldukları sayısal bir çalışmada kanalın ısıtılmış parçaları üzerine gözenekli blokları yerleştirerek zorlanmış konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini incelemişlerdir. Gözenekli bölge içerisindeki akışı incelemek için Brinkman-Forchheimer genişletilmiş Darcy modeli seçilmiştir. Sonuç olarak düşük geçirgenliğe sahip gözenekli bloklar için, akışın devridaim yaptığı bölgenin blokların arasında olduğu tespit edilmiş ve bu devridaimin akışın bir sonraki bloğa geçişini engellediği anlaşılmıştır. Ayrıca kanal içinde gözenekli blok kullanmakla Nusselt sayısının arttığı dolayısıyla ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir.

Hadim (1994) yapmış olduğu bir çalışmada alt duvarında ayrık ısıtıcılar bulunan bir kanalın içini gözenekli ortamla doldurarak zorlanmış konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Kanal tamamen ve kısmen olmak üzere iki şekilde gözenekli yapıyla doldurulmuştur. Gözenekli ortam içindeki akış, Brinkman-Forchheimer genişletilmiş Darcy modeli kullanılarak modellenmiştir. Sonuç olarak Darcy sayısı azaldıkça ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca iki şekilde doldurulan kanalda, ısı transferi artışının hemen hemen birbirine yakın olduğu tespit edilmiştir.

Paek vd (2000) alüminyum köpük metallerin termofiziksel özelliklerini belirlemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Isıl iletkenlik katsayısı (k_e) ve geçirgenliğin (K) etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarda gözeneklilik azaldıkça

ısı iletkenlik katsayısının arttığı anlaşılmıştır. Ayrıca geçirgenliğin, gözeneklilik ve hücre boyutlarından etkilendiği tespit edilmiştir.

Dukhan (2006) farklı gözeneklilik ve gözenek yoğunluğuna sahip, 9 açık hücreli alüminyum köpük numunesi boyunca, sıkıştırılamaz akış için sürekli şartlarda basınç düşüşü ölçümleri yapmıştır. Artan Darcian hızı ile basınç düşüşünün arttığı tespit edilmiştir. Düşük gözenekliliğe sahip köpükte daha yüksek bir basınç düşüşü olduğu anlaşılmıştır.

Cui vd (2001) yaptıkları bir çalışmada, üst duvarında ayrık ısı kaynakları bulunan gözenekli bir kanal boyunca ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Sıcaklıklar, ısınan kanal duvarı boyunca değişik ısı akıları uygulanarak ölçülmüş ve yerel Nusselt sayıları değişik Reynolds sayılarında hesaplanmıştır. Deneysel sonuçlar analitik sonuçlarla karşılaştırılmış, sonuçların birbirine yakın olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca ısıtıcıların kenarında yüksek Reynolds sayılarında ısı transferinin daha iyi olduğu tespit edilmiştir.

Bensouici ve Bessaih (2010) yapmış oldukları bu çalışmada, dikey bir kanal içerisinde gözenekli yapı kullanarak, karışık konveksiyonla gerçekleşen ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Gözenekli bölgedeki akış, Darcy-Brinkman-Forchheimer eşitliği kullanılarak çözümlenmiştir. Sonuç olarak iyi bir soğutmanın, kanalın tamamen gözenekli malzemeyle doldurulmasıyla elde edileceği anlaşılmıştır. Richardson sayısının 20 olduğu değerlerde kaldırma kuvveti etkilerinin güçlü olduğu, ortalama Nusselt sayısının gözenekli yapıda tüm Richardson değerlerinde fazla olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca kanal içinde gözenekli yapı kullanıldığında fandan enerji tasarrufu yapılabileceği anlaşılmıştır.

2.4. Çalışmanın Amacı

Bilindiği gibi elektronik devrelerde devre kartları üzerinde ısınan elemanların sayısı oldukça çok sayıdadır ve ayrıktır. Sistemin güvenli çalışması için bu tür sistemlerin soğutulması son derece önemlidir. Devre kartlarının sıcaklığının emniyetli

Çalışma sıcaklığını aşmaması, soğutma sistemindeki akış şartlarına, geometrik boyutlara, yongaların yerleşimine vb. bağlıdır. Bu yüzden yeterli soğutmanın sağlanması uygun şartların belirlenmesi için, akış ve sıcaklık alanlarının detaylı bir analizi gerekir. Bu analizlerin sonucunda elektronik sistemlerin tasarımı için gerekli olan kriterler belirlenebilir.

şekil 2.5'ten de görüldüğü üzere elektronik devre kartları birçok elektronik yongadan meydana gelmiştir. Bu yongaların boyutları ve işlem kapasiteleri farklı olmakla birlikte kart üzerine de çok değişik konumlarda yerleştirilebilmektedir. şimdiye kadar yapılan çalışmalarda ayrıık ısı kaynaklarıyla ilgili çalışmaları görmek mümkündür. Ancak ısı transfer yüzey alanları köpük malzemelerle genişletilmiş çalışmalara yok denecek kadar az sayıda rastlanmıştır. Bundan dolayı bu çalışmada kanal içinde kanatçık yerine farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20 ve 40 PPI) alüminyum köpük malzemeler kullanılarak deneyler yapılmıştır.



şekil 2.5. Elektronik devre kartı

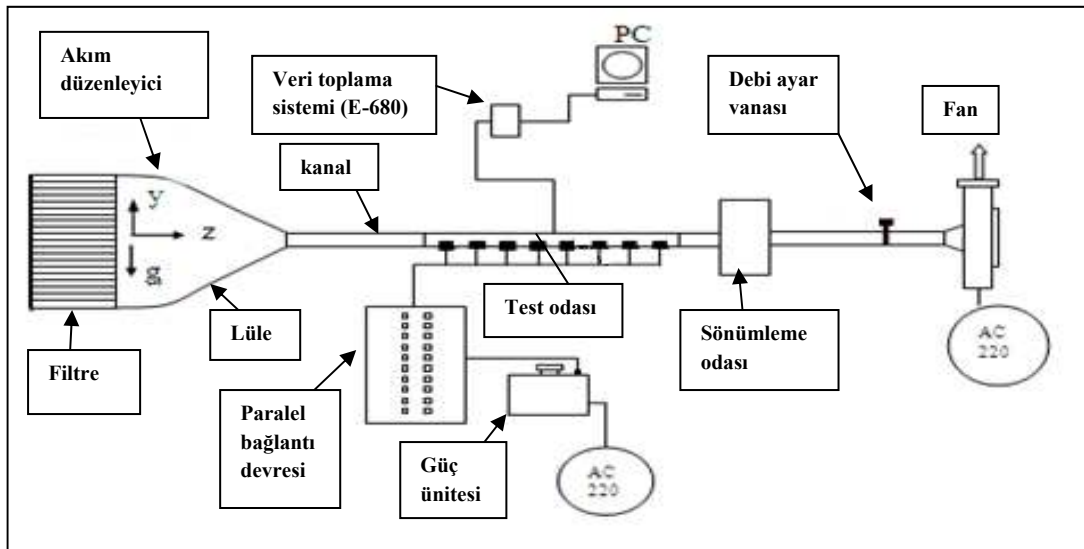
3. MATERYAL VE METOT

Elektronik elemanların soğutulması, elektronik devre elemanında oluşan enerjinin, bir akış hareketi oluşturularak akışkana aktarılması prensibine dayanır. Uygun çalışma şartlarının sağlanması devre elemanından akışkana aktarılan ısı miktarının uygun olarak ayarlanması ile mümkün olur. Bu bağlamda elektronik sistemlerde taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferinin fiziksel mekanizmasını daha iyi anlayabilmek için Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Anabilim dalında başlatılan çalışmalar kapsamında EMUMAM (Endüstriyel ve Medikal Uygulamalar Mikrodalga Uygulama ve Araştırma Merkezi) Laboratuvarı'nda bir deney düzeneği kurulmuştur.

Bu bölümde deney düzeneğini oluşturan parçalarla deneysel çalışmaların nasıl yapıldığı ile ilgili detaylı bilgiler verilmiştir.

3.1. Deney Düzeneği

Kanal içerisinde sürekli, laminar / türbülanslı akış şartlarında taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferinin incelenmesi için kurulan deney düzeneğinin şeması Şekil 3.1'de görülmektedir.



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

Şekil 3.1’de görüldüğü gibi deney düzeneği, 100W gücünde 2000 dev/dk hızında bir AC fan, bir akım düzenleyici (akış düzeltici filtre + lüle) , ısıtıcı elemanlar, köpük malzemeler ve sıcaklıkların ölçümünde kullanılan çok sayıda ısıl çiftin (termokapıl) bulunduğu test odası, test odasını fandan ayırmak için bir sönümleme odası, bir AC güç ünitesi ile sıcaklıkların ölçülüp depolanmasını sağlayan E680 veri depolama sisteminden oluşmaktadır. EMUMAM Laboratuvarı’nda kurulan deney düzeneğinin Şekil 3.2’de genel görünümü verilmiştir.



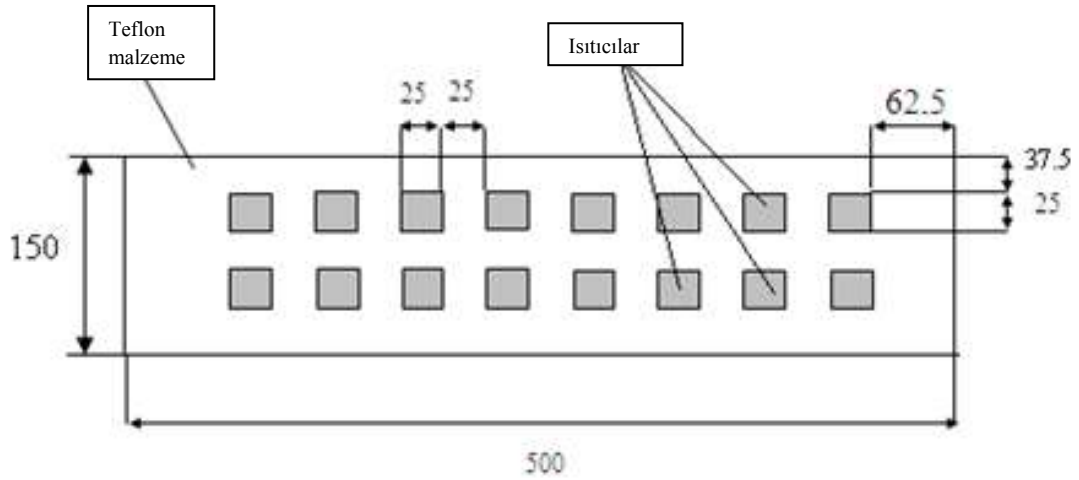
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin genel görünümü

3.1.1. Kanal ve Test Bölgesi

Bu çalışmada öncelikle kanal geometrisi ve boyutları belirlenmiştir. Kanal geometrisinin tasarımı yapılırken kanalın alt yüzeylerine yerleştirilecek olan ısıtıcıların ve köpük blokların sayısı ve boyutu dikkate alınmıştır. Kanalın test bölgesinden önceki 650 mm uzunluğundaki kısmı, test bölgesi girişinde hidrodinamik sınır tabakası kalınlığının en az kanal yüksekliğinin yarısına yakın olması ve test bölgesindeki akışın kanal girişindeki etkilerden bağımsız olması amacıyla kullanılmaktadır.

Kanalın test bölgesinden sonra kullanılan 200 mm'lik kısmı ise akışın kanal çıkışında oluşabilecek etkilerden bağımsız olmasını sağlamıştır. Ayrıca laboratuvar şartları da göz önünde bulundurularak dikdörtgen kanalın boyutları 150x40x1350 mm olarak belirlenmiştir. Kanalın alt yüzeyindeki test bölgesi, yüksek sıcaklıklara dayanıklı ($\cong 200^{\circ}\text{C}$, $k=0,25 \text{ W/mK}$) saf teflon malzemeden (PTFE), diğer kısımları ise 5 mm kalınlığında plexiglass malzemeden yapılmıştır.

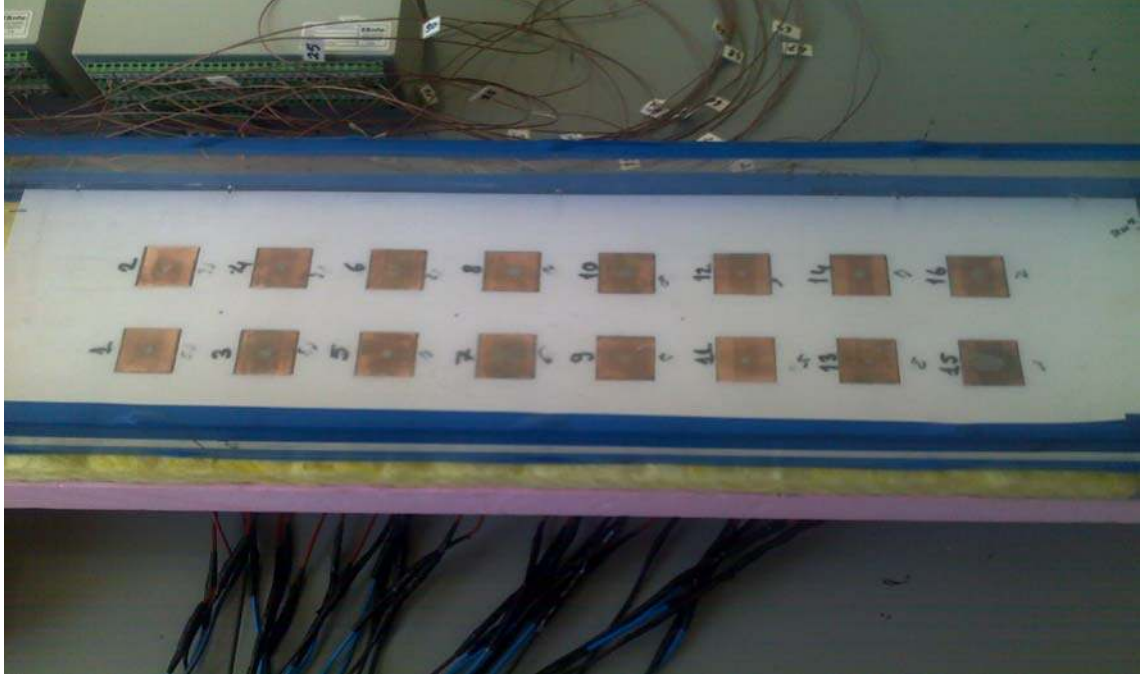
Test bölgesi, gerekli ölçümlerin yapıldığı, metal köpük malzemeden yapılmış bloklar, elektrikli ısıtıcılar ve ısı çiftlerinin (termokapıl) bulunduğu, gerekli hız ve sıcaklık ölçümlerinin veri depolama (data logger) sistemiyle alındığı yerdir. Test bölgesi, 500 mm uzunlukta olup, kanalın alt kısmında bulunan bakır plakalar üzerine yerleştirilmiş, 25x25x20 mm boyutlarında, 10, 20 ve 40 PPI'lık metal köpük bloklardan oluşmaktadır. Bakır plakalar kanalın alt kısmında olup, 2 dizi 8 sıra olmak üzere toplam 16 adettir. Ayrıca Şekil 3.3'te test odasının planı ve detaylı ölçüleri verilmiştir.



Şekil 3.3. Test bölgesinin ölçüleri (mm)

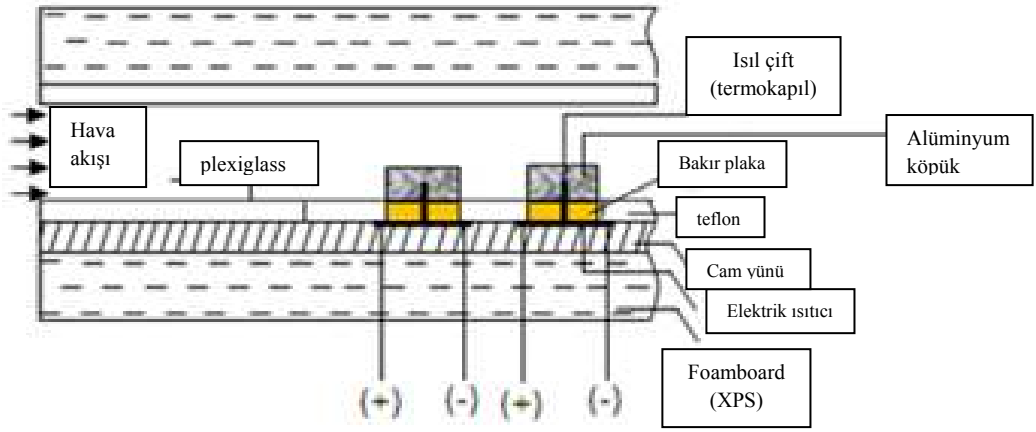
Bakır plakaların yüzey merkezleri delinip T tipi ısı çiftleriyle (termokapıl) lehimlenmiştir. Ayrıca radyasyon kayıplarını en aza indirmek için yüzeyleri parlatılmış, Şekil 3.3'te görüldüğü gibi, yüksek sıcaklıklara dayanıklı saf teflon ($k=0,25 \text{ W/mK}$) malzeme üzerine 25 mm eşit aralıklarla açılan yuvalara sıkı geçecek

şekilde monte edilmiştir. Şekil 3.4'te bakır plakaların teflon malzemeye montajının görünümü verilmiştir.



Şekil 3.4. Bakır plakaların teflon malzemeye montajı

Test bölgesi oluşturulduktan sonra kanal yalıtım malzemeleri ile kaplanmıştır. Isıtıcıların bulunduğu yüzeyin altına 20 mm kalınlığında, yüksek sıcaklıklara ($\approx 250^{\circ}\text{C}$) dayanıklı cam yünü yalıtım malzemesi ($k=0,048 \text{ W/mK}$), onun altında ise 50 mm kalınlığında, 75°C 'ye kadar dayanıklı foamboard (XPS) yalıtım malzemesi ($k=0,028 \text{ W/mK}$) yerleştirilmiştir. Kanalın üst ve yan kısımları ise 5 mm kalınlığında plexiglass malzeme üzerine 50 mm kalınlığında foamboard (XPS) kullanılarak tüm yüzeyler yalıtılmıştır. Ayrıca test odasındaki malzemelerin detaylı görünimleri Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Şekil 3.6'da ise ısıtıcıların cam yünü ile kaplanması gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Test odasındaki malzemelerin detaylı görünüşleri

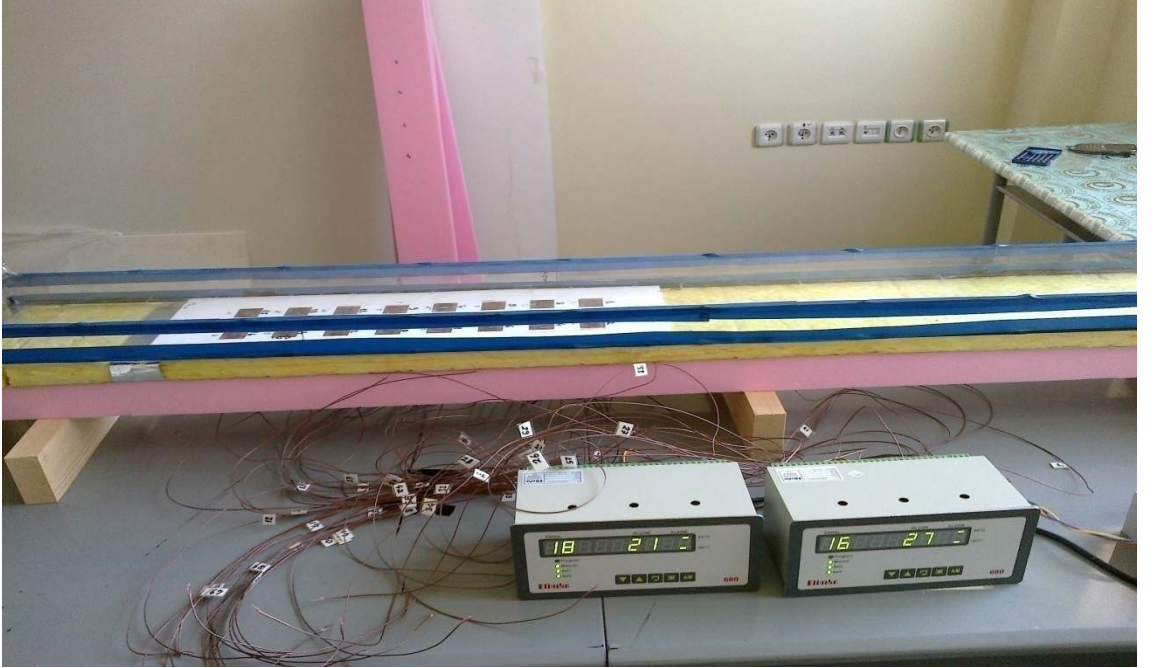


Şekil 3.6. Isıtıcıların cam yünü ile kaplanması

Şekil 3.7’de, Foamboard (XPS) yalıtım malzemesinin montajı, Şekil 3.8’de ise test bölgesi ve kanalın yandan görünümü verilmiştir.

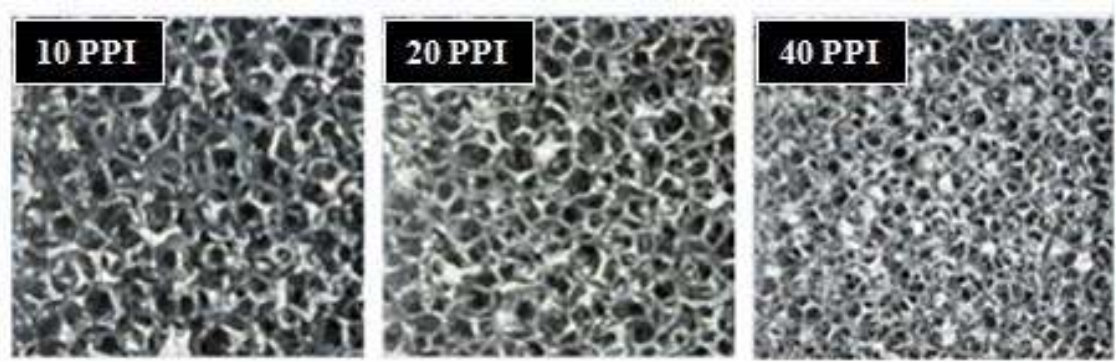


Şekil 3.7. Foamboard (XPS) yalıtım malzemesinin montajı



Şekil 3.8. Test bölgesi ve kanalın yandan görünümü

Deneyler 4 aşamada gerçekleştirilmiştir. Tüm deneyler, her bir bakır plaka altına yerleştirilmiş eşit dirence sahip ısıtıcılara eşit gerilim uygulanarak yapılmıştır. Bakır plakalara verilen gerilimi ayarlamak için AC bir güç ünitesi kullanılmış, bu sayede istenilen voltajlarda çalışma fırsatı bulunmuştur. İlk aşamada test bölgesinde ısıtıcılar üzerine herhangi bir köpük kullanılmayıp bakır bloklarla köpüksüz çalışma gerçekleştirilmiştir. Diğer 3 aşama ise test bölgesine sırasıyla 20 mm yükseklikte 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpük blok konularak deneyler gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.9’da 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpük malzemelerin gözenek yapısının görünümü verilmiştir. Çizelge 3.1’de ise alüminyum köpük malzemelerin fiziksel özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.9. 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpük malzemeler

Çizelge 3.1. Alüminyum köpük malzemelerin özellikleri

Örnek	Gözeneklilik (ϵ)	Gözenek yoğunluğu (PPI)	Geçirgenlik(m^2)
1. (Al-6101)	0.910	10	7.73×10^{-8}
2. (Al-6101)	0.910	20	4.93×10^{-8}
3. (Al-6101)	0.910	40	2.40×10^{-8}

Deneylerde ısınan elemanların yüzey alanlarını genişletmek için kanatçık yerine alüminyum köpük blok kullanılmıştır. Köpük bloklar, ısı transfer alanını artırma metotları içerisinde diğer kanatçık tiplerine göre daha avantajlı konuma sahiptirler. Ağırlık oranına göre düşük yoğunluğa, yüksek ısıl iletkenliğe sahip gözenekli ortamlara, akışkan akışını karıştırıcı etkiye ve yüksek ısı transfer alanına sahip olmalarından dolayı kurulan deney düzeneğinde tercih sebebi olmuştur. Şekil 3.10 ve 3.11’de alüminyum köpük blokların test bölgesine yerleşimi gösterilmiştir.



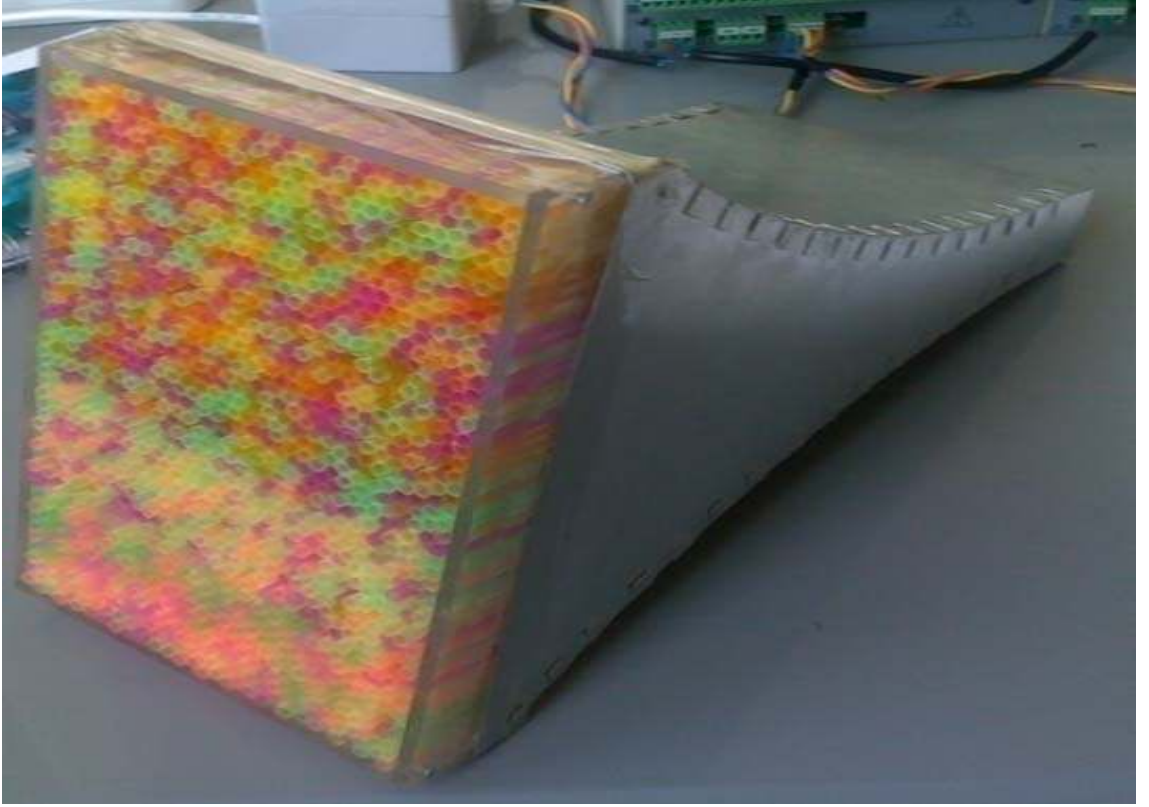
Şekil 3.10. Alüminyum köpük blokların test bölgesine yerleşimi



Şekil 3.11. Alüminyum köpük blokların test bölgesine yerleşimi-2

3.1.2. Akım Düzenleyici

Kanaldaki test bölgesi girişinde uygun hidrodinamik şartları sağlamak için akışın üniform olması gerekmektedir. Bu yüzden kanal girişine bir adet akım düzenleyici yerleştirilmiştir. Akım düzenleyici, akış düzeltici ve lüleden oluşmaktadır. Akım düzenleyicinin giriş kısmı olan akış düzeltici, akım düzenleyiciye giren akışkanın sahip olduğu vorteksleri en aza indirmek amacıyla kullanılmıştır. Şekil 3.12’de görülen akış düzeltici iki plexiglass parça arasında 5 mm çapında çok sayıda pipet malzemedir. Lüle ise fan ile emilen havanın test bölgesine üniform hız profili oluşturacak şekilde girmesi için tasarlanmıştır. Yine Şekil 3.12’de görülen lüle alüminyum levhadan imal edilmiştir. Şekil 3.13’te ise akım düzenleyicinin kanal bağlantısı görülmektedir.



Şekil 3.12. Akım düzenleyici (akış düzeltici + lüle)



Şekil 3.13. Akım düzenleyicinin deney düzeneğindeki genel görünümü

3.1.3. Sönümlleme Odası

Test bölgesini mekanik ve akustik olarak fandan ayırmak, aynı zamanda fanın akışkan emişinin üniform olmasını sağlamak için deney düzeneğinde kullanılan kısımdır. Şekil 3.14’te sönümlleme odasının deney düzeneğindeki görünümü verilmiştir.

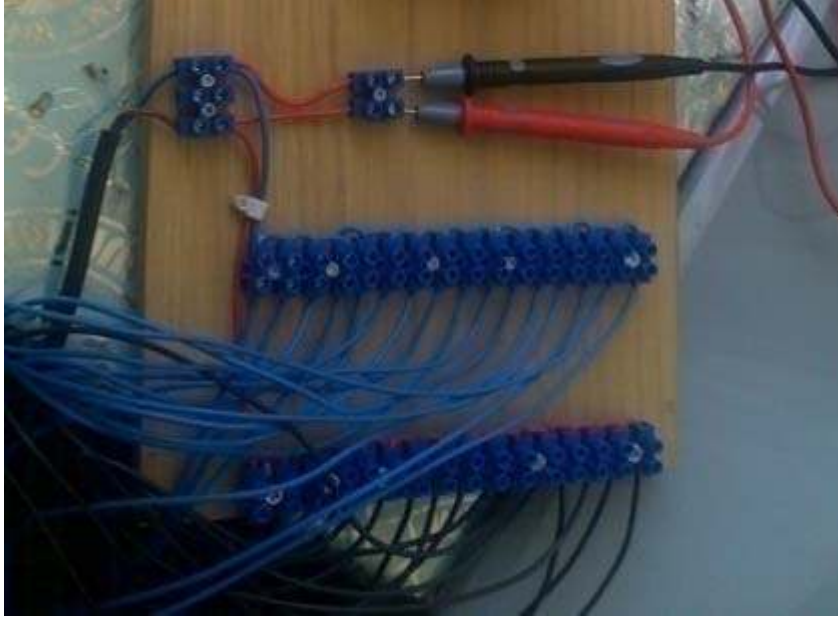


Şekil 3.14. Sönümlleme odasının deney düzeneğindeki görünümü

3.1.4. Güç Ünitesi

Deneylerde ısıtıcılara gerekli olan akım bir AC güç kaynağı ile paralel bağlantı devresi üzerinden sağlanmıştır. Şekil 3.15’te görülen paralel bağlantı devresinde her bir direnç için eşit voltaj uygulanır.

$$V=V_1=V_2=V_3 \text{ (Volt)} \quad (3.1)$$



Şekil 3.15. Dirençlerin paralel bağlantı devresi

Isıtıcılar eşit dirence sahip olduklarından,

$$R=R_1=R_2=R_3 \text{ (Ohm)} \quad (3.2)$$

her bir ısıtıcıya düşen ısı akısı eşittir ve

$$q_1'' = q_2'' = q_3'' = \frac{V^2}{R.A_h} \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (3.3)$$

şeklinde hesaplanır.

3.2. Deneysel Verilerin Toplanması ve Ölçüm Sistemleri

Yapılan deneylerde istenilen değerlerin hesaplanabilmesi için, ısıtıcılara uygulanan gerilimin, sıcaklık değerlerinin ve hava hızının ölçülmesi gerekmektedir. Deneylerde ısıtıcılara uygulanan gerilimi ölçmek için bir multimetre, havanın kanala giriş ve çıkış sıcaklığı ve her bir yonga için ayrı ayrı sıcaklık değerlerini ölçmek için bir veri toplama sistemi (ELİMKO-680) ve hava hızının ölçülmesi için $\pm 1\%$ hassasiyetli,

0-20 m/s arasında ölçüm aralığı bulunan TESTO-425 marka bir hız ölçüm cihazı kullanılmıştır.

Sıcaklık ölçümlerinde bakır malzemeden yapılmış T tipi termokapılar kullanılmıştır. Tüm termokapılar sıcaklık ölçümü öncesinde kalibre edilmiştir. Deney düzeneğinde 50 farklı yerde bulunan termokapılar, ELİMKO-680 veri toplama sistemine bağlanmıştır. Tüm deney boyunca sistem sürekli hale geldiğinde, ölçülen sıcaklıklar bilgisayar hafızasında depolanmıştır. Bu çalışmada 531-4486 Reynolds sayısı aralığında deneyler yapılmıştır.

3.3. Deneysel Verilerin Analizi

Deneylerde ölçülen sıcaklık, hız ve voltaj değerleri dikkate alınarak yapılan ısı transferi hesaplamaları ayrıntılarıyla bu bölümde anlatılmıştır.

Dikdörtgen kesitli bir kanalda akışkan yığın sıcaklığının (ortalama akışkan sıcaklığı) belirlenebilmesi amacıyla, bir ısıtıcı sırası için akışkana verilen ısı enerjisinin bilinmesi gerekir. Bir ısıtıcı sırası için akışkana verilen ısı enerjisi,

$$Q_{tot,j} = Q_{konv,j} + Q_{kond,j} \quad (3.4)$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada;

$Q_{tot,j}$ = bir ısıtıcı sırasına verilen toplam ısı transferini,

$Q_{konv,j}$ = bir ısıtıcı sırası için kanal içinde akmakta olan havaya, ısıtıcılardan konveksiyon (taşıma) yoluyla olan ısı transferini,

$Q_{kond,j}$ = bir ısıtıcı sırası için test bölgesinin alt, üst ve yan yüzeylerinden kondüksiyonla olan toplam ısı kaybını göstermektedir.

Bir ısıtıcı sırasındaki 8 adet ısıtıcı plakaya verilen toplam ısı akımı yani elektrik enerjisi ($Q_{tot,j}$),

$$Q_{tot.j} = 2 \cdot \frac{V^2}{R} \quad (3.5)$$

denklemlerle hesaplanır. Burada, V ısıtıcı uçlarına uygulanan gerilim, R ise ısıtıcı direncidir.

Test bölgesinin alt, üst ve yan yüzeylerinden kondüksiyonla olan ısı kayıplarını belirlemek için yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzeylerine termokapılar yerleştirilmiştir. Alt, üst ve yan yalıtımlara iç yüzeylerinde 4 ve dış yüzeylerinde 4 olmak üzere toplamda 32 adet termokapıl yerleştirilmiştir. Termokapılardan okunan, yalıtımların alt ve üst yüzeylerindeki sıcaklık değerlerinden, bu yüzeylerin diğer noktalarındaki sıcaklık değerleri lineer sıcaklık değişimi olarak kabul edilerek hesaplanmış, böylece her bir ısıtıcı sırasına tekabül eden yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzey sıcaklıkları belirlenmiştir.

Her bir ısıtıcı sırası için alt, üst ve yan yalıtım malzemelerinden oluşan kondüksiyonla (iletimle) ısı transferi denklemi (3.6)'da verildiği gibi ayrı ayrı hesaplanmıştır.

$$Q_{kond.} = -k_{yalt.} A_{yalt.} \frac{T_{dış} - T_{iç}}{L_{yalt.}} \quad (3.6)$$

Burada;

$k_{yalt.}$ = yalıtım malzemesinin kondüksiyon katsayısı (W/m°C)

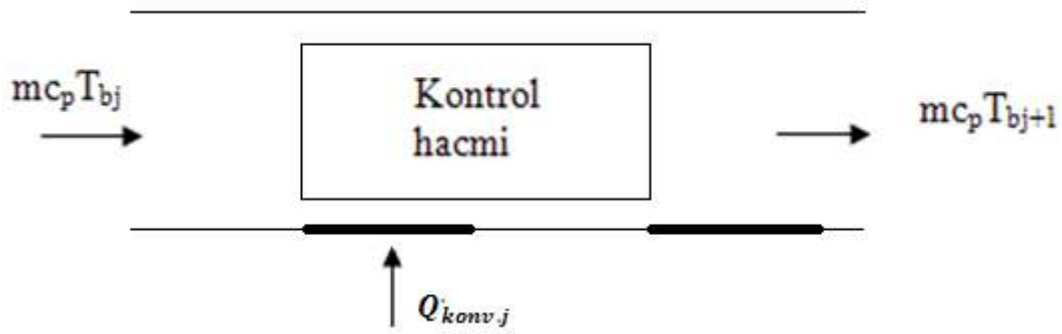
$A_{yalt.}$ = yalıtım malzemesi ısı transfer alanı (m²)

$T_{dış} - T_{iç} = \Delta T$ = her bir ısıtıcı sırasındaki yalıtım yüzeyi sıcaklık farkı (°C)

$L_{yalt.}$ = yalıtım malzemesi kalınlığıdır. (m)

Nusselt sayısı ve soğutucu akışkanın (hava) termofiziksel özelliklerini belirlemede ortalama akışkan sıcaklığı (T_b) önemlidir. Ortalama akışkan sıcaklığı, kanal içerisinde seçilen bir kontrol hacminde enerjinin korunumu kanununa dayanarak hesaplanabilir. Bu çalışmada soğutucu akışkan havadır ve ideal gaz olarak kabul

edilmiştir. Şekil 3.16’da sürekli şartlarda enerjinin korunumu kanununun uygulanması gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Ortalama akışkan sıcaklığının hesaplandığı kontrol hacmi

$$T_{bj+1} = \frac{Q_{konv.j}}{m \cdot c_p} + T_{bj} \quad (3.7)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadede,

m = havanın kütleli debisi (kg/s)

c_p = havanın özgül ısısı (kJ/kg°C)

T_{bj} = havanın ısıtıcı sırasına giriş sıcaklığı (°C)

T_{bj+1} = havanın bir sonraki ısıtıcı sırasına giriş sıcaklığıdır. (°C)

Her bir ısıtıcı sırası için kanal içinde akmakta olan havaya, ısıtıcılardan konveksiyon (taşıma) yoluyla olan ısı transferi,

$$Q_{konv.j} = Q_{tot.j} - Q_{kond.j} \quad (3.8)$$

şeklinde hesaplanır.

Burada,

$Q_{kond.j}$ = her bir ısıtıcı sırasının alt, üst ve yan yüzeyinden kondüksiyonla olan ısı kaybını göstermektedir.

Soğutucu akışkan havaya konveksiyonla olan ortalama ısı akısı,

$$q''_{konv.} = (\sum_{j=1}^8 Q_{konv.j}) / A_{h.tot} \quad (3.9)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada $A_{h.tot}$, ısıtıcı plakaların toplam ısı transfer alanıdır.

Yapılan hesaplamalarda radyasyon kayıpları, verilen toplam ısıнын yaklaşık olarak % 1'ini aşmadığı için ısı transferi hesaplarına dahil edilmemiştir.

$Q_{konv.j}$ terimi bulunduğundan sonra Nusselt (Nu) sayısı, kanalın alt kısmında bulunan her bir ısıtıcı sırası için hesaplanmıştır. Nusselt (Nu) sayısı konveksiyonla ısı transferinin ne kadar iyi olduğunu gösteren boyutsuz bir büyüklüktür.

Her bir ısıtıcı sırası için ortalama Nusselt sayısı ($\overline{Nu}_{Dh j}$),

$$\overline{Nu}_{Dh j} = \frac{\bar{h}_j \cdot D_h}{k} \quad (3.10)$$

şeklinde hesaplanmıştır.

Burada $\bar{h}_j$, kanalın alt kısmında bulunan her bir ısıtıcı sırasındaki ortalama ısı transfer katsayısıdır ve denklem (3.11)'e göre hesaplanmıştır.

$$\bar{h}_j = \frac{Q_{konv.j}}{(\bar{T}_{sj} - T_{bj}) \cdot A_{hj}} \quad (3.11)$$

Denklem (3.11) aynı zamanda Newton' un soğuma kanunudur. Denklem (3.10)' da $\bar{h}_j$ yerine yazılırsa, alt yüzeyde bulunan her bir ısıtıcı sırası için ortalama Nusselt sayısı denklem (3.12) olarak bulunur.

$$\overline{Nu}_{Dh\ j} = \frac{Q_{konv.j} \cdot D_h}{(\bar{T}_{sj} - T_{bj}) \cdot A_{hj} \cdot k} \quad (3.12)$$

Burada,

A_{hj} = bir ısıtıcı sırasındaki toplam plaka alanı

$\bar{T}_{sj}$ = bir ısıtıcı sırasındaki ortalama yüzey sıcaklıkları

T_{bj} = bir ısıtıcı sırası girişindeki yığın sıcaklığı olup denklem (3.7)'den hesaplanmıştır.

D_h = kanal hidrolik çapıdır ve denklem (3.13)'den hesaplanmıştır.

$$D_h = \frac{4 \cdot A_k}{P_k} \quad (3.13)$$

Hidrolik çap (D_h), kanal yüksekliğinin ve kanal genişliğinin etkilerini birlikte içeren bir büyüklük olup, bu çalışmada karakteristik uzunluk olarak alınmıştır. (3.13)' deki ifadede A_k kanalın kesit alanı, P_k ise kanalın çevre uzunluğunu temsil etmektedir.

Bu çalışmada Nusselt sayısı ile birlikte olayın fizikine etkiyen diğer boyutsuz sayılar ise Reynolds (Re), Grashof (Gr) ve Richardson (Ri) sayılarıdır. Bu boyutsuz parametreler deneysel sonuçları uygun bir şekilde değerlendirmek ve karşılaştırmak için kullanılır.

Boyutsuz sayılar kanal hidrolik çapına (D_h) göre aşağıdaki ifadelerle hesaplanmıştır.

Reynolds sayısı,

$$Re_{Dh} = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu} \quad (3.14)$$

Grashof sayısı,

$$Gr_{Dh} = \frac{g \cdot \beta \cdot (\bar{T}_s - \bar{T}_b) \cdot D_h^3}{\nu^2} \quad (3.15)$$

Burada $\bar{T}_s$ test bölgesinde bulunan blokların ortalama sıcaklıkları, $\bar{T}_b$ ise test bölgesinde ortalama yığın sıcaklığıdır.

Isı akısına bağlı olarak düzeltilmiş Grashof sayısı,

$$Gr_{Dh}^* = \frac{g \cdot \beta \cdot q_{konv}'' \cdot D_h^4}{k \cdot \nu^2} \quad (3.16)$$

Richardson sayısı,

$$Ri = \frac{Gr_{Dh}}{Re_{Dh}^2} \quad (3.17)$$

olarak hesaplanmıştır.

Verilen ifadelerde,

w_0 = kanala giriş hızı (m/s)

ν = havanın kinematik viskozitesi (m²/s)

g = yerçekimi ivmesi (m/s²)

k = havanın kondüksiyon katsayısı (W/mK)

β = havanın kanala giriş sıcaklığına bağlı genleşme katsayısıdır. (K⁻¹)

3.4. Hata Analizi

DeneySEL sonuçların ne kadar güvenilir olduğunun belirlenmesi için, deneyler sırasında ölçülen değerlere ve bu değerlere bağlı olarak hesaplanan diğer büyüklüklere hata analizi yapılmıştır. Bu çalışmada en önemli bağımlı değişken Nusselt sayısı olduğundan hata analizi bu sayı üzerinden literatürdeki hesap yöntemleri kullanılarak açıklanmıştır.

Eğer “ f ” bağımlı bir değişken, x ve y ise bağımsız iki değişken ise,

$$F = f(x, y) \quad (3.17)$$

yazılır ve x, y’ nin mutlak belirsizliği ω_x , ω_y olarak verildiğinde, f’ nin belirsizliği ω_f ,

$$\omega_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x} \omega_x \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y} \omega_y \right)^2 + \dots \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

olarak yazılabilir. Denklem (3.18) dikkate alınarak Nusselt sayısının belirsizlik oranı,

$$\omega_{Nu_j} = \left[\left(\frac{\partial Nu_j}{\partial q''_{konv.j}} \omega_{q''_{konv.j}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_j}{\partial D_h} \omega_{D_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_j}{\partial k} \omega_k \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_j}{\partial (T_{sj}-T_{bj})} \omega_{(T_{sj}-T_{bj})} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.19)$$

yazılır.

Denklem (3.19)’da,

$\omega_{q''_{konv.j}}$ = konveksiyon ısı akısının,

ω_{D_h} = hidrolik çapın,

ω_k = kondüksiyon katsayısının,

$\omega_{(T_{sj}-T_{bj})}$ = sıcaklık farkının belirsizliğini göstermektedir.

Denklem (3.19)’daki diğer terimler ayrıntılı olarak yazılırsa,

$$\frac{\partial Nu_j}{\partial q''_{konv.j}} = \frac{D_h}{k.(T_{sj}-T_{bj})} \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial Nu_j}{\partial D_h} = \frac{q''_{konv.j}}{k.(T_{sj}-T_{bj})} \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial Nu_j}{\partial k} = \frac{-q''_{konv.j}}{k^2.(T_{sj}-T_{bj})} \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial Nu_j}{\partial (T_{sj}-T_{bj})} = \frac{-q''_{konv.j} \cdot D_h}{k \cdot (T_{sj}-T_{bj})^2} \quad (3.23)$$

denklemleri elde edilir.

Denklem (3.20) - (3.23) ifadeleri denklem (3.19)'da yerine yazılıp düzenlenirse, Nusselt sayısı için hata oranı,

$$\frac{\omega_{Nu_j}}{Nu_j} = \left[\left(\frac{\omega_{q''_{konv.j}}}{q''_{konv.j}} \right)^2 + \left(\frac{\omega_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{\omega_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{\omega_{(T_{sj}-T_{bj})}}{(T_{sj}-T_{bj})} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.24)$$

ifadesinden bulunur.

Diğer büyüklükler için yukarıdaki anlatılan yöntemle hesaplamalar yapılmış, belirsizlik ve hata oranları Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Değişkenlerin belirsizlik ve hata oranları

Sembol	Aralık	Belirsizlik	Hata oranı (%)
Nu	60-900	-	% 4
Re	531-4486	-	% 4
Gr*	4,2x10 ⁷ -1,7x10 ⁸	-	% 3
V	10-20 V	0,7	% 1
R	300 Ω	0,7	% 1
$k_{yalt.}$	0,028 W/mK	0,003	% 1
k_{hava}	0,026-0,030 W/mK	0,001	% 1
T _s -T _b	3-65 °C	0,1	% 1

3.5. Deneysel Çalışma Parametreleri

Bu çalışmada, yüzeyleri alüminyum köpük malzeme ile genişletilmiş ayrık ısıtıcılar bulunan dikdörtgen kesitli yatay bir kanala üniform ısı akısı uygulanarak ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Deneylerde 20 mm yükseklikte 10, 20 ve 40 PPI olmak üzere 3 farklı gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklar kullanılmıştır. Çizelge 3.3'te görüldüğü gibi farklı Reynolds ve Grashof sayılarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar ayrıntılı bir şekilde Bölüm 4'te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Deneysel Çalışma Parametreleri

Durum	Re _{Dh}	Gr [*] _{Dh}	Durum	Re _{Dh}	Gr [*] _{Dh}	Durum	Re _{Dh}	Gr [*] _{Dh}	Durum	Re _{Dh}	Gr [*] _{Dh}
Köpüksüz	531	4,2x10 ⁷	10 PPI	531	4,2x10 ⁷	20 PPI	531	4,2x10 ⁷	40 PPI	531	4,2x10 ⁷
Köpüksüz	531	9,4x10 ⁷	10 PPI	531	9,4x10 ⁷	20 PPI	531	9,4x10 ⁷	40 PPI	531	9,4x10 ⁷
Köpüksüz	531	1,7x10 ⁸	10 PPI	531	1,7x10 ⁸	20 PPI	531	1,7x10 ⁸	40 PPI	531	1,7x10 ⁸
Köpüksüz	1175	4,2x10 ⁷	10 PPI	1175	4,2x10 ⁷	20 PPI	1175	4,2x10 ⁷	40 PPI	1175	4,2x10 ⁷
Köpüksüz	1175	9,4x10 ⁷	10 PPI	1175	9,4x10 ⁷	20 PPI	1175	9,4x10 ⁷	40 PPI	1175	9,4x10 ⁷
Köpüksüz	1175	1,7x10 ⁸	10 PPI	1175	1,7x10 ⁸	20 PPI	1175	1,7x10 ⁸	40 PPI	1175	1,7x10 ⁸
Köpüksüz	1825	4,2x10 ⁷	10 PPI	1825	4,2x10 ⁷	20 PPI	1825	4,2x10 ⁷	40 PPI	1825	4,2x10 ⁷
Köpüksüz	1825	9,4x10 ⁷	10 PPI	1825	9,4x10 ⁷	20 PPI	1825	9,4x10 ⁷	40 PPI	1825	9,4x10 ⁷
Köpüksüz	1825	1,7x10 ⁸	10 PPI	1825	1,7x10 ⁸	20 PPI	1825	1,7x10 ⁸	40 PPI	1825	1,7x10 ⁸
Köpüksüz	2461	4,2x10 ⁷	10 PPI	2461	4,2x10 ⁷	20 PPI	2461	4,2x10 ⁷	40 PPI	2461	4,2x10 ⁷
Köpüksüz	2461	9,4x10 ⁷	10 PPI	2461	9,4x10 ⁷	20 PPI	2461	9,4x10 ⁷	40 PPI	2461	9,4x10 ⁷
Köpüksüz	2461	1,7x10 ⁸	10 PPI	2461	1,7x10 ⁸	20 PPI	2461	1,7x10 ⁸	40 PPI	2461	1,7x10 ⁸
Köpüksüz	3133	4,2x10 ⁷	10 PPI	3133	4,2x10 ⁷	20 PPI	3133	4,2x10 ⁷	40 PPI	3133	4,2x10 ⁷
Köpüksüz	3133	9,4x10 ⁷	10 PPI	3133	9,4x10 ⁷	20 PPI	3133	9,4x10 ⁷	40 PPI	3133	9,4x10 ⁷
Köpüksüz	3133	1,7x10 ⁸	10 PPI	3133	1,7x10 ⁸	20 PPI	3133	1,7x10 ⁸	40 PPI	3133	1,7x10 ⁸
Köpüksüz	3797	4,2x10 ⁷	10 PPI	3797	4,2x10 ⁷	20 PPI	3797	4,2x10 ⁷	40 PPI	3797	4,2x10 ⁷
Köpüksüz	3797	9,4x10 ⁷	10 PPI	3797	9,4x10 ⁷	20 PPI	3797	9,4x10 ⁷	40 PPI	3797	9,4x10 ⁷
Köpüksüz	3797	1,7x10 ⁸	10 PPI	3797	1,7x10 ⁸	20 PPI	3797	1,7x10 ⁸	40 PPI	3797	1,7x10 ⁸
Köpüksüz	4486	4,2x10 ⁷	10 PPI	4486	4,2x10 ⁷	20 PPI	4486	4,2x10 ⁷	40 PPI	4486	4,2x10 ⁷
Köpüksüz	4486	9,4x10 ⁷	10 PPI	4486	9,4x10 ⁷	20 PPI	4486	9,4x10 ⁷	40 PPI	4486	9,4x10 ⁷
Köpüksüz	4486	1,7x10 ⁸	10 PPI	4486	1,7x10 ⁸	20 PPI	4486	1,7x10 ⁸	40 PPI	4486	1,7x10 ⁸

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

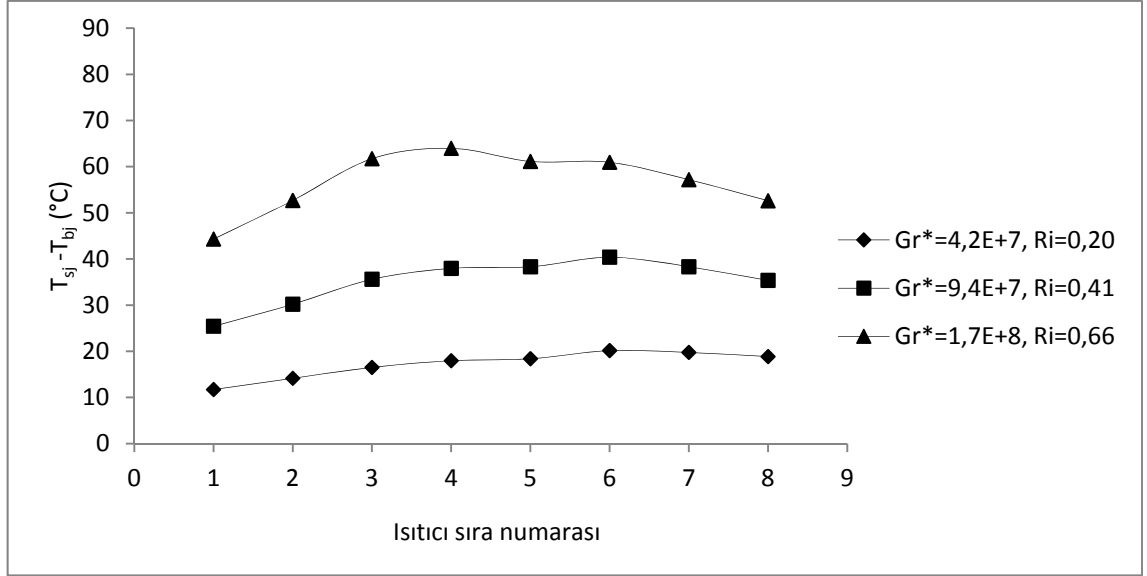
4.1. Giriş

Bu bölümde, deneysel çalışma parametreleri kullanılarak elde edilen ısı transferi sonuçları grafikler halinde ayrıntılı olarak verilmiştir. Çalışma iki aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada ısıtıcı elemanlar üzerine köpük malzeme konulmadan deneyler yapılmış, ikinci aşamada ise gözenek yoğunluğu 10, 20 ve 40 PPI olan alüminyum köpük bloklarla ısıtıcıların yüzeyleri genişletilerek deneyler yapılmıştır.

4.2. Köpüksüz Çalışma İçin Yapılan Deneylerin Sonuçları

Burada yapılan deneyler süresince test bölgesi boş tutularak belirlenen bir Reynolds sayısında ısıtıcı dirençlere değişik voltajlar uygulanarak, sistem sürekli hale geldiği zaman ısıtıcı plakaların sıcaklıkları ölçülmüştür. İki dizi halinde bulunan ısıtıcı plakaların yüzey sıcaklıkları birbirine yakın olduğu görülmüş ve Nusselt sayıları hesaplanırken, sıra ortalama Nusselt sayısı, sıra ortalama yüzey sıcaklıklarına göre hesaplanmıştır.

$Nu_{(Dh)}$ sayısı ısıtıcı sıcaklıklarına ve konveksiyon ısı akılarına bağlıdır. Bu çalışmada konveksiyon ısı akıları sabit tutulmuştur. Bu nedenle kanal boyunca $Nu_{(Dh)}$ sayısında meydana gelen değişimler sadece ısıtıcı sıcaklıkları ile ilgilidir. Reynolds sayısının 1825 olduğu durum için, farklı Grashof sayılarında her bir ısıtıcı sırası için sıra ortalama sıcaklık değerlerinin ısıtıcı sırasına göre değişimi Şekil 4.1’de verilmiştir.



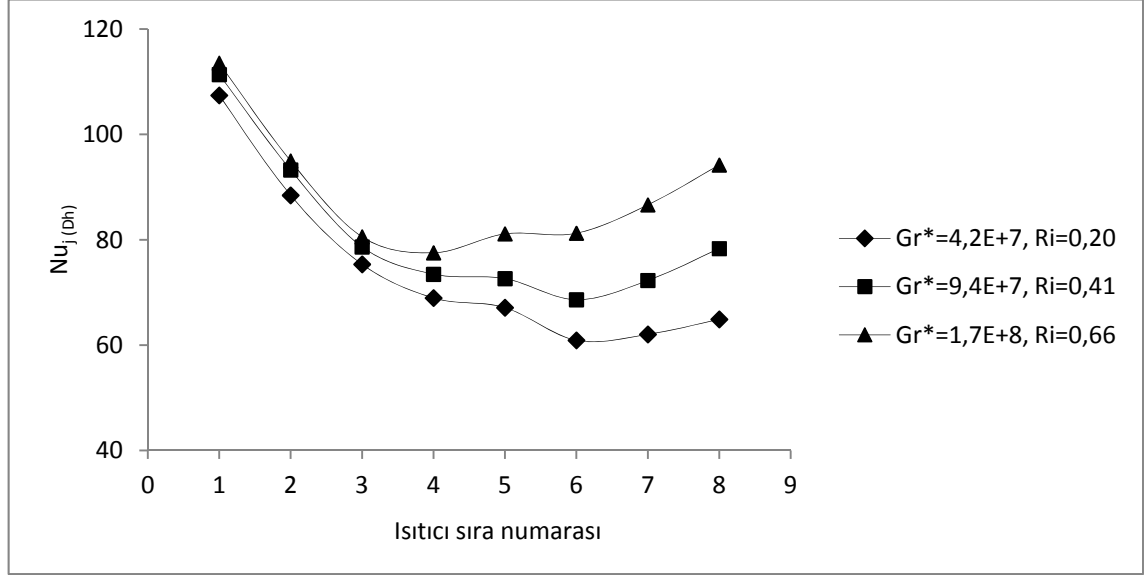
Şekil 4.1. Köpüksüz çalışmada $Re_{Dh}=1825$ için ısıtıcı sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi

Şekil 4.1 incelendiğinde, $Gr^*_{Dh}=4,2 \times 10^7$ ($Ri=0,20$) değerinde, ısı transferinin daha çok zorlanmış konveksiyonla gerçekleştiğini söylemek mümkündür. Yani, ısıtıcı sırası üzerine bir önceki ısıtıcı sırasından ısınarak geçen akışkan gelmiş, bunun sonucu olarak ısıtıcılardan yeterince ısı transferi olmamış dolayısıyla ısıtıcı sıcaklıkları ısıtıcıların ilk sırasından son sırasına doğru sürekli artmıştır. Isıtıcı sıcaklıklarının artması Nusselt sayılarının azalmasına neden olmuştur.

$Gr^*_{Dh}=9,4 \times 10^7$ ($Ri=0,41$) olduğu durumda ısıtıcı sıcaklıkları 1. sıradan 6. sıraya kadar artarken daha sonraki ısıtıcılarda azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın 6. ısıtıcı sırasından sonra ısı transferi üzerinde etkili olması, 6. sıradan sonraki ısıtıcılardan olan ısı transferini artırmasıdır.

$Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ ($Ri=0,66$) olduğu durumda ise, doğal konveksiyonun ısı transferi üzerindeki etkisi daha da artmış ve kaldırma kuvveti etkili ikincil akış 3. ısıtıcı sırasında itibaren ısıtıcılardan olan ısı transferini artırmıştır. Dolayısıyla ısıtıcı sıcaklıkları 1. ısıtıcı sırasından 3. ısıtıcı sırasına kadar artmış ve daha sonra azalmıştır.

Şekil 4.2’de Reynolds sayısının 1825 değeri için sıra ortalama Nusselt sayılarının dağılımı farklı Grashof sayıları için verilmiştir.



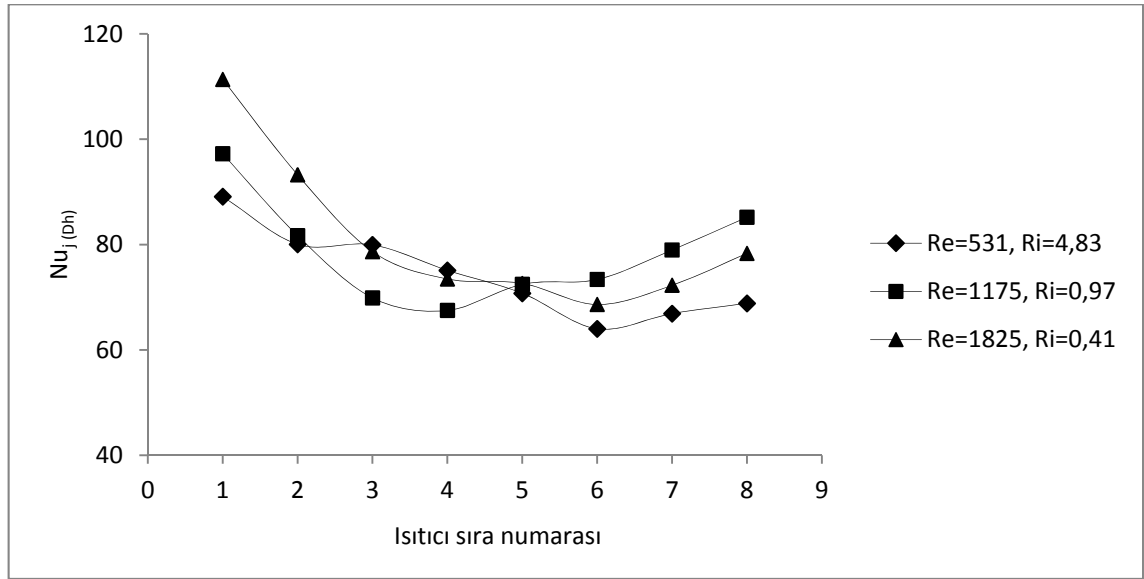
Şekil 4.2. Köpüksüz çalışma, $Re_{Dh}=1825$ Grashof sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 4.2’de görüldüğü üzere Grashof sayısı arttıkça Nusselt sayısında da bir artış söz konusu olmuştur. Grashof sayısının $4,2 \times 10^7$ ($Ri=0,20$) olduğu durumda Nusselt sayısı sürekli olarak azalmış, sadece 7. ve 8. sıralarda bir miktar artmıştır. Grashof sayısı arttıkça ($Ri=0,41-0,66$) kaldırma kuvveti etkili ikincil akış ısıtıcıların ilk sıralarına doğru kayma göstermiştir. Bu etki, ikincil akışın hızlanmasına neden olan akışkan yoğunluğundaki azalmadan kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla bu etki, Nusselt sayılarında artışa sebep olmuştur. İkincil akışın başlamasından sonraki bölge karışık konveksiyon etkilerinin baskın olduğu bölge olarak tanımlanabilir.

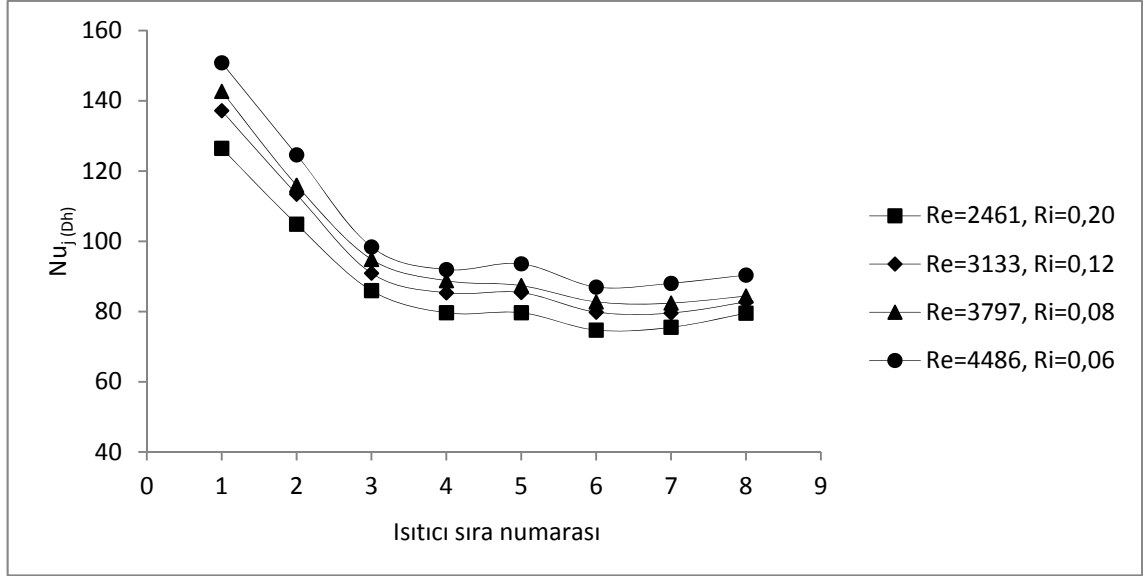
Deneylerde $Gr_{Dh}^*=9,4 \times 10^7$ ’de hem laminar hem de türbülanslı şartlar için Reynolds sayısı $531 \leq Re_{Dh} \leq 4486$ aralığında çalışmalar yapılmıştır. Laminar şartlar için Reynolds sayısı 531-1825 aralığında (Şekil 4.3), türbülanslı şartlar için Reynolds sayısı 2461-4486 (Şekil 4.4) aralığında seçilmiştir.

Şekil 4.3'te görüldüğü üzere $Re_{Dh}=531$ ($Ri=4,83$) değerinde ısıtıcılar üzerinde daha çok doğal konveksiyon etkileri hakimdir. Reynolds sayısının artmasıyla ($Re_{Dh}=1175$, $Ri=0,97$) kaldırma kuvveti etkili ikincil akış (karışık konveksiyonun etkin olduğu bölge) ısıtıcıların 5. sırasından itibaren etkili olmuş ve 8. sıraya kadar Nusselt sayılarında artış gözlenmiştir. Reynolds sayısının en büyük değerinde ($Re=1825$, $Ri=0,41$) kaldırma kuvveti etkili ikincil akış 6. sıradan sonra etkili olmuş ve Nusselt sayılarında artış görülmüştür.

Şekil 4.4'te, Reynolds sayısının 2300 laminar kabul edilen sınırın üzerindeki türbülans şartlarında çalışılmıştır. Burada Re_{Dh} sayısı 2461-4486 arasında seçilerek ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Şekilde görüldüğü üzere Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayıları azalmıştır. Richardson sayısının azalmasıyla zorlanmış konveksiyon etkileri oldukça baskın hale gelmiştir. Bu nedenle son sıralarda kayda değer bir artış görülmemiştir. Bu durum inceleme yapılan şartlarda kaldırma kuvveti etkili doğal konveksiyon akışının ısı transferi üzerine etkisi olmadığını göstermiştir.



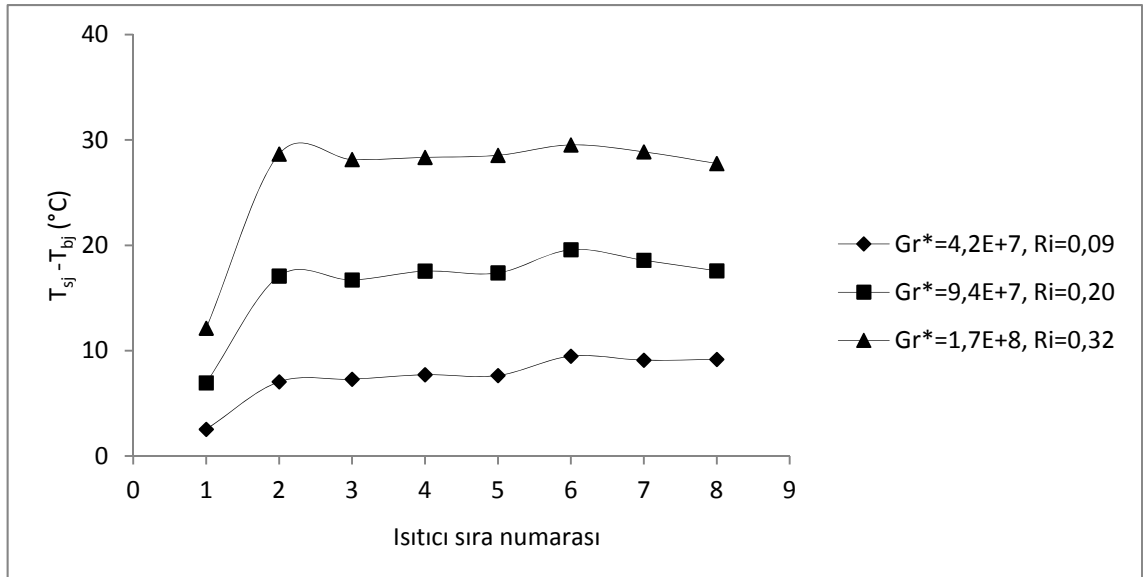
Şekil 4.3. Köpüksüz çalışma ve $Gr^*_{Dh}=9,4 \times 10^7$ de laminar akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi



Şekil 4.4. Köpüksüz çalışma ve $Gr^*_{Dh}=9,4 \times 10^7$ de türbülanslı akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

4.3. 10 PPI Alüminyum Köpük Malzeme İle Yapılan Deneylerin Sonuçları

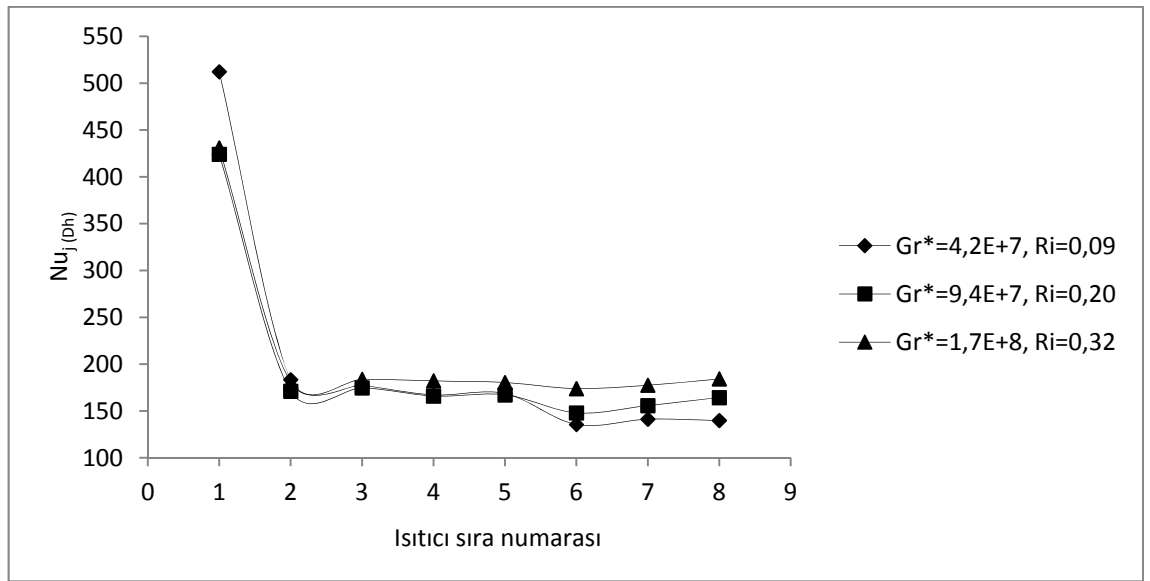
Şekil 4.5'te test bölgesinde 10 PPI alüminyum köpük malzeme kullanılarak Reynolds sayısının 1825 olduğu değer için köpük blokların ortalama sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir.



Şekil 4.5. 10 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için köpük blokların ortalama sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi

Şekil 4.5'ten de görüldüğü üzere Grashof sayısı arttıkça ortalama köpük blok sıcaklıkları da artmıştır. Tüm Grashof sayıları için 1. sıradan 2. sıraya hızlı bir yükselme olurken 2. sıradan itibaren sıcaklık değerlerinde fazla bir artış gözlenmemiştir. Grashof sayısının en büyük değerinde ($Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$, $Ri=0,32$) köpük blokların ilk iki sırasındaki sıcaklık farkı en yüksek değere ulaşmıştır.

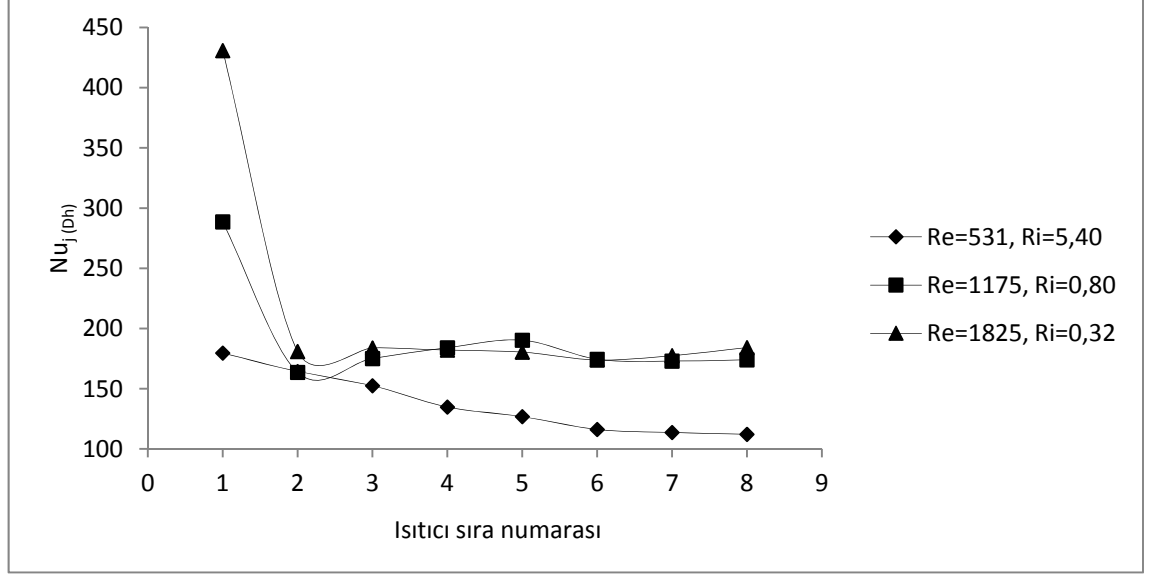
Şekil 4.6'da $Re=1825$ ve farklı Grashof sayıları için ısıtıcı sırası boyunca Nusselt sayısı dağılımı verilmiştir.



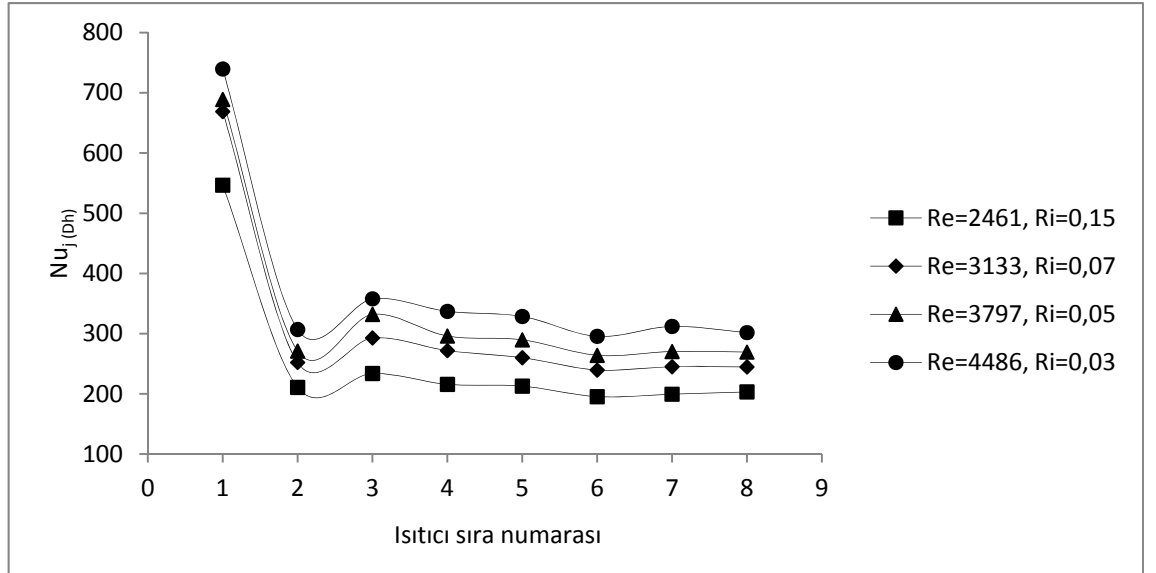
Şekil 4.6. 10 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için Grashof sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

Tüm Grashof değerlerinde ilk iki sırada zorlanmış konveksiyon etkisi ile azalan sıra ortalama Nusselt sayısı, daha sonraki sıralarda çok az değişim göstermiştir. Bunun nedeni, bu şartlarda köpük bloklar arasında meydana gelen döngülü akışların (Recirculating flow) oluşması ve bu akışların köpük bloklar içerisinde akışkanın rahat geçişini engellemesinden kaynaklanmaktadır. Buna benzer termal davranışlar Bae ve arkadaşlarının (2004) sayısal olarak inceledikleri kanal içerisine yerleştirilmiş farklı gözenek yoğunluğuna sahip beş sıradan oluşan köpük blok çalışmasında da görülmüştür.

Deneylerde $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de laminar ve türbülanslı şartlar için Reynolds sayısı 531-4486 aralığında çalışmalar yapılmıştır. Laminer şartlar için Reynolds sayısı 531-1825 aralığında (Şekil 4.7), türbülanslı şartlar için Reynolds sayısı 2461-4486 (Şekil 4.8) aralığında seçilmiştir.



Şekil 4.7. 10 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de laminar akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi



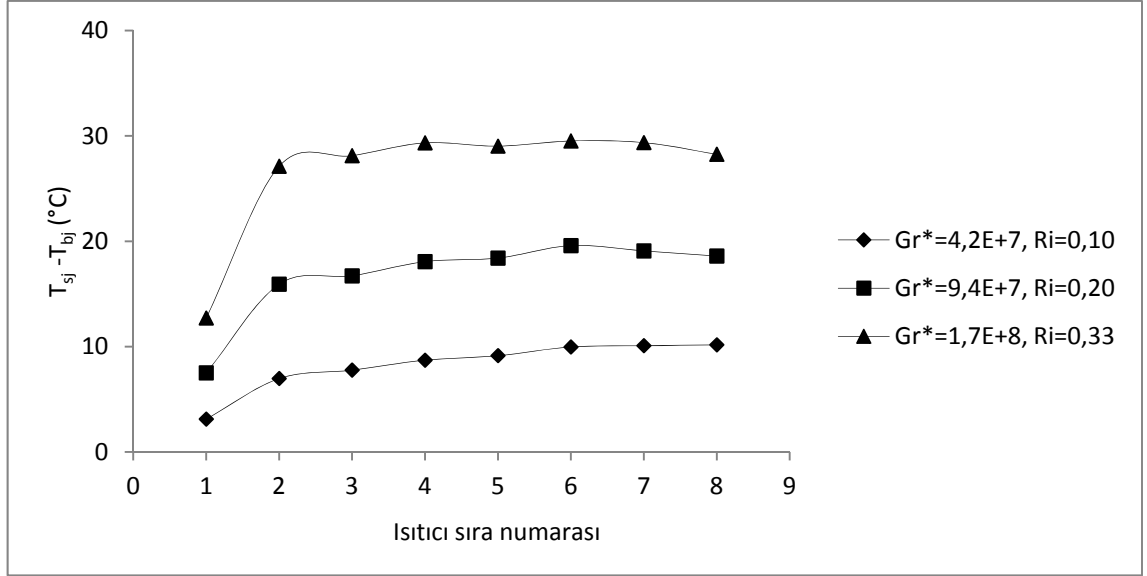
Şekil 4.8. 10 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de türbülanslı akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 4.7’de $Re_{Dh}=531$ ($Ri=5,40$) değerinde köpük bloklarda doğal konveksiyon etkileri hakimdir. Reynolds sayısının artmasıyla ($Re=1175$, $Ri=0,80$) köpük blokların ilk iki sırasında zorlanmış konveksiyonun etkili olduğu görülmüş, 2. sıradan itibaren Nusselt sayılarında çok az bir değişim olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni daha önce de açıklandığı üzere köpük bloklar arasında meydana gelen döngülü akışların (recirculating flow) oluşması ve bu akışların köpük bloklar içerisinde akışkanın rahat geçişini engellemesinden kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.8’de köpük bloklarda türbülanslı akış şartlarında, Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısındaki artış tüm ısıtıcı sıralarında net olarak görülmüştür. Richardson sayısının azalmasıyla zorlanmış konveksiyonun köpük blokların ilk iki sırasında etkili olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca tüm Re_{Dh} sayıları için 2. sıradan 3. sıraya Nusselt sayılarında bir artış gözlemlenmiş, 3. sıradan itibaren kanal çıkışına doğru Nusselt sayılarında çok az bir değişim olduğu görülmüştür.

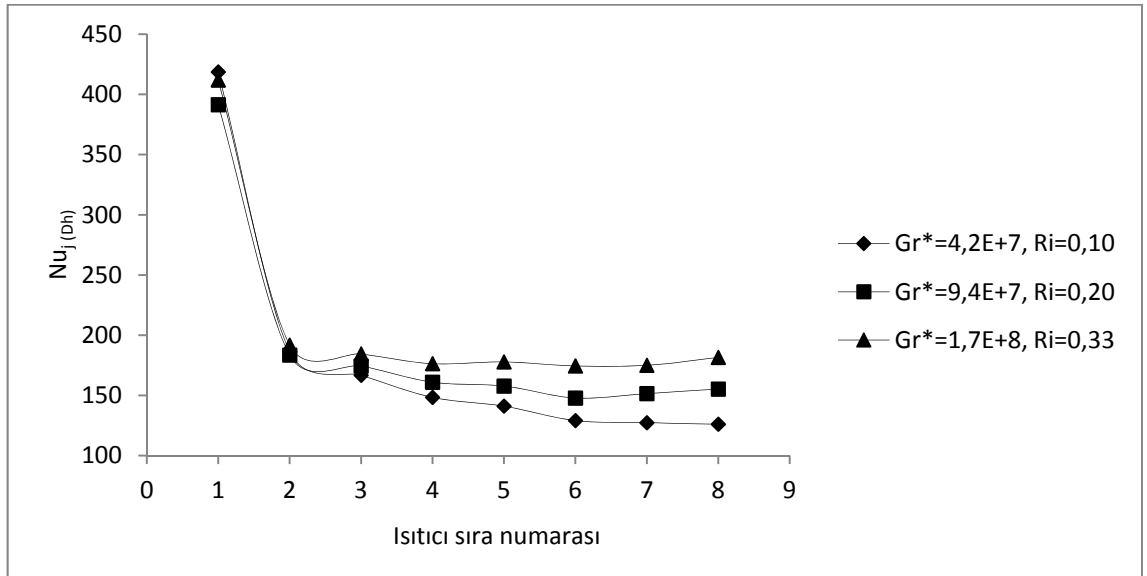
4.4. 20 PPI Alüminyum Köpük Malzeme İle Yapılan Deneylerin Sonuçları

Şekil 4.9’da test bölgesinde 20 PPI alüminyum köpük malzeme kullanılarak Reynolds sayısının 1825 olduğu değer için köpük blokların ortalama sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere Grashof sayısı arttıkça ortalama köpük blok sıcaklıkları da artmıştır. $Gr^*_{Dh}=4,2 \times 10^7$ ($Ri=0,10$) değerinde, ısı transferinin daha çok zorlanmış konveksiyonla gerçekleşmiştir. Tüm Grashof sayıları için 1. sıradan 2. sıraya hızlı bir yükselme olurken 2. sıradan itibaren sıcaklık değerlerinde fazla bir artış gözlenmemiştir. Grashof sayısının en büyük değerinde ($Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$, $Ri=0,33$) köpük blokların ilk iki sırasındaki sıcaklık farkı en yüksek değere ulaşmıştır.



Şekil 4.9. 20 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için köpük blokların ortalama sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi

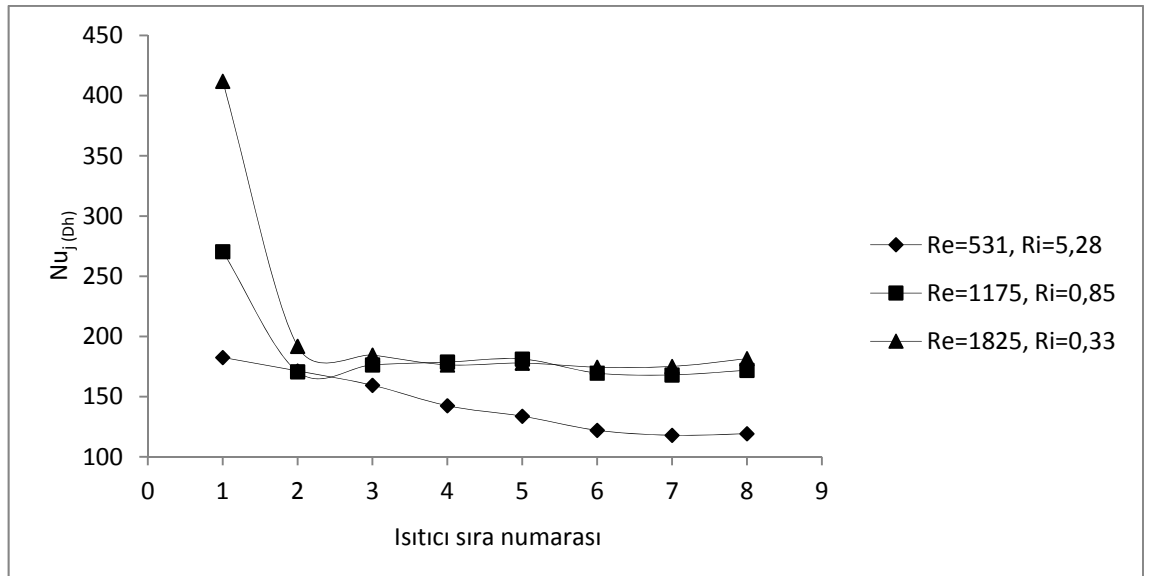
Şekil 4.10'da, $Re_{Dh}=1825$ ve farklı Grashof sayıları için ısıtıcı sırası boyunca Nusselt sayısı dağılımı verilmiştir.



Şekil 4.10. 20 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için Grashof sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

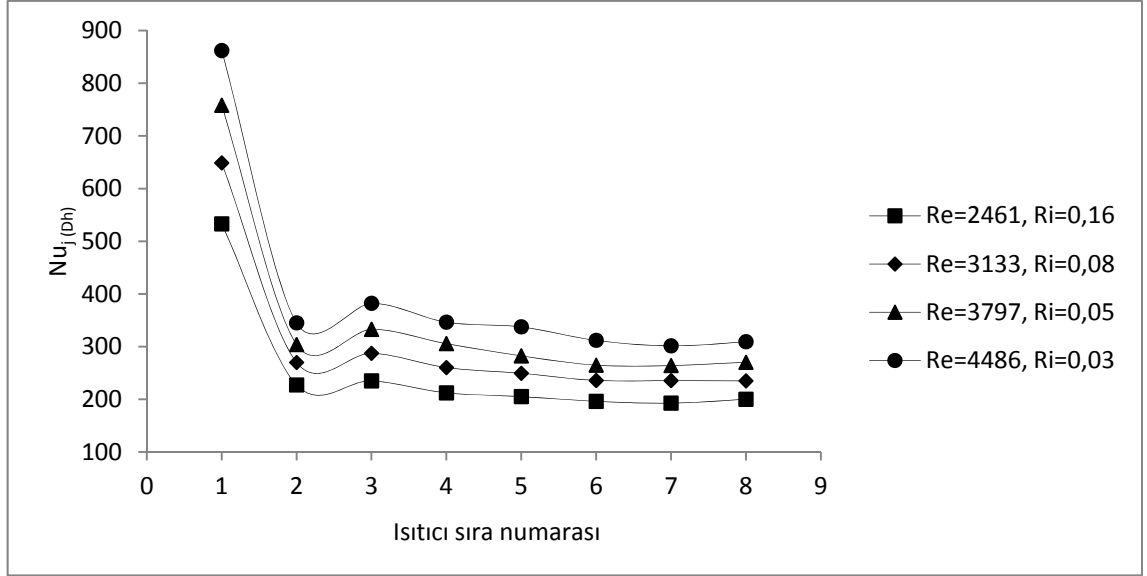
Şekil 4.10'dan da görüldüğü üzere, tüm Grashof değerlerinde ilk sırada Nusselt sayısı en yüksek değeri almıştır. Grashof sayısının en düşük değerinde ($Ri=0,10$) yüksek Grashof sayılarına göre zorlanmış konveksiyon etkileri daha fazladır. Bu nedenle sıra sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayıları azalma göstermiştir. Diğer Grashof sayıları için ortalama Nusselt sayıları 2. sıradan itibaren çok az değişim göstermiştir. Bunun nedeni, bu şartlarda köpük bloklar arasında meydana gelen döngülü akışların (Recirculating flow) oluşması ve bu akışların köpük bloklar içerisinde akışkanın rahat geçişini engellemesinden kaynaklanmaktadır.

Deneylerde $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de laminar ve türbülanslı şartlar için Reynolds sayısı 531-4486 aralığında çalışmalar yapılmıştır. Laminar şartlar için Reynolds sayısı 531-1825 aralığında (Şekil 4.11), türbülanslı şartlar için Reynolds sayısı 2461-4486 (Şekil 4.12) aralığında seçilmiştir.



Şekil 4.11. 20 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de laminar akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

$Re_{Dh}=531$ ($Ri=5,28$) değerinde köpük bloklar üzerinde daha çok doğal konveksiyon etkileri hakimdir. Reynolds sayısının artmasıyla ($Re=1175$, $Re=1825$) köpük blokların ilk iki sırasında zorlanmış konveksiyon etkisinin daha fazla olduğu görülmüş, 2. sıradan itibaren Nusselt sayıları hemen hemen aynı değerleri almıştır.

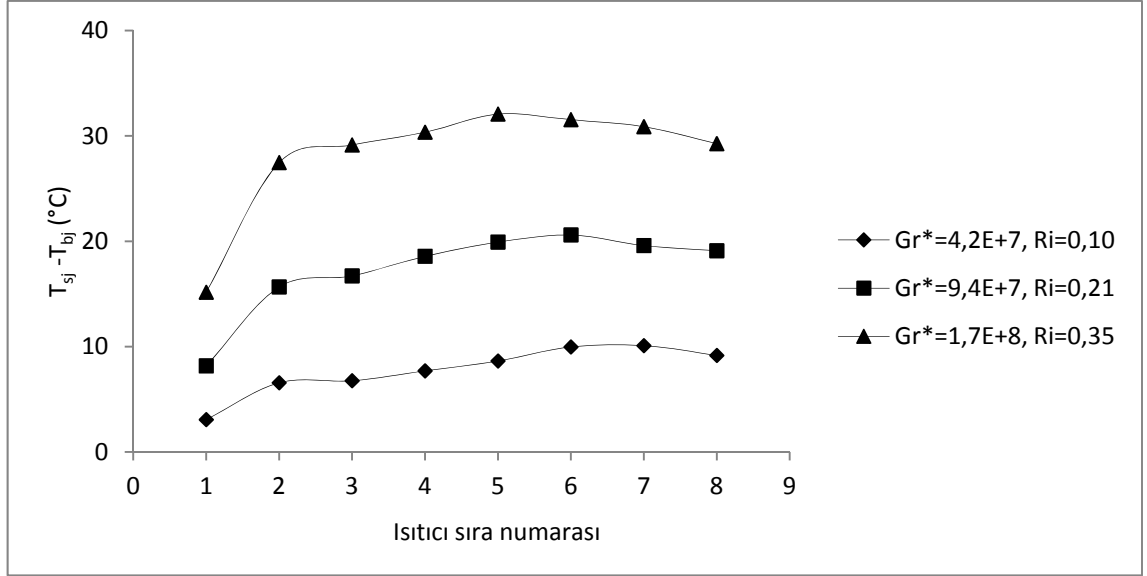


Şekil 4.12. 20 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de türbülanslı akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 4.12'de köpük bloklarda türbülanslı akış şartlarında, Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısındaki artış tüm ısıtıcı sıralarında belirgin bir şekilde görülmüştür. Bu şartlar altında köpük blokların ilk sırasında Nusselt sayısı en yüksek değeri alırken, kanal çıkışına doğru sıra sayısı arttıkça Nusselt sayıları azalmıştır. Tüm Reynolds sayıları için özellikle son üç sırada Nusselt sayısı hemen hemen aynı kalmıştır.

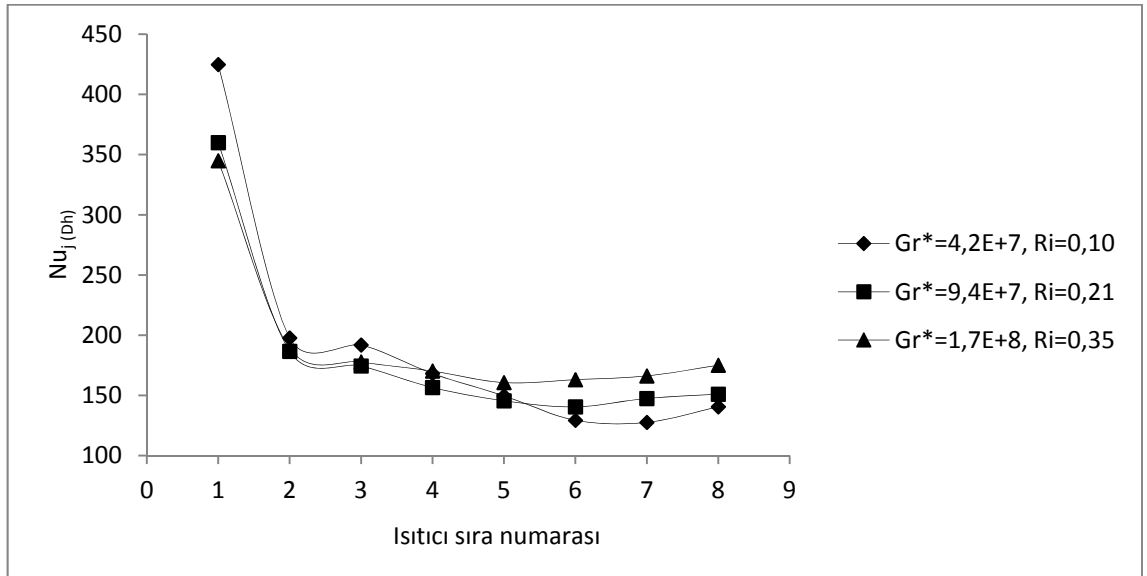
4.5. 40 PPI Alüminyum Köpük Malzeme İle Yapılan Deneylerin Sonuçları

Şekil 4.13'te test bölgesinde 40 PPI alüminyum köpük malzeme kullanılarak Reynolds sayısının 1825 olduğu değer için köpük blokların ortalama sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere Grashof sayısı arttıkça ortalama köpük blok sıcaklıkları da artmıştır. Tüm Grashof sayıları için 1. sıradan 2. sıraya hızlı bir yükselme olurken 2. sıradan itibaren sıcaklık değerlerinde fazla bir artış gözlenmemiştir. Grashof sayısının en büyük değerinde ($Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$, $Ri=0,35$) köpük blokların ilk iki sırasındaki sıcaklık farkı en yüksek değere ulaşmıştır.



Şekil 4.13. 40 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için köpük blokların ortalama sıcaklıklarının ısıtıcı sırasına göre değişimi

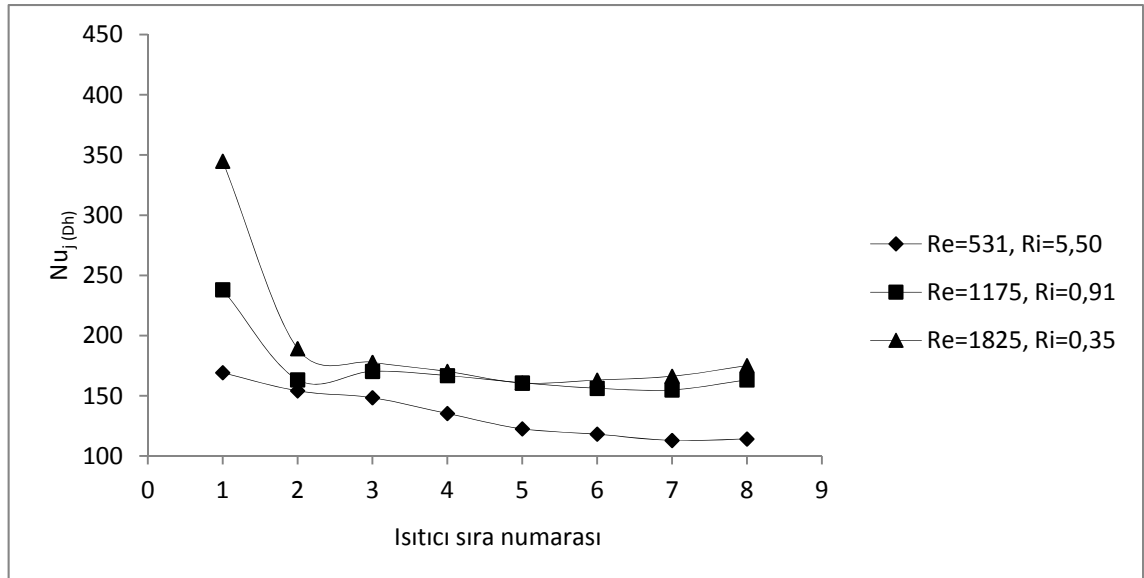
Şekil 4.14'de, $Re_{Dh}=1825$ ve farklı Grashof sayıları için ısıtıcı sırası boyunca Nusselt sayısı dağılımı verilmiştir.



Şekil 4.14. 40 PPI köpük ve $Re_{Dh}=1825$ için Grashof sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

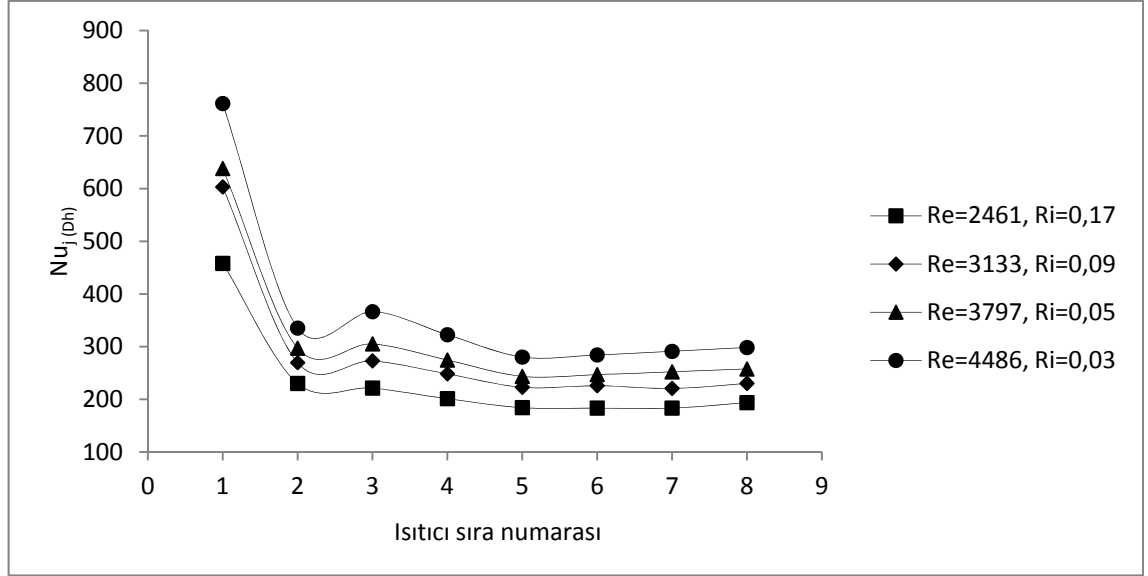
Tüm Grashof sayıları için ilk ısıtıcı sırasında ortalama Nusselt sayısı en yüksek değeri almıştır. Grashof sayısı arttıkça Nusselt sayısı da son sıralara doğru artış göstermiştir. En yüksek ısı transferi Şekil 4.14'te de görüldüğü üzere ısıtıcıların ilk sıralarında gerçekleşmiş olup, diğer sıralarda fazla bir değişim görülmemiştir.

Deneylerde $Gr_{Dh}^*=1,7 \times 10^8$ 'de laminar ve türbülanslı şartlar için Reynolds sayısı 531-4486 aralığında çalışmalar yapılmıştır. Laminar şartlar için Reynolds sayısı 531-1825 aralığında (Şekil 4.15), türbülanslı şartlar için Reynolds sayısı 2461-4486 (Şekil 4.16) aralığında seçilmiştir.



Şekil 4.15. 40 PPI köpük ve $Gr_{Dh}^*=1,7 \times 10^8$ 'de laminar akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

Şekil 4.15'te $Re_{Dh}=531$ ($Ri=5,50$) değerinde köpük bloklarda doğal konveksiyon etkileri hakimdir. Reynolds sayısının artmasıyla ($Re=1175$ ve $Re=1825$) köpük blokların ilk iki sırasında zorlanmış konveksiyonun etkili olduğu görülmüş, 2. sıradan itibaren Nusselt sayılarında çok az bir değişim olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.16. 40 PPI köpük ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ 'de türbülanslı akış şartlarındaki Reynolds sayısının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

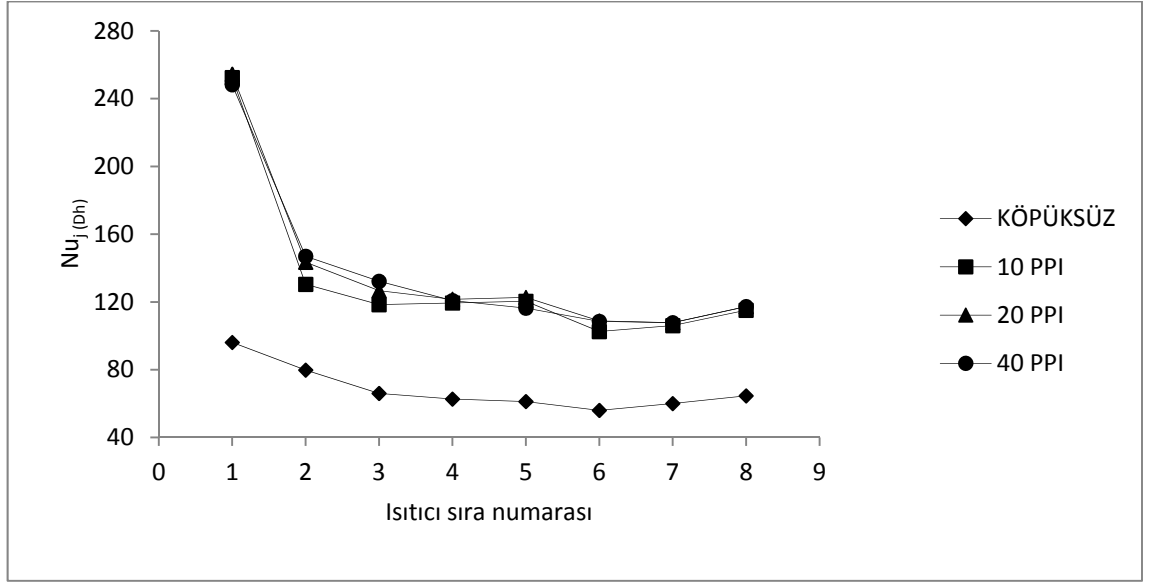
Şekil 4.16'da köpük bloklarda türbülanslı akış şartlarında, Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısındaki artış tüm ısıtıcı sıralarında belirgin bir şekilde görülmektedir. Richardson sayısının azalmasıyla zorlanmış konveksiyonun köpük bloklar üzerindeki etkisi ilk sırada daha belirgindir. Tüm Reynolds sayıları için 3. sırada ortalama Nusselt sayısında az bir artış gözlenirken, son dört sırada Ortalama Nusselt sayılarında fazla bir değişim gözlenmemiştir. Bunun nedeninin bloklar arasında oluşan döngülü akışlardan kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu akışlar, köpük bloklar içerisine havanın nüfus etmesini engellemekte ve konveksiyonla ısı transferinin en az seviyede kalmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla Nusselt sayısı bu dört sırada hemen hemen aynı değerleri almıştır.

4.6. Köpüksüz ve Farklı Tip Köpük Malzemelerle Yapılan Deneylerden Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması

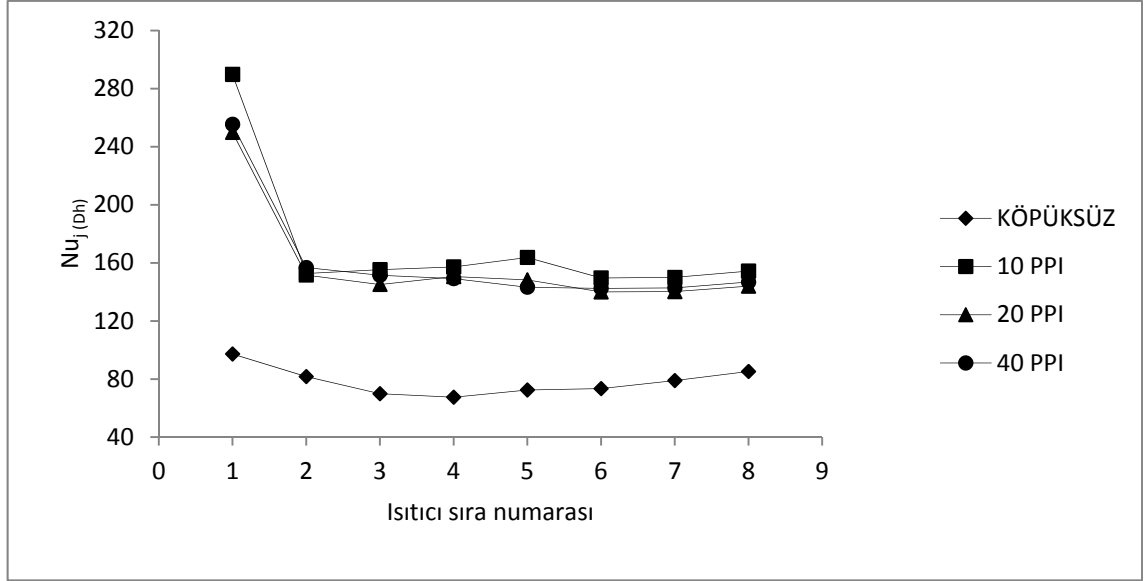
Bu bölümde farklı Reynolds ve Grashof sayıları için kanal içerisinde metal köpük kullanılarak elde edilen ısı transferi sonuçları, köpük malzeme kullanılmadan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

4.6.1. $Re_{Dh}=1175$ ve Farklı Grashof Değerlerinde Köpük Kullanılarak Elde Edilen Sonuçların, Köpük Kullanılmadan Elde Edilen Sonuçlarla Karşılaştırılması

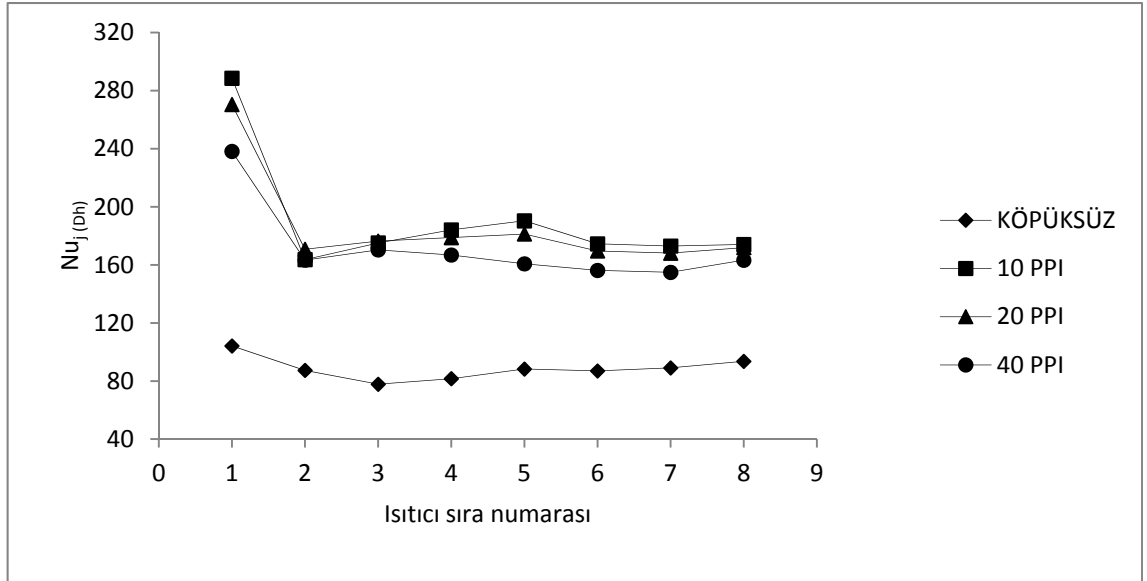
Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19’da, $Re_{Dh}=1175$ ve farklı Grashof sayılarında köpüklü durum ile köpüksüz durumun sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi incelenmiştir.



Şekil 4.17. $Re_{Dh}=1175$ ve $Gr^*_{Dh}=4,2 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi



Şekil 4.18. $Re_{Dh} = 1175$ ve $Gr^*_{Dh} = 9,4 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

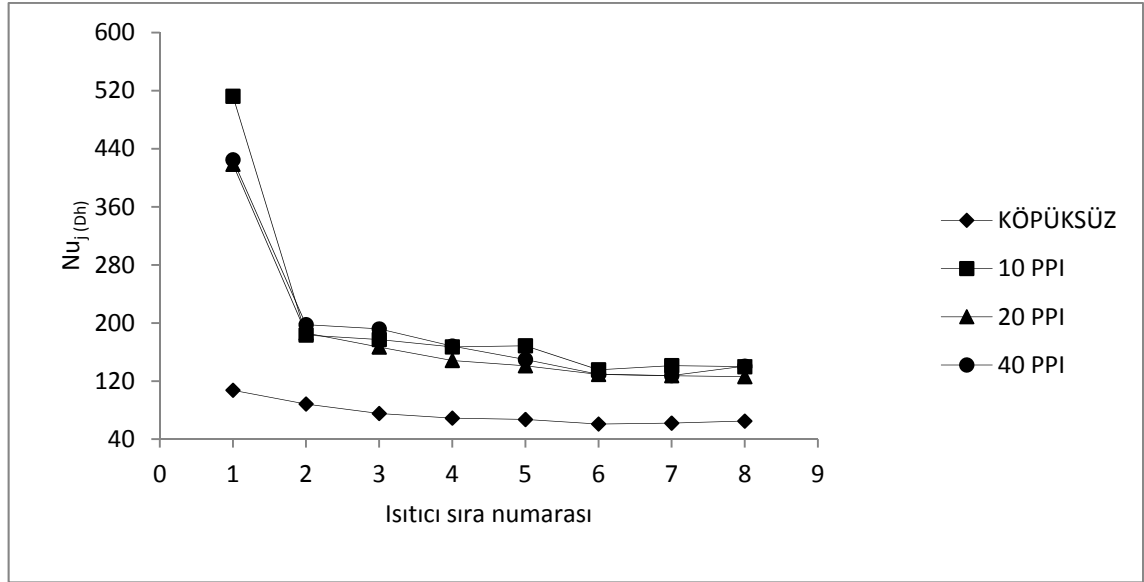


Şekil 4.19. $Re_{Dh} = 1175$ ve $Gr^*_{Dh} = 1,7 \times 10^8$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

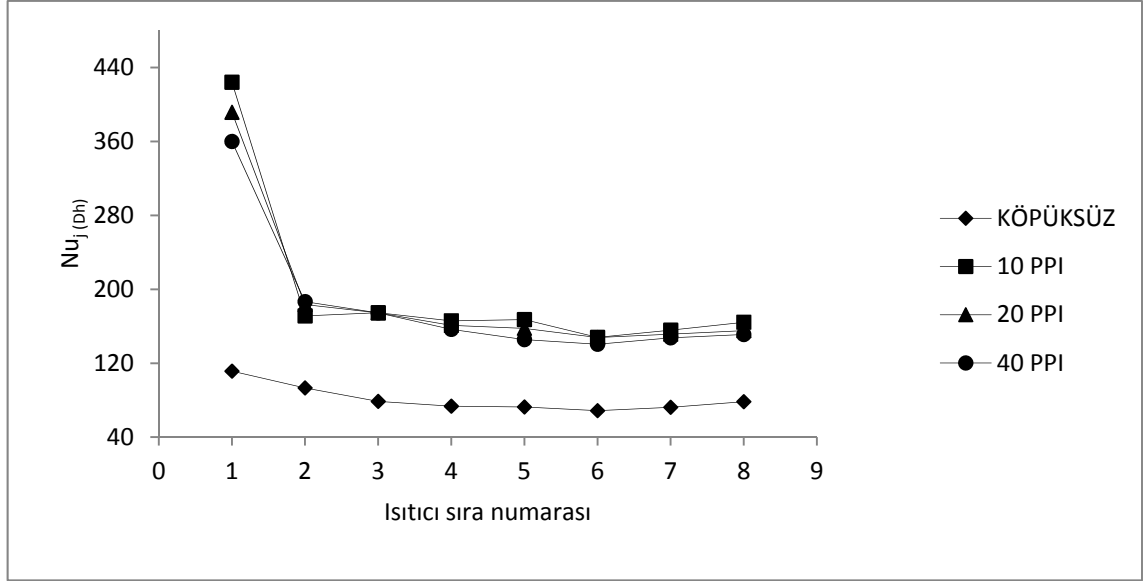
Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19'dan da görüldüğü üzere $Re_{Dh}=1175$ ve farklı Grashof sayılarında yapılan deneylerde köpük malzemelerin ilk iki sırasında zorlanmış konveksiyonun etkileri hakimdir. Yapılan deneylerde köpük malzemelerin köpüksüz çalışmaya göre %94-120 daha fazla Nusselt sayısına sahip olduğu tespit edilmiştir. Grashof sayısının $4,2 \times 10^7$ değerinde 10, 20 ve 40 PPI'lık köpük blokların Nusselt sayıları sıra numarası boyunca hemen hemen aynı değerleri alırken Grashof sayısının artmasıyla ilk ısıtıcı sırasında 10 PPI'lık köpük blok en yüksek Nusselt değerini almıştır.

4.6.2. $Re_{Dh}=1825$ ve Farklı Grashof Değerlerinde Köpük Kullanılarak Elde Edilen Sonuçların, Köpük Kullanılmadan Elde Edilen Sonuçlarla Karşılaştırılması

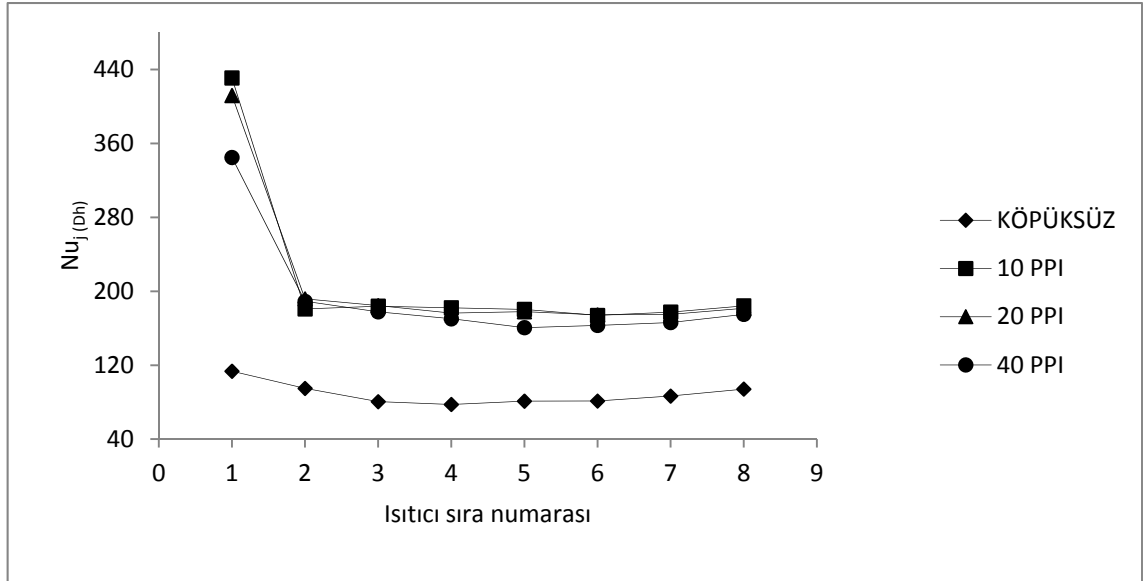
Şekil 4.20, Şekil 4.21 ve Şekil 4.22'de, $Re_{Dh}=1825$ ve farklı Grashof sayılarında köpüklü durum ile köpüksüz durumun sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi incelenmiştir.



Şekil 4.20. $Re_{Dh}=1825$ ve $Gr^*_{Dh}=4,2 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi



Şekil 4.21. $Re_{Dh}=1825$ ve $Gr^*_{Dh}=9,4 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

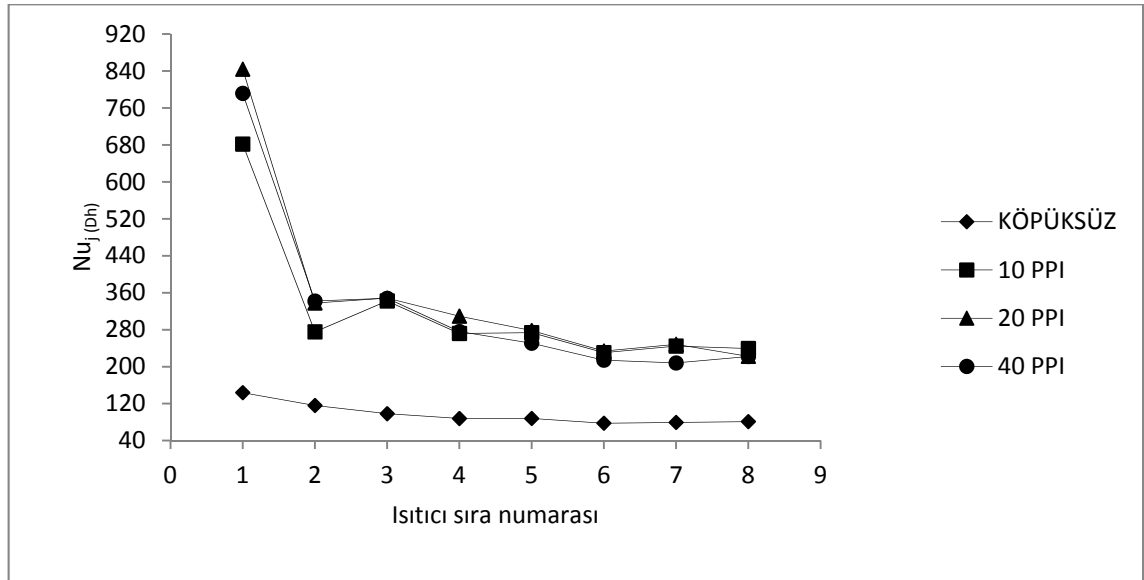


Şekil 4.22. $Re_{Dh}=1825$ ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

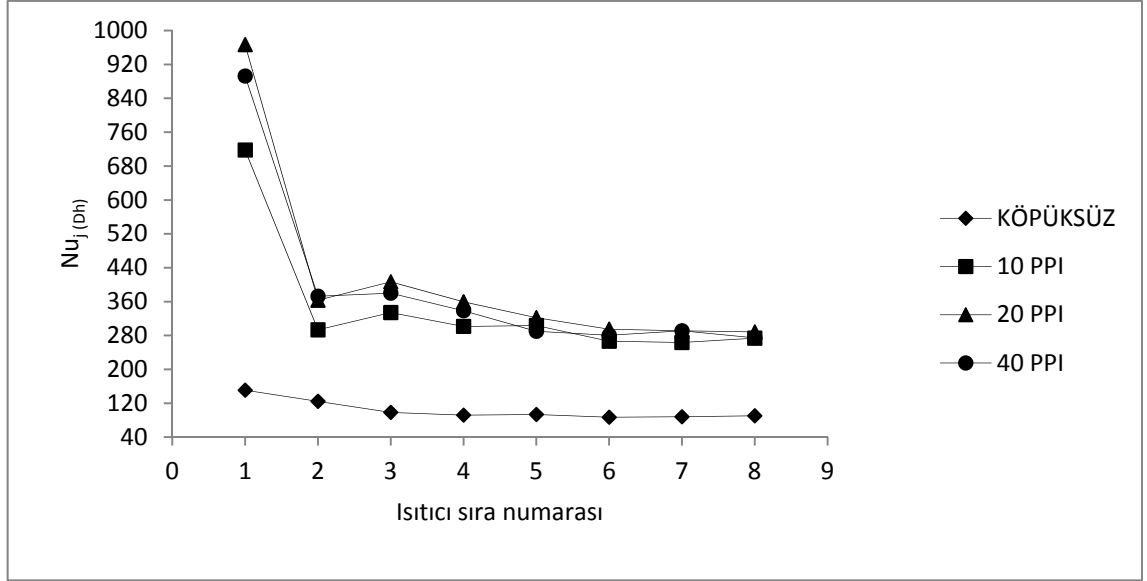
Şekil 4.20, Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’den de görüldüğü üzere, $Re_{Dh}=1825$ ve farklı Grashof sayılarında yapılan deneylerde köpük malzemelerin ilk iki sırasında ortalama Nusselt sayısı en yüksek değerini almıştır. Daha sonraki sıralarda Nusselt sayısında kayda değer bir değişim olmadığı gözlenmiştir. Yapılan deneylerde köpük malzemelerin köpüksüz çalışmaya göre %117-173 daha fazla Nusselt sayısına sahip olduğu tespit edilmiştir. Grashof sayısının $9,4 \times 10^7$ ve $1,7 \times 10^8$ değerlerinde ilk sırada ortalama Nusselt sayıları, Grashof sayısının en düşük değerine göre ($4,2 \times 10^7$) daha düşük değerler almıştır. Ayrıca yüksek Grashof sayılarında 10 PPI’lık köpük bloklar düşük gözenek yoğunluğu ve yüksek geçirgenliği nedeniyle özellikle köpük blokların ilk sırasında 20 ve 40 PPI’lık bloklara göre daha iyi ısı transferi göstermiştir.

4.6.3. $Re_{Dh}=4486$ ve Farklı Grashof Değerlerinde Köpük Kullanılarak Elde Edilen Sonuçların, Köpük Kullanılmadan Elde Edilen Sonuçlarla Karşılaştırılması

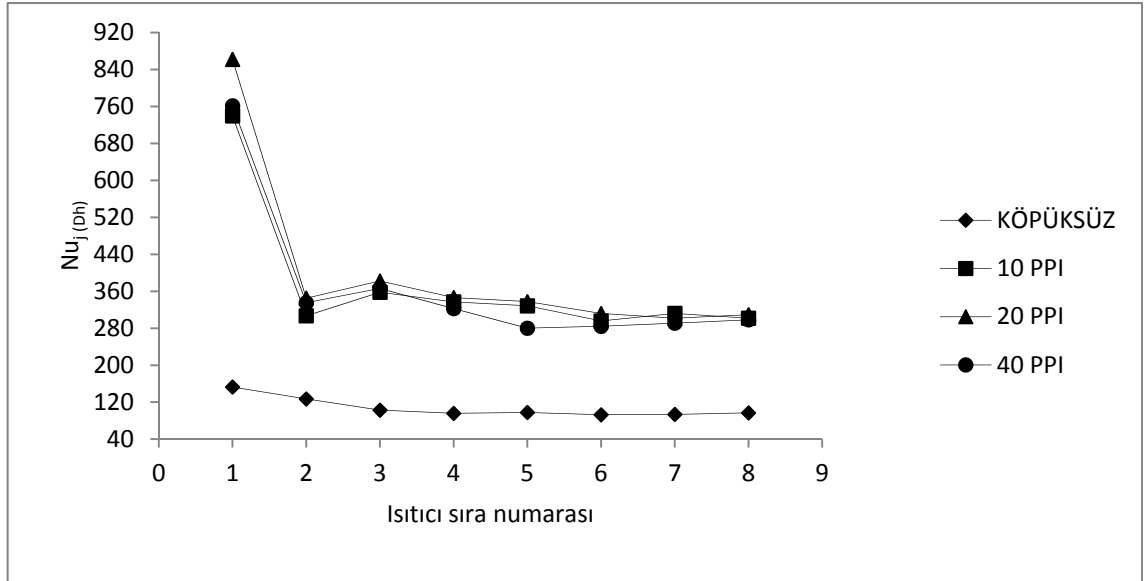
Şekil 4.23, Şekil 4.24 ve Şekil 4.25’te, $Re_{Dh}=4486$ ve farklı Grashof sayılarında köpüklü durum ile köpüksüz durumun sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi incelenmiştir.



Şekil 4.23. $Re_{Dh}=4486$ ve $Gr^*_{Dh}=4,2 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi



Şekil 4.24. $Re_{Dh}=4486$ ve $Gr^*_{Dh}=9,4 \times 10^7$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

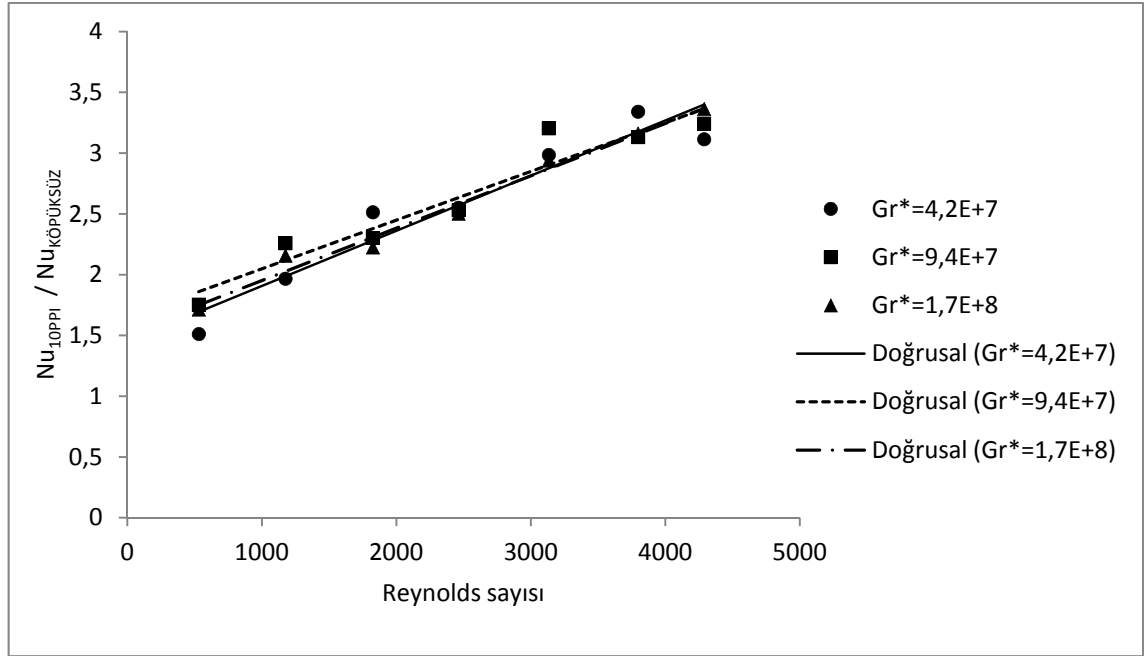


Şekil 4.25. $Re_{Dh}=4486$ ve $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi

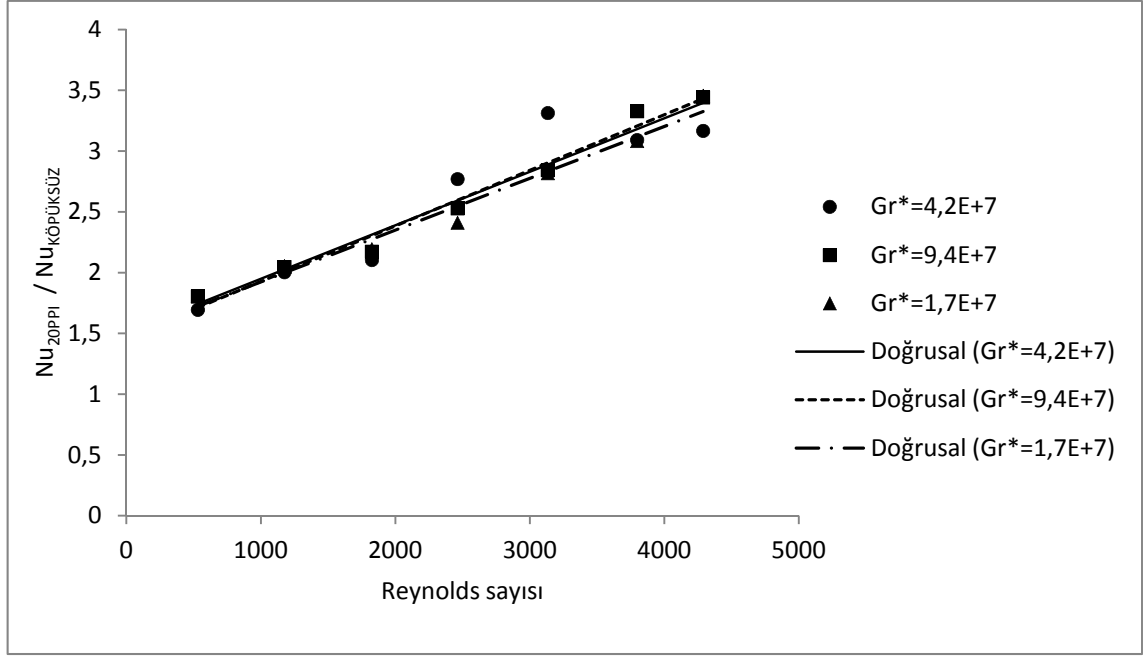
Şekil 4.23, Şekil 4.24 ve Şekil 4.25'ten de görüldüğü üzere, $Re_{Dh}=4486$ ve farklı Grashof sayılarında yapılan deneylerde köpük malzemelerin ilk iki sırasında yine zorlanmış konveksiyonun etkileri hakimdir. Yapılan deneylerde köpük malzemelerin köpüksüz çalışmaya göre %231-300 daha fazla Nusselt sayısına sahip olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, şekiller dikkatlice incelendiğinde 20 ve 40 PPI'lık köpük blokların, daha düşük Reynolds sayılarında yapılan çalışmaların aksine 1. köpük blok sırasında 10 PPI'lık köpük bloklardan daha yüksek ısı performansına sahip olduğu görülmüştür. Bunun sebebinin, sürtünme faktörünün (basınç düşüşü) yüksek Reynolds sayılarında düşmesi, blokların yüzey alanlarının önemli ölçüde artması şeklinde yorumlanabilir.

4.7. Reynolds ve Grashof Sayısının 5. Isıtıcı Sırasında Hesaplanan Isı Transfer Artırım Oranına Etkisi

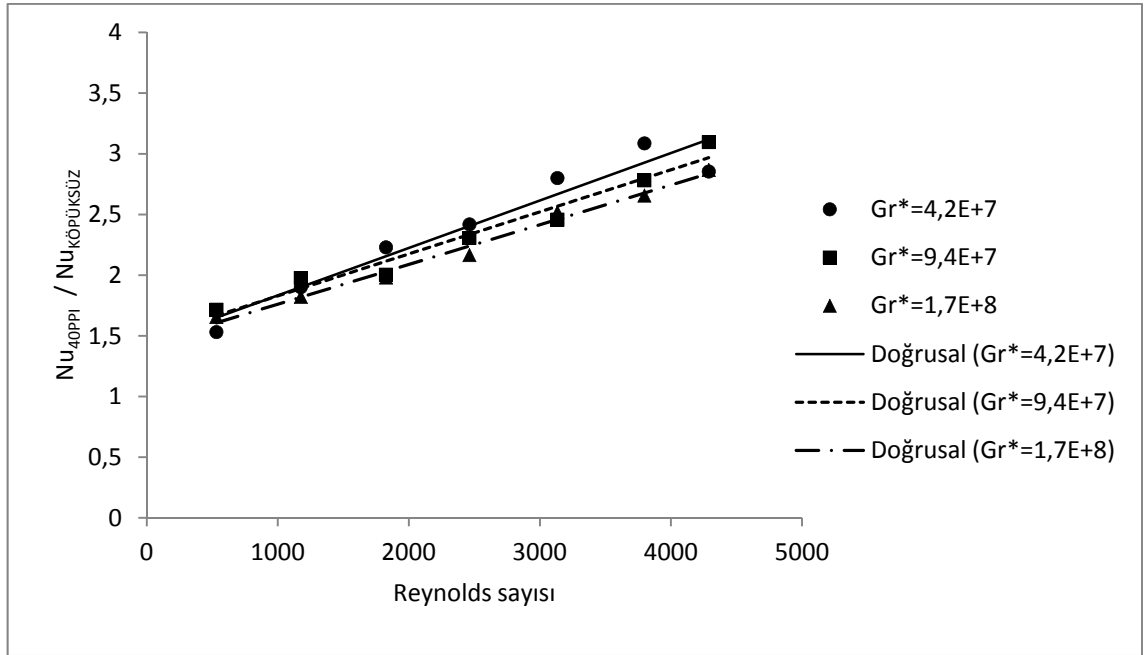
Şekil 4.26, Şekil 4.27 ve Şekil 4.28'de farklı Reynolds ve Grashof sayısının 5. ısıtıcı sırasında hesaplanan ısı transfer artırım oranına etkisi grafik olarak verilmiştir.



Şekil 4.26. Farklı Reynolds ve Grashof sayısının 5. ısıtıcı sırasında hesaplanan ısı transfer artırım oranına etkisi



Şekil 4.27. Farklı Reynolds ve Grashof sayısının 5. ısıtıcı sırasında hesaplanan ısı transfer artırım oranına etkisi

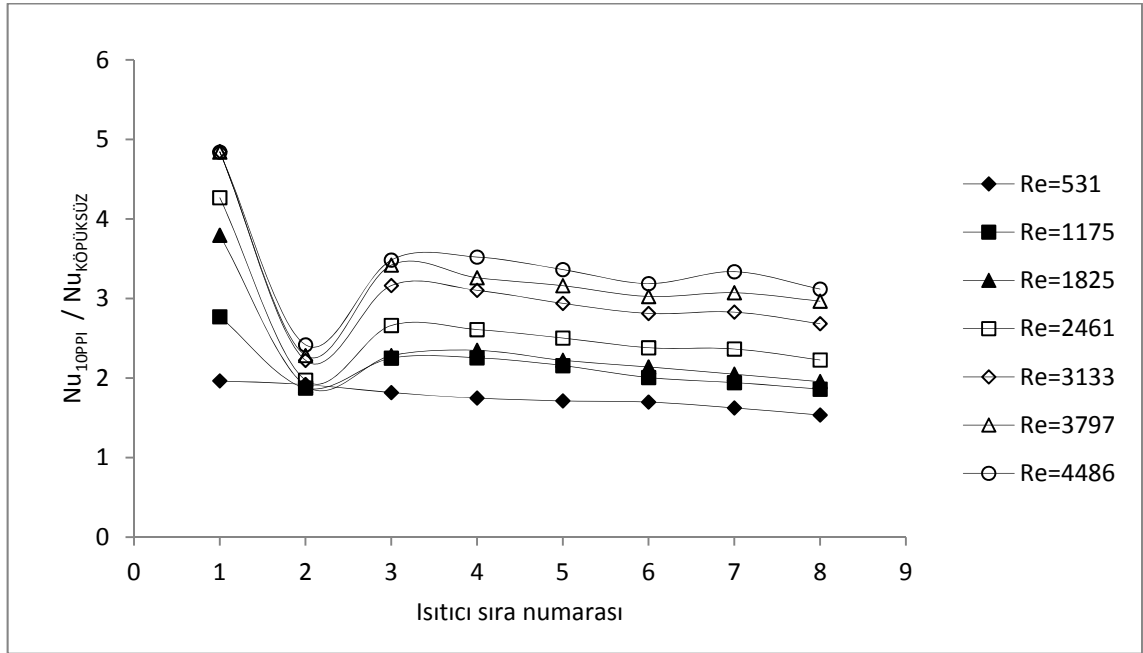


Şekil 4.28. Farklı Reynolds ve Grashof sayısının 5. ısıtıcı sırasında hesaplanan ısı transfer artırım oranına etkisi

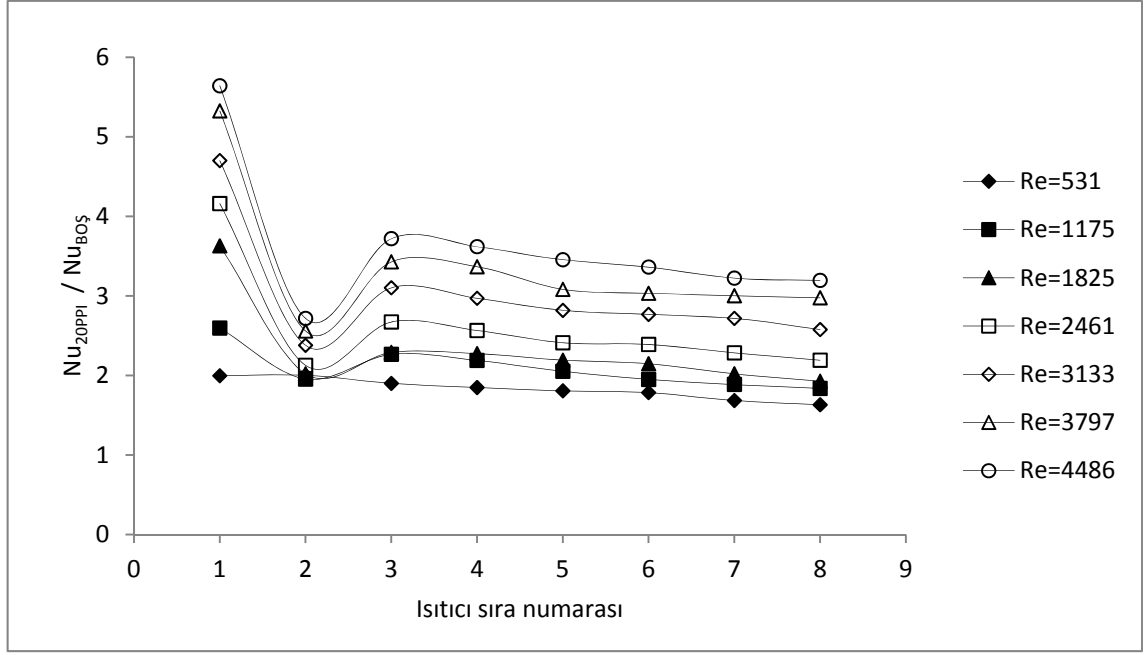
Şekil 4.26, Şekil 4.27 ve Şekil 4.28’den de görüldüğü üzere artan Reynolds sayısında, $Nu_{10,20,40PPI} / Nu_{KÖPÜKSÜZ}$ değerinin arttığı tespit edilmiştir. $Nu_{10,20,40PPI} / Nu_{KÖPÜKSÜZ}$ değeri farklı Grashof ve Reynolds sayılarında 1,5-3,5 arasında değişmektedir. Bu değer aynı zamanda ısı transfer artırım oranını da temsil ettiğinden, burada kanal içi köpüklü çalışmanın köpüksüz çalışmaya göre ısı transferi açısından daha avantajlı olduğu görülmektedir.

4.8. $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ ve Farklı Reynolds Sayısının Isıtıcı Sırasına Göre Isı Transfer Artırım Oranına Etkisi

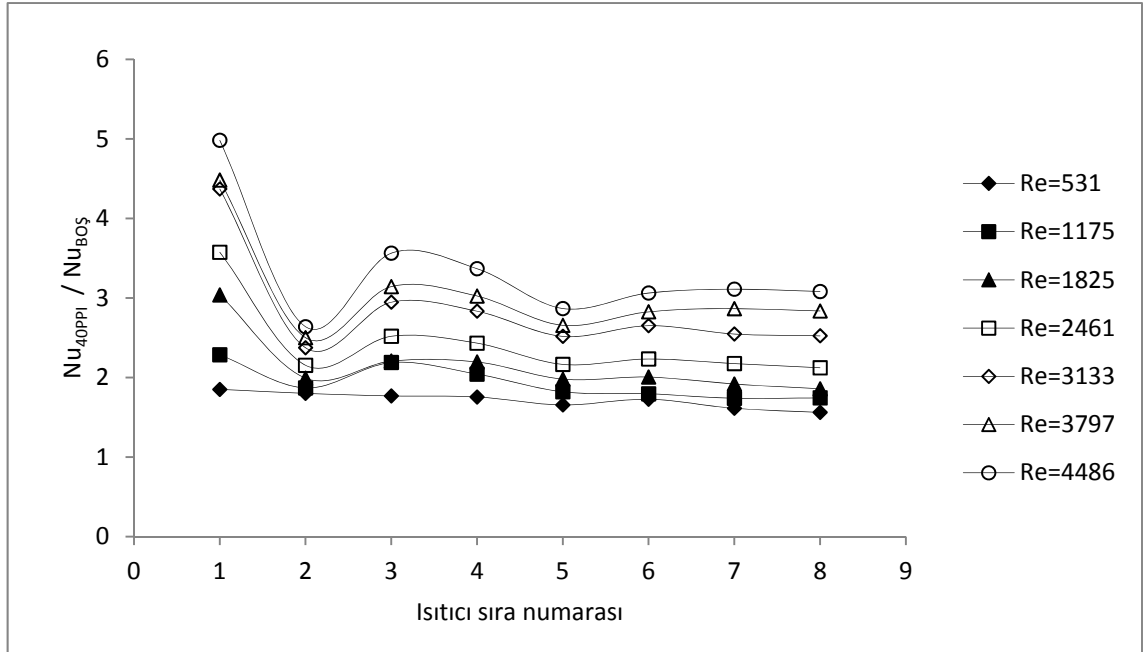
Şekil 4.29, Şekil 4.30 ve Şekil 4.31’de, $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ ve farklı Reynolds sayısının ısıtıcı sırasına göre ısı transfer artırım oranına ($Nu_{10,20,40PPI} / Nu_{KÖPÜKSÜZ}$) etkisi grafikler halinde verilmiştir.



Şekil 4.29. $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ ve farklı Reynolds sayısının ısıtıcı sırasına göre ısı transfer artırım oranına ($Nu_{10PPI} / Nu_{KÖPÜKSÜZ}$) etkisi



Şekil 4.30. $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ ve farklı Reynolds sayısının ısıtıcı sırasına göre ısı transfer artırım oranına ($Nu_{20PPİ} / Nu_{KÖPÜKSÜZ}$) etkisi



Şekil 4.31. $Gr^*_{Dh}=1,7 \times 10^8$ ve farklı Reynolds sayısının ısıtıcı sırasına göre ısı transfer artırım oranına ($Nu_{40PPİ} / Nu_{KÖPÜKSÜZ}$) etkisi

Şekil 4.29, Şekil 4.30 ve Şekil 4.31’den de görüldüğü üzere ilk iki ısıtıcı sırasında tüm Reynolds sayıları için akış zorlanmış konveksiyonun etkisindedir. Isı transfer artırım oranı, tüm grafiklerde artan Reynolds sayısı ile artış göstermiştir. Kanal içerisinde ısı transfer yüzeyini artırmak için kullanılan köpük malzemelerin köpüksüz duruma göre ortalama olarak 2-3,5 kat ısı transfer ettiği görülmüştür. Reynolds sayısının en düşük değeri olan 531 değerinde dahi köpüksüz duruma göre 2 kat ısı transferi sağlanmıştır.

5. SONUÇ

Bu çalışmada, alt yüzeyleri alüminyum köpük malzeme ile genişletilmiş ayrık ısıtıcılar bulunan bir kanal içerisinde, laminar ve türbülanslı akış şartlarında, ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Bu bölümde sonuçların değerlendirilmesi yapılmış ve ileride yapılacak olan çalışmalara yardımcı olmak amacıyla önerilerde bulunulmuştur.

Yatay bir kanalda 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpük malzeme kullanılarak laminar ve türbülanslı akış şartlarında yapılan deneysel çalışmalarda, alttan üniform olarak ısıtılan kanaldaki plakaların yüzey sıcaklıkları ve kanal içerisinde hava hızları ölçülmüştür. Deneysel çalışma sonucunda, deney düzeneğine ait çeşitli büyüklükler, ölçüm sonuçları ile birlikte kullanılarak olayın fizikine etkiyen boyutsuz parametreler (Nu_{Dh} , Re_{Dh} , Gr^*_{Dh}) hesaplanmıştır. Ayrıca sistemdeki ısı kayıpları da hesaplanarak ısıtıcı sıra ortalama Nusselt sayıları dağılımları belirlenmiştir. Bunun yanında, kanal içi test bölgesinde köpüklü durum ile köpüksüz durumun ısı transferi açısından karşılaştırılması yapılmıştır.

Kanal içi köpüksüz çalışmada, artan Grashof sayısında Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Düşük Reynolds sayılarında ısıtıcılar üzerinde kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkili olduğu gözlemlenmiş, buna karşın türbülanslı akış şartlarında yüksek Reynolds sayılarında bu etkinin tamamen kaybolduğu ve zorlanmış konveksiyon etkilerinin akış üzerinde daha etkili olduğu görülmüştür.

10, 20 ve 40 PPI köpük malzeme kullanılarak yapılan çalışmada zorlanmış konveksiyonun köpük malzemelerin ilk iki sırasında etkili olduğu ve en yüksek ısı transferinin köpük malzemelerin ilk sırasında gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Düşük Reynolds sayılarında (laminar akış şartlarında), gözenek yoğunluğunun küçük olması ve akışa karşı düşük direnç göstermesi nedeniyle 10 PPI'lık köpük bloklar daha iyi ısı transferi sağlamıştır. Buna karşın, bazı durumlar için yüksek Reynolds sayılarında (türbülanslı akış şartlarında), akışa karşı yüksek direnç göstermelerine rağmen, 20 ve 40 PPI'lık bloklar, 10 PPI'a göre daha yüksek ısı performans göstermiştir. Bunun sebebinin, sürtünme faktörünün (basınç düşüşü) yüksek Reynolds

sayılarında düşmesi şeklinde yorumlanabilir. Sonuç olarak, 20 ve 40 PPI'lık blokların ısı performansının, yüksek akış direncinden daha çok, blokların yüzey alanlarının önemli ölçüde artmasından etkilendiği görülmüştür.

Köpüklü ve köpüksüz durumların karşılaştırılması sonucu, köpük malzeme kullanılması durumunda ısı transfer artırım oranının ($Nu_{10,20,40PPI} / Nu_{KÖPÜKSÜZ}$) 2-3,5 kat arasında olduğu belirlenmiştir. Yani köpüksüz duruma göre çok daha fazla ısı transferi sağlanmıştır.

Yapılan bu çalışmadan elde edilen sonuçların değerlendirilmesi yapılarak ileride yapılacak olan çalışmalar için şu öneriler yapılabilir:

- Kanal içerisine yine yüzeyleri alüminyum ya da farklı tip metal köpükle genişletilmiş ayrık ısıtıcılar yerleştirilerek alt veya üst kısma farklı ısı akıları uygulanarak ısı transferine etkileri incelenebilir.
- Farklı akışkanlar kullanılarak Prandtl sayısının ısı transferi artışına etkisi incelenebilir.
- Kanal içerisinde farklı geometride ve farklı yerleşim düzenine sahip ısı kaynakları yerleştirilerek eğimli şartlarda da çalışmalar gerçekleştirilebilir.
- Deneysel çalışmalarda akış görüntüleme tekniği kullanılarak akışın davranışı hakkında gerekli veriler elde edilebilir. Böylece hem akışın yapısı hem de ikincil akışın başlama noktası fiziksel olarak gözlenebilir.
- Farklı kanal yüksekliklerinde, farklı tip alüminyum köpük malzeme kullanılarak oluşturulan deney düzeneğinde soğutma etkinlikleri hesaplanabilir.

Burada, kanal içerisinde alüminyum köpük malzeme kullanılarak konveksiyonla olan ısı transferini araştırmak üzere deneysel bir çalışma yapılmıştır. Yapılan literatür taramalarında kanal içerisinde köpük malzemelerin bulunduğu konveksiyon çalışmalarının az olduğu tespit edilmiştir. Bu yüzden bu çalışmanın ileride yapılacak olan çalışmalara ışık tutacağı düşünülmektedir.

6. KAYNAKLAR

- BAE, J. H., HYUN, J.M. and KIM, J.W. 2004. Mixed convection in a channel with porous multiblocks under imposed thermal modulation. *Numerical Heat Transfer*, 46: 891-908.
- BASKAYA, S., ERTURHAN, U. and SIVRIOGLU, M. 2005. An experimental study on convection heat transfer from an array of discrete heat sources. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32: 248-257.
- BENSOUICI, M. and BESSAIH, R. 2010. Mixed convection in a vertical channel with discrete heat sources using a porous matrix. *Numerical Heat Transfer*, 58: 581-604.
- BHATTACHARYA, A. and MAHAJAN, R.L. 2002. Finned metal foam heat sinks for electronics cooling in forced convection. *Journal of Electronic Packaging*, 124: 155-163.
- CHIKH, S., BOUMEDIEN A., BOUHADEF, K. and LAURIAT, G. 1998. Analysis of fluid flow and heat transfer in a channel with intermittent heated porous blocks. *Heat and Mass Transfer*, 33: 405-413.
- CUI, C., HUANG, X.Y. and LIU, C.Y. 2001. Forced convection in a porous channel with discrete heat sources. *Journal of Heat Transfer*, 123: 404-407.
- DOĞAN, A., SIVRIOĞLU, M. ve BAŞKAYA, Ş. 2006. Dikdörtgen kesitli bir kanalda ayrık ısı kaynaklarından karışık konveksiyonla ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi. *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 2: 311-318.
- DUKHAN, N. 2006. Correlations for the pressure drop for flow through metal foam. *Exp Fluids*, 41: 665-672.
- FU, H.L., LEONG, K.C., HUANG, X.Y. and LIU, C.Y. 2001. An experimental study of heat transfer of a porous channel subjected to oscillating flow. *Journal of Heat Transfer*, 123: 162-170.
- GUERROUDJ, N. and KAHALERRAS, H. 2009. Mixed convection in a channel provided with heated porous blocks of various shapes. *Energy Conversion and Management*, 51: 505-517.
- HADIM, A. 1994. Forced convection in a porous channel with localized heat sources. *Journal of Heat Transfer*, 116: 465-472.
- HESTRONI, G., GUREVICH, M. and ROZENBLIT, R. 2008. Natural convection in metal foam strips with internal heat generation. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32: 1740-1747.

- KIM, S.Y., PAEK, J.W. and KANG, B.H. 2003. Thermal performance of aluminum-foam heat sinks by forced air cooling. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 26: 262-267.
- KIM, S.Y., LEE, M.H. and LEE, K.S. 2005. Heat removal by aluminum-foam heat sinks in a multi-air jet impingement. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 28: 142-148.
- KO, K.H. and ANAND, N.K. 2003. Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46: 4191-4199.
- KURTBAS, I. and CELIK, N. 2009. Experimental investigation of forced and mixed convection heat transfer in a foam-filled horizontal rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52: 1313-1325.
- MUDAWAR, I. 2000. Assessment of high-heat-flux thermal management schemes. *Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems IEEE*, 2: 1-20.
- PAEK, J.W., KANG, B.H., KIM, S.Y. and HYUN, J.M. 2000. Effective thermal conductivity and permeability of aluminum foam materials. *International Journal of Thermophysics*, 21: 453-464.
- RACHEDI, R. and CHIKH, S. 2001. Enhancement of electronic cooling by insertion of foam materials. *Heat and Mass Transfer*, 37: 371-378.
- SERGEANT, J.E. and KRUM, A. 1998. *Thermal management handbook: for electronic assemblies* 1st ed. McGraw-Hill Professional, 1.1-2.46, 4.1-4.37, 7.1-8.9.

ÖZGEÇMİŞ

Bahadır ÖNEY, 1988 yılında Ordu’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Ordu’da tamamladı. 2006 yılında girdiği Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden 2010 yılında mezun oldu. 2010-2013 yılları arasında Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans öğrenimini tamamladı.