

**DİKDÖRTGEN KESİTLİ YATAY BİR KANALDAKİ KANAL
BOYUNA YERLEŞTİRİLMİŞ KANATÇIKLARDAN KARIŞIK
KONVEKSİYONLU OLAN ISI TRANSFERİNE, AKIŞA EĞİMLİ
YÖNDEKİ, LEVHANIN ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

Gökay DAĞLI

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2012
ANKARA**

TEZ BİLDİRİMİ

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

GÖKAY DAĞLI

Gökay DAĞLI tarafından hazırlanan “DİKDÖRTGEN KESİTLİ YATAY BİR KANALDAKİ KANAL BOYUNA YERLEŞTİRİLMİŞ KANATÇIKLARDAN KARIŞIK KONVEKSİYONLU OLAN ISI TRANSFERİNE, AKIŞA EĞİMLİ YÖNDEKİ, LEVHANIN ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalıda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, G.Ü.

Prof. Dr. Adnan SÖZEN
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, G.Ü.

Yrd.Doc.Dr. İbrahim ATILGAN
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı G.Ü.

Tarih****:/...../.....

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

Prof. Dr. Bilal TOKLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

**DİKDÖRTGEN KESİTLİ YATAY BİR KANALDAKİ KANAL BOYUNA
YERLEŞTİRİLMİŞ KANATÇIKLARDAN KARIŞIK KONVEKSİYONLU
OLAN ISI TRANSFERİNE, AKIŞA EĞİMLİ YÖNDEKİ, LEVHANIN
ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Gökay DAĞLI

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Haziran 2012

ÖZET

Elektronik cihazların çalışmaları sonucunda açığa çıkan atık ısı dışarı atılıp soğuma gerçekleştirilemezse sistemde performans kaybı ve sağlıksız çalışma ortamı meydana gelmiş olur. Bu amaçla sistemlerin ısı transferlerinin sürekli iyileştirilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli yatay bir kanaldaki kanal boyuna yerleştirilmiş kanatçıklardan karışık konveksiyonlu olan ısı transferine akışa eğimli yöndeki levhanın etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Böylece kanatçıkların önüne yerleştirilen eğik plakanın gelen soğuk havayı kanatçıklara yönlendirmesi ve ısı transferinde iyileştirme meydana getirmesi öngörülmüştür. Yapılan bu deneysel çalışmada, Reynolds sayısı laminar akış özelliklerinin görülmesi için $Re=2300-1500-250$ olarak üç ayrı değerde, Grashof sayısı karışık konveksiyonlu akış şartlarının sağlanması için $Gr = 5 \times 10^7 - 3 \times 10^8 - 5 \times 10^8 - 8 \times 10^8 - 1 \times 10^9$ beş ayrı değerde, eğik plaka açısı $\Theta = 0^\circ - 20^\circ - 40^\circ - 60^\circ$ dört ayrı değerde incelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda eğik plaka açısının artmasıyla ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısında azalma meydana gelmiştir. Bu azalma eğik plakanın kaldırma kuvvetinin etkisiyle yükselen havaya soğutucu akışkanın ulaşmasını engellemesi sonucunda olmuştur.

Bilim Kodu : 914.1.065
Anahtar Kelimeler : Kanatçık, eğik plaka, ısı transferi, karışık taşınım
Sayfa Adedi : 57
Tez Yöneticisi :Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF AN OBLIQUE
PLATE ON THE MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER FROM
LONGITUDINAL FINS IN A HORIZONTAL RECTANGULAR CHANNEL
(M. Sc. Thesis)**

Gökay DAĞLI

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
JUNE 2012**

ABSTRACT

If the waste heat released as a result of Electronic devices working can't be thrown out and the cooling can't be performed this will cause a loss of performance and an unhealthy work environment. For this purpose, heat transfer of systems must be improved continually. In this study, the effect of an oblique plate on the mixed convection heat transfer from longitudinal fins in a horizontal rectangular channel is investigated experimentally. Thus, it is foreseen that the oblique plate which is placed in front of the fins will direct the cool air to the fins and improve the heat transfer. In this experimental study performed, Reynolds number in order to see laminar flow features ($Re = 2300-1500-250$ three different values), Grashof number in order to provide mixed convection flow conditions ($Gr = 5 \times 10^7 - 3 \times 10^8 - 5 \times 10^8 - 8 \times 10^8 - 1 \times 10^9$ five different values), oblique plate angles ($\theta = 0^\circ - 20^\circ - 40^\circ - 60^\circ$ four different values) are investigated. As a result of the experiments, the increase of the angle of oblique plate has caused heat transfer coefficient and the Nusselt number to decrease. This decrease is a result of oblique plate denying the cooling fluid to reach the rising air because of the gravity force.

ScienceCode : 914.1.065
KeyWords : Fins, obliqueplate, heat transfer, mix convection
PageNumber : 57
Advisor : Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU
TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Prof. Dr. MecitSivrioğlu'na yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım Yrd. Doç.Dr. Mehmet Doğan' a, ayrıca, manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan çok değerli ailem ve arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xii
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1.GİRİŞ	1
2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3.DENEYSEL YÖNTEM.....	9
3.1. Deney düzeneği ve özellikleri.....	9
3.1.1. Akım düzenleyici	12
3.1.2. Test odası	13
3.1.3. Sönümleme odası	16
3.1.4. Güç kaynağı	17
3.1.5. Fan.....	18
3.1.6. Deneysel verilerin toplanması ve ölçüm sistemleri	18
3.2.Verilerin Değerlendirilmesi ve Isıl Analiz.....	22
3.3. Hata Analizi	Sayfa
3.4 Deneysel Çalışma Programı.....	35

4.DENEYSEL SONUÇLAR	38
4.1. Reynolds Sayısının Ortalama Nusselt Sayısına Etkisi.....	38
4.2. Uyarlanmış Grashof Sayısının Nusselt Sayısına Etkisi	41
4.3. Reynold Sayısının Ortalama Isı Transfer Katayısına Etkisi	44
4.4. Uyarlanmış Grashof Sayısının Isı Transfer Katsayısına Etkisi.....	47
4.5. Richardson Sayısının Isı Transfer Katsayısına Etkisi	51
5.SONUÇ VE ÖNERİLER.....	54
KAYNAKLAR	55
ÖZGEÇMİŞ	57

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Deneyde kullanılan multimetrenin özellikleri.....	22
Çizelge 3.2 Hata analiz oranları	38
Çizelge 3.3 Deneylerde değiştirilen parametreler.....	39

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Deneysel düzeneğin şematik görünüşü	9
Şekil 3.2. Test odası.....	13
Şekil 3.3 Varyak çalışma prensibi.....	17
Şekil 3.4 Tri-Sense anemometre prob ucu.....	21
Şekil 3.5 Tri-Sense anemometrenin dairesel ve dikdörtgen borularda ölçüm noktaları.....	22
Şekil 3.6. Dikdörtgen Kanatçıklar.....	25
Şekil 3.7. İki gri yüzey arasındaki eşit ısıtım direnç devresi.....	26
Şekil 3.8 Kanatçık ve yüzey tanımlamaları.....	27
Şekil 3.9 Eşdeğer ısı direnç devresi.....	27
Şekil 3.10 Sadeleştirilmiş ısı çevrim.....	31
Şekil 3.11 Isıl çevrim devresinin en son hali.....	31
Şekil 4.1. Eğik plaka açısının $\Theta=60^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	39
Şekil 4.2. Eğik plaka açısının $\Theta=40^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	39
Şekil 4.3. Eğik plaka açısının $\Theta=20^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	40
Şekil 4.4. Eğik plaka açısının $\Theta=0^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	40
Şekil 4.5. $H_f = 80$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi [9].....	42

Şekil**Sayfa**

Şekil 4.6. Reynolds sayısı $Re=2300$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	43
Şekil 4.7. Reynolds sayısı $Re=1500$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	43
Şekil 4.8. Reynolds sayısı $Re=250$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	44
Şekil 4.9. Eğik plaka açısının $\Theta=60^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	46
Şekil 4.10. Eğik plaka açısının $\Theta=40^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	46
Şekil 4.11. Eğik plaka açısının $\Theta=20^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	47
Şekil 4.12. Eğik plaka açısının $\Theta=0^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	47
Şekil 4.13. Reynolds sayısı $Re=2300$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	49
Şekil 4.14. Reynolds sayısı $Re=1500$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	49
Şekil 4.15. Reynolds sayısı $Re=250$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi.....	50
Şekil 4.16. Reynolds sayısı $Re=2300$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı değişimi.....	52

Şekil	Sayfa
Şekil 4.17.Reynolds sayısı $Re=1500$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalamaısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi.....	52
Şekil 4.18.Reynolds sayısı $Re=250$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalamaısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi.....	53

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Deney düzeneğinin fotoğrafı.....	10
Resim 3.2. Deney düzeneğinin fotoğrafı.....	11
Resim 3.3. Deney düzeneğinin fotoğrafı.....	11
Resim 3.4. Akış düzelticinin fotoğrafı.....	12
Resim 3.5 Akım düzenleyici lülenin fotoğrafı.....	15
Resim 3.6.Kanal içerisinde bakır plakaya yerleştirilmiş kanatçıkların fotoğrafı.....	14
Resim 3.7. Bakır plakaya yerleştirilmiş kanatçıkların fotoğrafı.....	15
Resim 3.8. Sönümlleme odasının fotoğrafı.....	16
Resim 3.9. Deneyde kullanılan varyağın fotoğrafı.....	17
Resim 3.10. Deneyde kullanılan AC fanın fotoğrafı.....	18
Resim 3.11 TT T-ECHNI-C dijital multimetre fotoğrafı.....	19
Resim 3.12 Elimko 680 veri toplama cihazı.....	20
Resim 3.13 Tri-Sense anemometre fotoğrafı.....	21

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	ısı transfer yüzey alanı(m^2)
A_b	bakır plaka yüzey alanı (m^2)
A_R	Isınım ısı transfer yüzey alanı (m^2)
A_T	Kanatçıkların ve bakır plaka yüzey alanının toplamı (m^2)
A_{yalt}	Yalıtım yüzey alanı (m^2)
c	Kanatçık ile kanal üst duvar arası mesafe (m)
C	boşluk parametresi
c_p	Atmosfer basıncında havanın özgül ısısı ($W/m^2\text{°C}$)
D_h	kanal hidrolik çapı (m)
F	Şekil faktörü
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
Gr	Grashof sayısı
Gr^*	uyarlanmışGrashof sayısı
h_{av}	ortalama ısı transfer katsayısı ($W/m^2\text{°C}$)
h	ısı transfer katsayısı($W/m^2\text{°C}$)
H	Kanal yüksekliği (m)
H_f	Kanatçık yüksekliği (m)
I	Akım (amper)
k_a	Havanın ısı iletim katsayısı ($W/m\text{°C}$)
k_{yalt}	Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı ($W/m\text{°C}$)
L	Kanal uzunluğu (m)
L_f	Kanatçık uzunluğu (m)
Nu	ortalama Nusselt sayısı
P	Basınç (Pa)

Simgeler	Açıklama
$\dot{Q}_{\text{toplaml}}$	Isıtıcıya verilen toplam ısı akımı (W)
$\dot{Q}_{\text{taşınım}}$	Akışkana verilen net ısı akımı (W)
$\dot{Q}_{\text{iletim}}$	İletim ile kaybolan ısı akımı (W)
$\dot{Q}_{\text{ışınım}}$	İşınım ile kaybolan net ısı akımı (W)
Re	Reynolds sayısı
Ri	Richardson sayısı
T	Sıcaklık (°C)
T_b	Akışkanbulk sıcaklığı (°C)
T_{in}	Kanala giren akışkan sıcaklığı (°C)
T_f	Ortalama kanatçık sıcaklığı (°C)
T_w	Ortalama bakır plaka yüzey sıcaklığı (°C)
S	Kanatçıklar arası mesafe (m)
S_{opt}	Optimum kanatçık aralığı
u	x-yönündeki hız bileşeni (m/s)
v	y-yönündeki hız bileşeni (m/s)
w	z-yönündeki hız bileşeni (m/s)
w_0	Akışkanın z-yönündeki ortalama hızı(m/s)
W	Kanalın enine uzunluğu (m)
x,y,z	Yatay, düşey ve eksenel koordinatlar

Kısaltmalar	Açıklama
α	ısıl yayınım katsayısı (m^2/s)
β	ısıl genleşme katsayısı (K^{-1})
Δ	Fark
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
ν	kinematik viskozite (m^2/sn)
μ	Dinamik viskozite (Ns/m^2)
θ	eğik plaka açısı

1.GİRİŞ

Teknolojik gelişmeler ışığında meydana gelen elektronik ilerlemeler insanoğlunun hayatında hızlı değişimlere yol açmıştır. Bu gelişmeler günlük hayatta insanlara çok büyük kolaylıklar sağlamıştır. Sanayi, otomotiv, tıp, bilişim, telekomünikasyon, uzay ve havacılık vb. sektörleri elektronik sistemlerin yoğun olarak kullanıldığı alanlardır. Bu alanlarda meydana gelen gelişmeler, elektronik cihazların performanslarını, güvenli çalışmalarını hayatımız açısından önemli hale getirmiştir.

Elektronik cihazların çalışmaları sonucunda ısı açığa çıkar. Sistemde oluşan atık ısı dışarı atılıp soğuma gerçekleştirilemezse sistemde performans kaybı ve sağlıksız çalışma ortamı meydana gelmiş olur. Çünkü elektronik sistemlerin hassas biçimde çalışabilecekleri aralık bellidir. Bu yüzden elektronik sistemlerin tasarımında soğutma sistemini de göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Aksi takdirde insanlar için hayati önem arz eden bilgiler ve belgeler yok olacağı gibi insan hayatı da tehlikeye girebilir. Ayrıca sistemlerde meydana gelecek hasarlar maddi kayıplara da sebep olabilir. Bu nedenle elektronik sistemlerin verimli ve güvenli çalışmasında ısı transferi önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu yüzden elektronik sistemlerin sıcaklık kontrolü ısı transferinin başlıca uygulama alanlarından biri haline gelmiş ve birçok çalışmanın konusu olmuştur.

Elektronik sistemlerin soğutulmasında değişik metotlar ve değişik soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Bunlardan en yaygın olan sistem içerisinde kanatçıklar bulunan kanallardır. En yaygın olarak kullanılan akışkan ise havadır. Havanın sisteme zarar vermemesinin yanında ekonomik, güvenilir ve verimli olması ayrıca doğada bol miktarda bulunması tercih sebepleri arasındadır. Bu çalışmada kanatçıkların bulunduğu kanal sistemi ve soğutucu olarak da hava kullanılmıştır.

Hava ile soğutma sistemleri doğal, zorlanmış ve karışık taşınım ile olmaktadır. Doğal taşınım, akışkan içinde varolan sıcaklık farkları sebebi ile akışkanın hareket etmesi ile ortaya çıkan taşınımdır. Doğal taşınımın temel dayanak noktası, ısınan akışkanın daha yukarı (yüzeye) çıkmaya yatkın hale gelmesi, yani

yükselmesi ve daha soğuk akışkanın aşağı (dibe) hareket etmesidir. Zorlanmış taşınım, ise akışkan hareketi dıştan gelen bir etki ile (bir pompa veya fan) olduğunda oluşur. Zorlanmış taşınım mekanik ekipmanın kullanılmasından doğan titreşimler ve ekipman arızası gibi durumlar göz önüne alındığında doğal taşınım göre dezavantajlıdır. Karışık taşınım ise doğal ve zorlanmış taşınımın beraber kullanılacağı sistemlerdir. Doğal taşınım kaynaklanan akış türbülanslı veya laminer olabilir. Bu çalışmada laminer akış altında karışık taşınımdan oluşan ısı transferi incelenmiştir.

Taşınım ile olan ısı transferi aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$Q = h A T_w - T_{\infty} \quad (1.1)$$

Bu denklemde sırasıyla, h ($W/m^2.K$) ortalama ısı taşınım katsayısını, A (m^2) yüzey alanını, T_w (K) yüzey sıcaklığını ve T_{∞} (K) ise akışkan sıcaklığını göstermektedir.

Taşınım formülündende (1.1) anlaşıldığı gibi, ısı transferinin artırılması belli sıcaklık aralığı için, h ısı taşınım katsayısının veya yüzey alanının artırılmasına bağlıdır. Bu bağlamda sabit yüzey alanının kullanıldığı bu çalışmada kanatçıkların önüne yerleştirilmiş eğik plakanın etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Yerleştirilen eğik plakanın kanatçıklara gelen soğuk havayı kanatçıkların üzerine odaklaması hedeflenmiştir. Bu sayede daha fazla soğuk hava kanatçıkların üzerinde bulunacak ve ısı transferinde iyileşme meydana gelecektir.

2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

A.Güvenç ve H.Yüncü, dikey plaka üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanatçıklarda doğal taşınım ile olan ısı transferini deneysel olarak incelenmiştir [1]. Deney düzeneği 15 farklı kanatçık yapılandırmasının test edilebilmesi için oluşturulup ,kalibre edilmiştir. Kanatçığın boyu ve kalınlığı 100 mm ve 3 mm de sabit tutulmuş, kanatçık boşluğu 4,5 mm ile 58,75 mm arasında değişiklik göstermiş ve kanatçık boyu 5 mm ve 25 mm arasında değiştirilmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda ısı transferinin artırılmasında en önemli etkenin kanatçıklar arası mesafe olduğu belirtilmiştir. Isı transferinin artırılmasında kanatçık arası mesafenin yanı sıra kanatçık yüksekliğinin ve kanatçık tabanı ile ortam havası arasındaki sıcaklık farkının da etkili olduğu belirtilmiştir. Kanatçıklar arası mesafenin az olduğu durumlarda kanatçıkların hava akışında dirence sebep olduğu ve belirli bir noktadan sonra ısı transferinde azalmaya sebep olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum ısı transferi elde etmek için kanatçıklar arası mesafenin optimum bir değerde olması gerektiği belirtilmiştir.

Başkaya, Sivrioğlu, ve Özek, akıma paralel yerleştirilmiş kanatçık düzeneğinde, kanatçık boyunun, kanatçıklar arası mesafenin, kanatçık yüksekliğinin ve kanatçık ile çevre arasındaki sıcaklık farkının doğal taşınım ile olan ısı transferine etkisini teorik olarak araştırmıştır [2]. Üç boyutlu eliptik denklemler Sayısal Akışkanlar Dinamiğinde (SAD) sonlu hacimler metodu yardımıyla çözülmüştür. Öncelikle literatürdeki bazı araştırmaların simülasyonu yapılmıştır. Simülasyon sonuçları ile iyi uyum sağlamış literatürler daha sonra ayrıntılı parametrik çalışmalara tabi tutulmuştur. Isı transferinde optimum sonuç elde etmek için bir yada iki parametrenin yeterli olmadığını sonuçlar göstermiştir. Optimum sonuç elde etmek için bütün parametreler arasındaki etki düşünülmelidir. Sonuçlar grafiksel formda sunulmuş ve literatürdeki deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Isı transferinin kanatçık boyundaki kısalma ve kanatçık yüksekliğindeki artışla arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca maksimum ısı transferi optimum kanatçıklar arası mesafede elde edilmiştir.

Mobarak, Attya, Ally ve Habib, dikdörtgen kanala ayırık düzende yerleştirilmiş kanatçıkların ısı transferini ve akış modelini deneysel incelemişlerdir [3]. Deneylerde ortalama ve yerel ısı transfer katsayısına, Reynold sayısının, kanatçık malzemesinin, kanatçıklar arası mesafenin ve duvar ısı akısının etkileri incelenmiştir. Kanatçıklar arası mesafe kanal yüksekliğinin 0,8-2 katına çıkarılmıştır. Kanatçık yüksekliği kanal yüksekliğinin 0.7 katı olarak alınmış, Reynold sayısı 8000-18000 aralığında değişim göstermiştir. Deney sonuçları, akışın üçüncü kanatçıktan altınca kanatçığa gelmeden tam gelişmiş olduğunu göstermiştir. Isı transferindeki artış, Reynolds sayısındaki artışa, kanatçığın ısı iletkenliğine, kanatçıklar arası mesafenin azalmasına ve duvar ısı akısının azalmasına bağlıdır.

Maughan ve Incropera, alttanüiform ısıtılmış paralel plakalarda ısı giriş bölgesinde karışık taşınım ile olan ısı transferini deneysel olarak incelenmiştir[4]. $Pr = 0.7$, $125 < Re < 500$, $7 \times 10^3 < Gr^* < 1 \times 10^6$ ve $0 < \theta < 30^\circ$ değerleri arasında yüzey ısı akısının ve kanal eğiminin etkisini incelemişlerdir. Başlangıçta ısı transferinde zorlanmış taşınımın hâkimiyeti ve Nusselt sayısında hızlı bir düşüş görülmüştür. Isıl kararsızlığın başlangıcından itibaren ikincil akışların gelişimi ile Nusselt sayısında hızlı bir artış gözlenmiştir. Nusselt sayısı salınımının sonunda bozulduğu ve tam gelişmiş değerin Grashof sayısına bağlı olduğu görülmüştür. Kararsızlığın başlaması Grashof sayısını azaltarak veya Reynold sayısını ve eğim açısını artırarak geciktirilmiştir. Isı transferinde sonradan oluşan iyileşmeler kaldırma kuvvetinin neden olduğu ikincil akımların oluşması ve gelişmesine bağlıdır.

Özsunar , Başkaya ve Sivrioğlu ,dikdörtgensel kanalda karışık taşınım ile gerçekleşen ısı transferini çeşitli durumlarda sayısal olarak incelemişlerdir[5]. Kanalin kenar duvarları izole edilmiş, alt yüzeyden üniform ısı akısı uygulanmış ve üst yüzey çevreye açık tutulmuştur. Çözümlerde, $Pr = 0.7$, eğim açısı $0 \leq \theta \leq 90^\circ$ dereceleri arasında, Reynolds sayısı $50 \leq Re \leq 1000$, uyarlanmış Grashof sayısı $7 \times 10^3 - 4 \times 10^6$ arasında değişmektedir. Üç boyutlu eliptik denklemler Sayısal Akışkanlar Dinamiğinde (SAD) sonlu hacimler metodu yardımıyla çözülmüştür. Parametrik çalışmada, yerel Nusselt sayısı dağılımı elde edilmiş, kanal eğiminin, yüzey ısı

akısının ve Reynold sayısının kararsızlığın başlaması üzerine etkisi incelenmiştir. Sonuçlar simülasyona aktarılmış, literatürde ve benzer deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Isı transferindeki iyileşme sonuçları, ikincil akımlar ve kararsızlığın başlangıcını Grashof sayısı, Reynold sayısı ve kanal eğim açısının etkilediğini belirlemişlerdir.

WengWu, Perng, blok ısıtmalı yatay kanaldaki karışık konveksiyonlu akışın ısı transferinin iyileştirilmesi sayısal olarak incelenmiştir[6]. Bu çalışmada ısı transferinin iyileştirilmesi kanal içine yerleştirilmiş eğik plaka kurulumuyla gerçekleştirilmiştir. Isı transferinin performansını ölçmek için eğik plakanın açısı 30° - 90° derece arasında, Reynold sayısı 260-530 arasında, Grashof sayısı 0-3.200.000 arasında değiştirilmiştir. Sonuçlarda eğik plakanın ısı transferinde iyileşmelere yol açtığı görülmüştür.

Ellison, dikdörtgen kanatçıklar ile yansıtmasız ortam arasındaki ışınlama olan ısı transferinin belirlenmesi için gri cisim şekil faktörünün hesabını yapmıştır[7]. Isı kaynağı gri, difüz ve opak yüzey olarak kabul edilmiştir. Kanatçık yüzey sıcaklığı ile taban yüzey sıcaklığının eşit ve yüzey sıcaklıklarının da üniform olduğu kabul edilmiştir. Sonuçlar farklı kanatçık yüksekliği (H) , kanatçık uzunluğu (L) , kanatçıklar arası mesafe (S) ve yayıcılık ($\epsilon=0,1-1,0$) değerleri için elde edilmiş ve grafik halinde sunulmuştur.

El-sayed , Mohamed , Abdel-latif , Abouda , yatay kanal içerisine akıma paralel dikdörtgensel kanatçıklar yerleştirilmiş dizilerden ısı transferini deneysel olarak incelemiştir[8]. Bu deneyler esnasında değişik geometrik parametreler kullanılmıştır. Bunlar; $246496 \leq Re_L \leq 189462,3$ mm $\leq t \leq 9$ mm, $23 \text{ mm} \leq H \leq 92 \text{ mm}$, $10 \text{ mm} \leq W \leq 42 \text{ mm}$ ve $L = 150 \text{ mm}$ 'dir. (Re_L =Reynold sayısı, t = kanatçık kalınlığı, H = kanatçık yüksekliği, W = kanatçıklar arası boşluk, L = kanatçık boyu). Deney sonuçları Nusselt sayısının, kanatçıklar arası mesafenin, kanatçık kalınlığının ve Reynolds sayısının artmasıyla birlikte arttığını tespit etmiştir. Kanatçık yüksekliğinin az olması durumunda, kanal içerisindeki akışkanın kanal bölgesinden dışarıya doğru çıktığını

dolayısıyla akışkanın kütleli debisinin azaldığını tespit etmişlerdir. Ayrıca kanatçık yüksekliğinin artırılmasıyla bunun önüne geçilmiştir.

Doğan , Sivrioğlu, laminar karışık tasınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferi deneysel ve sayısal olarak incelemiştir[9]. Deneylerde, sabit ısı akısı ısı sınır şartı ve akışkan olarak hava kullanılmıştır. Deneysel çalışmada Reynolds sayısı aralığı $250 < Re < 2300$, uyarlanmış Grashof sayısı aralığı $5 \times 10^7 < Gr < 1 \times 10^9$ ve akışkan giriş sıcaklık aralığı $0.02 < w_{in} < 0.23$ m/s'dir. Kanatçıklar arası mesafe $4 < S < 18$ mm aralığında, kanatçık yüksekliği ise $25 < H_f < 80$ mm arasında değiştirilmiştir. Problemi tanımlayan, akışkan için kütle, momentum ve enerjinin korunumunu temsil eden denklemlerle birlikte bakır plaka ve kanatçık içerisinde ısı iletim denklemi uygun sınır şartları kullanılarak Fluent paket programında çözülmüştür. Sayısal çalışmada, yapılan bütün deneylere karşılık gelen durumlar bire bir olarak Fluent paket programı kullanılarak çözülmüştür. Isı transferine etkisini araştırdığımız parametrelerin, ısı transferine olan etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla, yapılan sayısal çalışma sonucunda kanal içerisinde vektörel hız dağılımları ve sıcaklık konturları çizdirilmiştir. Deneysel sonuçlar ile sayısal yöntem ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Her iki yöntemle yapılan çalışmada kanatçıklar arası mesafenin, kanatçık yüksekliğinin, Reynolds sayısının ve uyarlanmış Grashof sayısının ısı transferine etkileri araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, optimum kanatçık aralığının $S_{opt} = 8-12$ mm arasında olduğu belirlenmiştir. Isı transferinde doğal tasınım etkilerinin baskın olduğu durumlarda, optimum kanatçık aralığının uyarlanmış Grashof sayısının artmasıyla arttığı görülmüştür. Isı transferinde doğal tasınım etkilerinin baskın olduğu durumlarda optimum kanatçık aralığının, kanatçık yüksekliğinin artması ile azaldığı belirlenmiştir. Her bir kanatçıklar arası mesafede, kanatçık yüksekliğinin artmasıyla ısı transfer katsayısının arttığı görülmüştür. Reynoldssayısının artması, her bir kanatçıklar arası mesafe ve her bir kanatçık yüksekliğinde ısı transfer katsayısının arttırdığı, yapılan sayısal ve deneysel çalışmada sonucunda gösterilmiştir.

Doğan , Sivrioğlu, karışık taşınım şartlarında akıma paralel dik dörtgen kanatçıklar yerleştirilmiş kapalı kanallarda ısı transferi deneysel olarak

incelemiştir[10].Deneylerde, sabit ısı akısı ısı sınır şartı ve akışkan olarak hava kullanılmıştır. Kanala giren akışkan havanın hızı $0.15 \leq w_{in} \leq 0.16$ m/s civarında sabit tutulmuş ve bu yüzden Reynold sayısı 1500 olarak girilmiştir. Deneylerde Rayleighsayısı $3 \times 10^7 < Ra^* < 8 \times 10^8$ ve Richardson sayısı $0.4 < Ri < 5$ aralığında değişmiştir. Deneyde kanal yüksekliği ile kanatçıklar arası mesafenin oranı 0.04 - 0.018 arasında, kanatçık yüksekliği ile kanal yüksekliği oranı 0.25 – 0.80 arasında değişmiştir. Karışık taşınımındaki ısı transferleri için optimum ısı transferinin, kanatçıklar arası mesafenin 8-9 mm olduğu deney sonuçlarından anlaşılmıştır.

Mobedi ve Yüncü, yaptıkları çalışmada üç boyutlu, yatay levhaüzerine yerleştirilmiş kanatçıklardan doğal konveksiyonla ısı transferinin nümerikanalizinde enerji denklemleri sabit kalırken momentum ve süreklilik denklemlerivortisite ve vektörel potansiyel denklemlerine dönüştürmüştür [11] .Yapılan sayısalçalışmada bulunan sonuçlar daha önce elde edilmiş deneysel çalışmalarlakarşılaştırılmış ve uyum içerisinde olduğu belirtilmiştir. Değişik geometrik ölçülerleyapılan bu sayısal çalışmanın sonuçları ve akış modelleri tartışılmıştır.

StarnerandMcManus, yatay bir levha üzerindeki kanatçıklardan ısı transferi çalışmaları yapmışlardır[12]. Bu konfigürasyonlardan yatay düzlem üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen kanatçıklardan ısı transferi ile ilgili ilk çalışmada yatay levha üzerinde bulunan kanatçıklardan ortalama ısı transferi katsayısı ve akış konfigürasyonları, 45° eğik ve dikey levha üzerindeki kanatçıklardan olan ortalama ısı transfer katsayısı ve akış konfigürasyonları ile karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada dört farklı boyutlu kanatçık düzeneği kullanılmıştır. Ortalama ısı transfer katsayısının, kanatçık geometrisi ile ve kanatçıkların yerleştirildiği levhanın konumu ile nasıl değiştiğini tartışmışlardır. Dikey kanatçık düzeneğindeki ısı transfer katsayısının benzer aralıktaki paralel levhalar arasındakinden % 10-30 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. 45° eğik levha üzerindeki kanatçıkların ortalama ısı transfer katsayısı, dikey olana göre %5-20 daha düşük belirlenirken, yatay levha üzerinde bulunan dikdörtgen kanatçıkların açık uçlarının kapatıldığında ısı transfer katsayısının önemli bir şekilde düştüğü sonucuna varmışlardır.

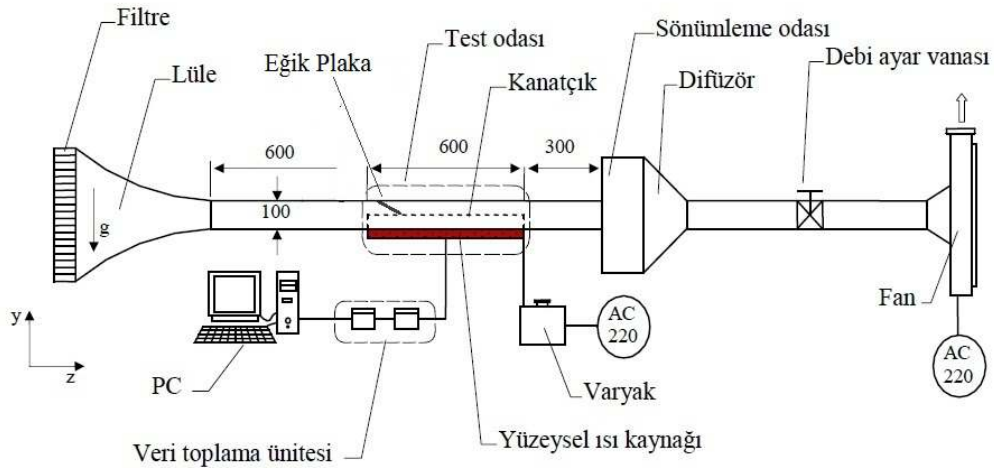
Papanicolaou ve Jaluria, dikdörtgen şeklindekikapalı bir ortamda hava kullanarak elektronik elemanlarınsoğutulmasına yönelik yaptıkları çalışmalarında,karışık konveksiyon şartlarında ısı transferini sayısalolarak incelemişlerdir.[13] Havada, duvarlarda ve elektronikelemanlarda meydana gelen sıcaklık değişimleriincelenmiştir. Boyutsuz sayılar kanal hidrolik çapınabağlı olarak hesaplanmıştır. $Gr/Re^2=10$ değerineulaşana kadar, Reynolds sayısının 100 değeri içinelaminer, sürekli akış şartları sağlanmıştır. $Gr/Re^2=50$ değeri için ise, çalışılan birçok konfigürasyon için tekfrekanslı salınım davranışları gözlenmiştir. Isı transferisonuçları hem laminar, hem de salınım bölgeleri için elde edilmiştir. Karışık konveksiyonun oluştuğu Gr/Re^2 aralığı 0,01 ile 10 arasındadır.

Leung ve arkadaşları, yatay bir kanal içerisine,devre kartı yerleştirerek kanal içerisinde konveksiyonlaolan ısı transferini, deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir.[14]Deneysel yapılan çalışmalarda devre kartı,hem yatay hemde düşey konumda yerleştirilmiştir.Değişen kanal yüksekliği, blok yüksekliği ve genişliğininblok yüzeyinden konveksiyonla olan ısı transferineetkilerini araştırmışlar, soğutucu akışkan olarakhava kullanmışlardır. Çalışmalar Reynolds sayısının510 ile 2050 arasında değişen değerleri için gerçekleştirilmiştir.Çalışmalar sonucunda korelasyonlar kanalyüksekliği/blok yüksekliği (H/B) ve blok genişliği/blok yüksekliği (L/B)'ne bağlı olarak elde edilmiştir.

Bu çalışmanın amacı arka duvarına girdap oluşturucu olarak açılı kanatçıklar eklenmiş periyodik aralıklı engelli kanaldaki, birleşik ısı transferini incelemektir. Çalışmada türbülanslı akış oluşmaması için orta ve düşük Reynolds sayısı aralığında değerlerde ısı transferinin artırılması ve akış gelişiminin analizine özel önem verilmiştir.Kanatçık uzunluğu, kanatçık açısı ve Reynoldssayısı, kararlı durumdaki akışkan ve ısıl özelliklerinin yanı sıra kendine yetebilen salınımlı akıştaki etkileri incelemek amacıyla değişken olarak kullanılmıştır. [18].

3.DENEYSEL YÖNTEM

Kapalı kanallarda akıma paralel yerleştirilmiş kanatçıklardan, laminar karışık taşınım şartlarında olan ısı transferinin deneysel incelenmesi için Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Termodinamik Anabilim dalında başlatılan Bilimsel Araştırma Projesi (06/2003-30) kapsamında deney düzeneği kurulmuştur[9]. Kurulan bu düzenek üzerinde istenilen değişiklikler yapılmış ve deney için hazır hale getirilmiştir. Şekil 3.1.' de deney düzeneğinin parçaları ve yapılan çalışmalar ayrıntılı olarak sunulmuştur.

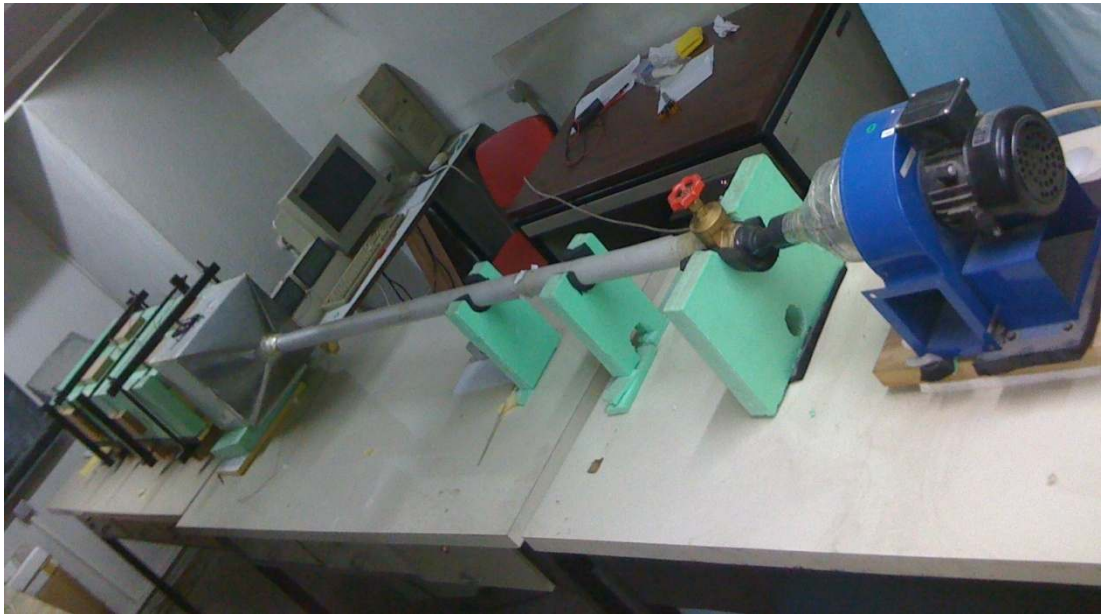


Şekil 3.1. Deneysel düzeneğin şematik görünüşü

3.1. Deney Düzeneği ve Özellikleri

Kapalı kanallarda akıma paralel yerleştirilmiş kanatçıklardan, laminar karışık taşınım şartlarında olan ısı transferinin deneysel incelenmesi için kurulan deney düzeneği Şekil 3.1' de şematikolarak gösterilmiştir. Şekil 3.1' de de görüldüğü üzere deney düzeneği, bir adet AC fan, akış düzeltici filtre ve lülenin bulunduğu akım

düzenleyici, bakır plakanın, kanatçıkların, eğikplakanın, yüzeysel ısıtıcı kaynağı ve sıcaklıkların ölçümünde kullanılan çok sayıda ısıl çiftin bulunduğu test odası, sönümleme odası, debi ayar vanası, sıcaklıkların ölçülüp bilgisayar hafızasında depolanmasını sağlayan veri toplama sistemi ve yüzeysel ısıtıcı kaynağına verilen voltajın ayarlanmasında kullanılan varyaktan oluşmaktadır. Deney düzeneğinde plexiglass malzemeden yapılan kanalın genişliği 300 mm, yüksekliği ise 100 mm'dir. Kanalın ısıtılmayan girişi bölümü 600 mm, bakır plakanın ve kanatçıkların bulunduğu ısıtılan bölümde 600 mm ve ısıtılmayan çıkış bölümü ise 300 mm'dir. Resim 3.1, Resim3.2,Resim 3.3' te, kurulan deney düzeneğinin farklı yönlerden çekilmiş fotoğrafları görülmektedir.



Resim 3.1. Deney düzeneğinin fotoğrafı (1)



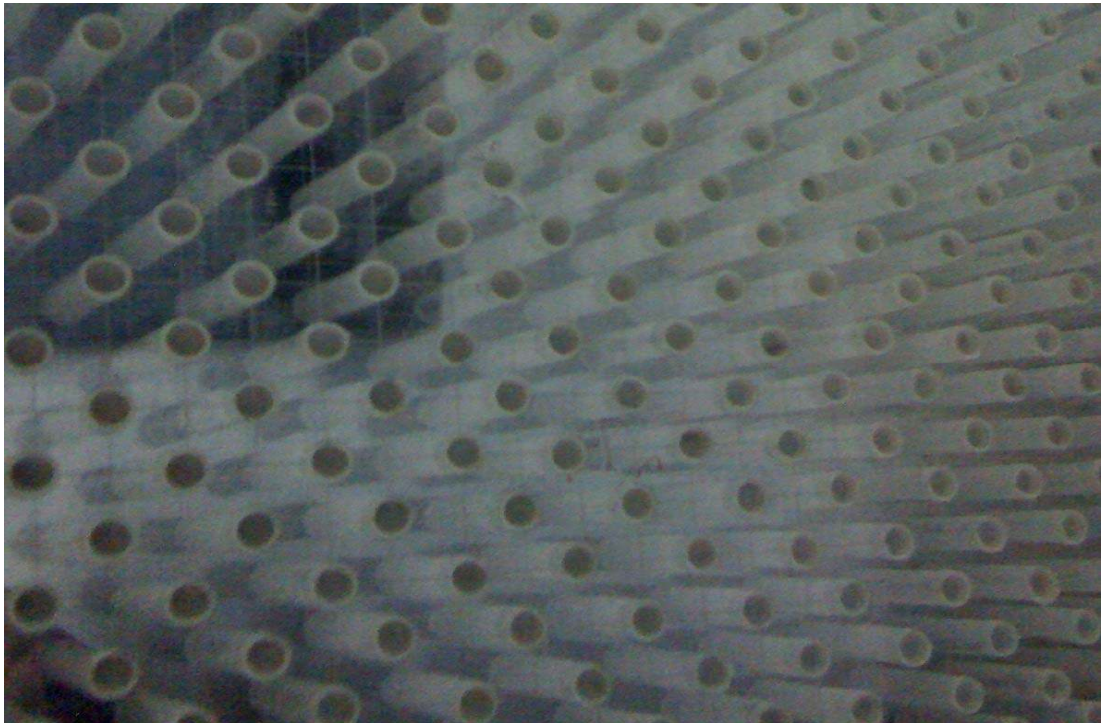
Resim 3.2. Deney düzeneğinin fotoğrafı (2)



Resim 3.3. Deney düzeneğinin fotoğrafı (3)

3.1.1. Akım düzenleyici

Kanal içinde istenen akışın sahip olduğu şartları iyileştirmek ve akışın üniform olmasını sağlamak için kanal girişine akım düzenleyici yerleştirilmiştir (Bknz. Resim 3.4 ve resim 3.5). Fan tarafından emilen hava akım düzenleyici sayesinde paralel bir akış çizgisine sahip olmakta ve böylece hız profiline üniform olması sağlanmaktadır. Akım düzenleyici, akış düzeltici ve lüleden oluşmaktadır. Akış düzeltici, 5 mm çapında ve 50 mm boyunda çok sayıda borunun iki plexiglass arasına kanalın tüm kesitini kaplayacak şekilde yerleştirilmiştir. Akış düzenleyiciler, hız dağılımının daha düzgün olmasını temin etmesinin yanında türbülansı azaltmak ve aynı zamanda yabancı cisimlerin tünele girmesine mani olmak için kullanılmaktadır.



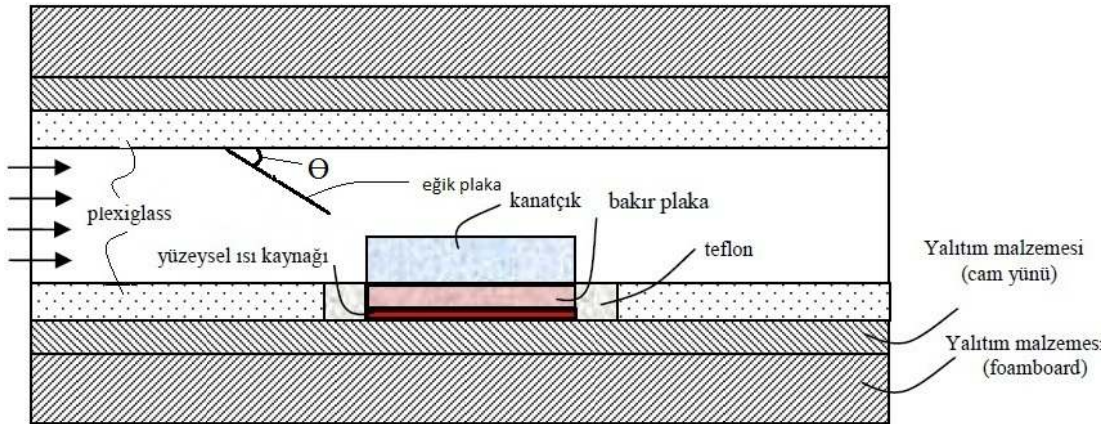
Resim 3.4. Akış düzelticinin fotoğrafı



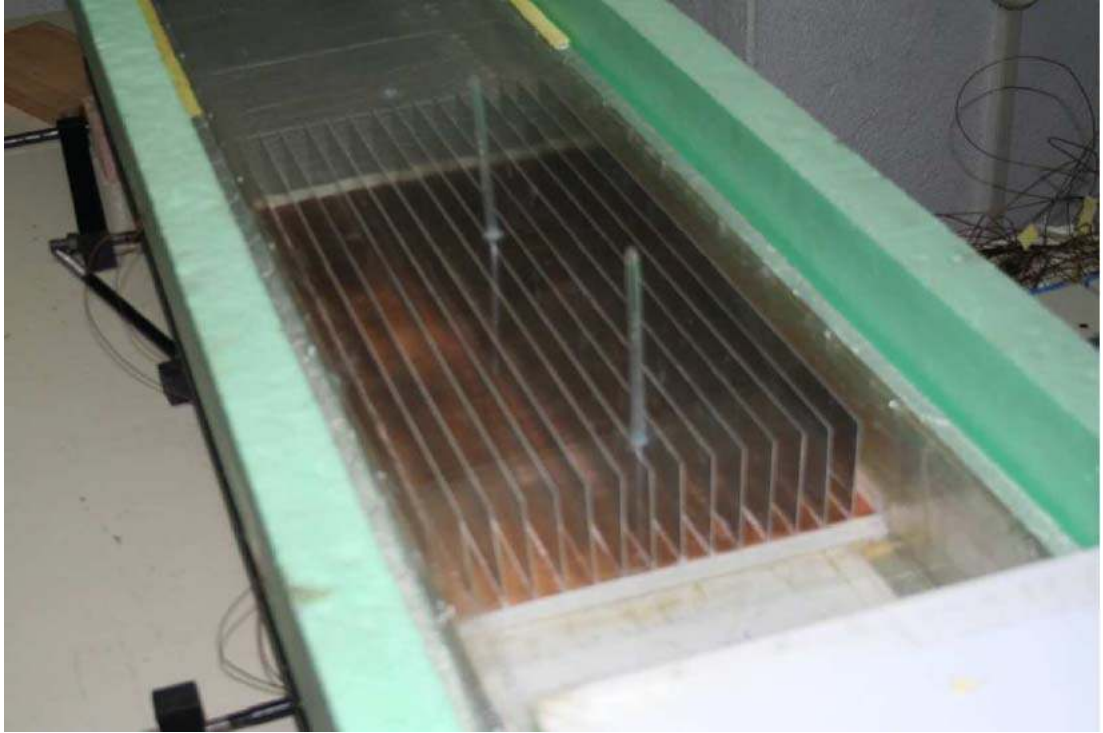
Resim 3.5 Akım düzenleyici lülenin fotoğrafı

3.1.2. Test odası

Alüminyum kanatçıklar, bakır plaka, eğik plaka, yüzeysel ısı kaynağı, ısıt çiftlerin bulunduğu ve sıcaklık ölçümlerinin yapıldığı bölümdür.



Şekil 3.2. Test odası



Resim 3.6.Kanal içerisinde bakır plakaya yerleştirilmiş kanatçıkların fotoğrafı

Test odasının şematik görünüşü şekil 3.2’de gösterilmiştir. Test odası, 5x300x600 mm boyutlarında bakır plaka, 1 mm kalınlığında 600 mm uzunluğunda alüminyum kanatçıklar, 1x6,5x25 mm boyutlarında alüminyum eğik plaka, yüzeysel ısı kaynağı, yalıtımmalzemeleri, plexiglass levhalar ve ısıl çiftlerden oluşmaktadır. Deneyde kanatçıklar arası mesafe $S= 8$ mm olan bir bakır plaka kullanılmıştır (Bknz. Resim 3.7). Alüminyum kanatçıkların bakır plakaya monte edilebilmesi için 1 mm genişliğinde, 2,5 mm derinliğinde kanallar açılmıştır. Kanatçıklar açılan bu kanallara monte edilerek düzgün bir şekilde durması sağlanmıştır. Bakır plaka ile kanatçıklar arasında verimli bir ısı transferinin sağlanabilmesi için kanatçıklar ile bakır plaka arasında havanın kalmaması gerekir. Bu amaçla bakır plaka üzerine açılmış kanallar termal macun ile doldurulmuştur. Macunun doldurulmasından sonra kanatçıklar uygun biçimde kanallara yerleştirilmiş ve ısı transferinin verimli olması sağlanmıştır. Kanallara monte edilmiş kanatçıkların görüntüsü Resim 3.3 de verilmiştir. Bakır plaka yüzeyleri, ısınım ile olan ısı transferini minimuma indirmek için parlatılmıştır.

Ayrıca akımın üniformluğunun bozulmaması için plaka yüzeyleri zımparalanıp pürüzsüz hale getirilmiştir.



Resim 3.7. Bakır plakaya yerleştirilmiş kanatçıkların fotoğrafı

Bakır plakanın sıcaklığını ölçmek için 35 adet T tipi ısıl çift bakır plakaya monte edilmiştir. Isıl çiftlerin yerleştirilmesi için bakır plaka delinmiş ve ısıl çiftler yüzeye çok yakın bir mesafede bakır plakaya tutturulmuştur. Bakır plaka enlemesine ve boylamasına ortalanarak ısıl çiftler sırasıyla yerleştirilmiştir. Bu yüzden sıcaklık ölçümleri ana akım yönünde ve plaka genişliği yönünde yapılmıştır. Deneyde gözlenmek istenen eğik plaka etkisi test odasının içine yerleştirilen ve kanal genişliğini kaplayan 5 mm x 20 mm ölçülerindeki alüminyum plaka ile sağlanmıştır. Bu eğik plakada ışıınım ile olan ısı transferini minimuma indirmek için parlak yüzey tercih edilmiştir. Bakır plakanın ısınmasıyla, plexiglass kanalın (bakır plakayla teması olan yüzeyleri için) şekil değiştirmesini veya erimesini önlemek için yüksek sıcaklıklara dayanıklı safteflon ($k=0,25$ W/mK) malzemeyle bakır plaka, çevrelenmiştir. Bakır plakanın ısıtılması için plaka altına yüzeysel ısı

kaynağı yerleştirilmiştir. Yüzeysel ısı kaynağı 300x600 mm boyutlarındadır. Yüzeysel ısı kaynağına verilecek gerilimi ayarlamak için varyak kullanılmıştır. Bu sayede istenilen voltajlarda çalışmak mümkün olmuştur. Test odasının ve kanalın bütün yüzeylerinin yalıtımı için Resim 3.6’da görüldüğü gibi 15 mm kalınlığında bir yüzü folyolu 2500°C sıcaklığa kadar dayanıklı cam yünü yalıtım malzemesi ($k=0,048$ W/mK), onun üstünde ise 50 mm kalınlığında 750°C sıcaklığa kadar dayanıklı foamboard yalıtım malzemesi ($k=0,028$ W/mK) kullanılmıştır. Kanal içerisindeki akışın üniform yapısının bozulmaması için kanalın yapılması aşamasında kanalın düzlemselliği, paralelliği ve pürüzsüzlüğü dikkate alınmıştır. Aksi takdirde akışın üniform yapısı bozulur ve sonuçta ısı transfer hesaplarının yanlış olmasına neden olabilir.

3.1.3 Sönümlenme odası

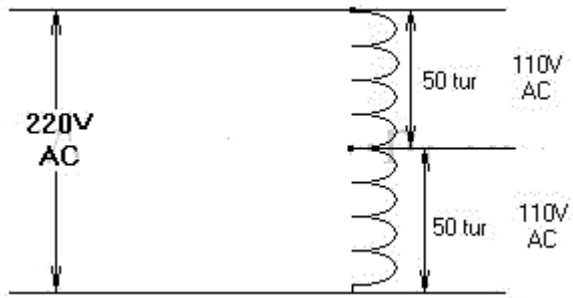
Fan tarafından emilen akışkanın homojen ve üniform olmasını sağlamak amacıyla deney düzeneğinde, kanal çıkışında sönümlenme odası olarak tanımlanan bir bölümlenmektedir. Sönümlenme odası 3 mm kalınlığında fiberglass malzemeden yapılmıştır. Ayrıca sönümlenme odasındaki akışkanın fan tarafından daha iyi emilebilmesi için sönümlenme odasının arkasına birde difüzör yerleştirilmiştir.



Resim 3.8. Sönümlenme odasının fotoğrafı

3.1.4.Güç kaynağı

Deneylede ısıtıcılara gerekli olan güç varyak tarafından sağlanmaktadır. Varyak giriş ve çıkışa ait, güç gerilim ve empedasları Şekil 3.3'ten anlaşıldığı gibi sarım (tur) sayısına göre belirlenir. Yalnızca akım, yüksüz halde giriş ve çıkış için aynıdır.



Şekil 3.3 Varyak çalışma prensibi



Resim 3.9. Deneyde kullanılan varyağın fotoğrafı

3.1.5. Fan

Isıtılan sistemin soğutulması için gereken hava akışı AC fan tarafından sağlanmıştır. 130 W gücünde, 220 V , 0,6 A, 1400 d/d hızında ve 750 m³/h kapasiteye sahip AC fan deney düzeneğinde kullanılmıştır. Kullanılan fan Resim 3.10' da gösterilmiştir.



Resim 3.10. Deneyde kullanılan AC fanın fotoğrafı

3.1.6. Deneysel verilerin toplanması ve ölçüm sistemleri

Çalışma sonucu istenilen değerlerin hesaplanabilmesi için deneylerde, ısıtıcılara uygulanan gerilimin, gerekli sıcaklık değerlerinin ve hava hızının ölçülmesi gerekmektedir. Deneylerde, ısıtıcılara uygulanan gerilimi ve akımı ölçebilecek bir multimetre, çok kanaldan sıcaklık ölçümü yapabilecek bir veri toplama sistemi ve çok düşük hızların dahi ölçülmesinde kullanılacak bir anemometre kullanılmıştır.

Multimetre

Hesaplamalar için gerekli voltaj, akım ve direnç gibi elektriksel büyüklüklerin belirlenmesinde TT T-ECHNI-C(Resim 3.11) dijital multimetre kullanılmıştır.



Resim 3.11TT T-ECHNI-C dijital multimetre fotoğrafı

Özellikler;

Fonksiyon	Ölçüm Aralığı	
DC Volt	200mV~1000V	$\pm(0.5\%+4)$
AC Volt	200mV~750V	$\pm(0.8\%+3)$
DC Amper	200mA~20A	$\pm(1.5\%+5)$
AC Amper	200mA~20A	$\pm(1.5\%+5)$
Direnç	200 Ω ~20M Ω	$\pm(1.0\%+5)$
Frekans	200kHz	$\pm(1.0\%+4)$

Çizelge 3.1. Deneyde kullanılan multimetrenin özellikleri

Veri toplama sistemi

Sıcaklıkların ölçülmesi için 56 adet T tipi copperconstant ısıl çift kullanılmıştır. Isıl eleman çiftlerinin çıkışları bilgisayar iletişimli ELİMKO 680 veri toplama cihazları bağlanmıştır. (Resim 3.12)



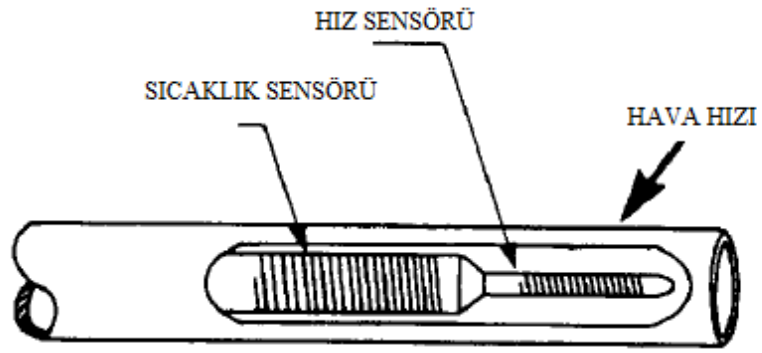
Resim 3.12Elimko 680 veri toplama cihazı

Hız ölçer

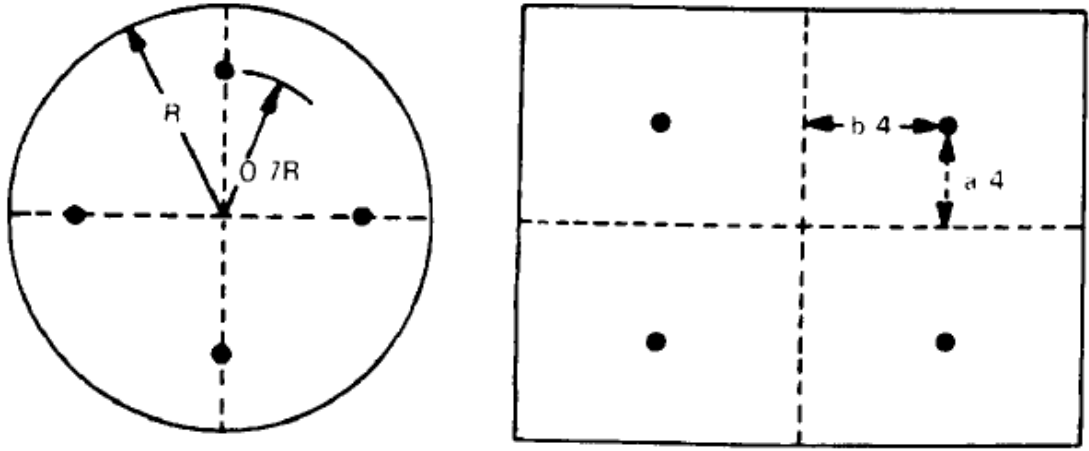
Hesaplamalar için gerekli akış hızı belirlenirken 0-25 m/s hız aralığında ± 4 % hassasiyetle dairesel ve dikdörtgen borularda Şekil 3.5' de belirtilen noktalarda ölçüm yapabilen Tri-Sense (Resim 3.13) anemometre kullanılmıştır. Anemometre uygun yapıya sahip kanal içerisindeki ortalama hızı ve sıcaklığı ölçen sensörleri (Şekil 3.4) yardımıyla prob kanal içine yerleştirilerek ölçüm yapılmıştır.



Resim 3.13 Tri-Sense anemometre fotoğrafı



Şekil3.4 Tri-Sense anemometre prob ucu



Şekil 3.5 Tri-Sense anemometrenin dairesel ve dikdörtgen borularda ölçüm noktaları

3.2. Verilerin Değerlendirilmesi ve Isıl Analiz

Deneylerde ölçülen büyüklükler, sıcaklık, hız, voltaj ve akımdır. Yapılan deneylerde, kanal içindeki akış yaklaşık olarak 8 saatte sürekli hale gelmiştir ve sıcaklık ölçümleri 30 saniyede bir sisteme kaydedilmiştir.

Yapılan çalışmada Reynolds sayısı (Re), Grashof sayısı (Gr), ve Richardson sayısı (Ri) boyutsuz sayılar olarak kullanılmıştır. Nusselt sayısı (Nu) ise taşınım ile olan ısı transferinin değerinin gösterilmesini sağlayan boyutsuz ifadedir [9].

Reynoldssayı Re;

$$Re = \frac{w_{giriş} D_h}{\nu} \quad (3.1)$$

olup denklemde belirtilen $w_{giriş}$ akışkanın giriş yönündeki ortalama hızını, ν akışkanın kinematik viskozitesini, D_h ise kanal hidrolik çapını göstermektedir.

Grashof sayısı Gr;

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_{in})D_h^3}{\nu^2} \quad (3.2)$$

Uyarlanmış Grashof sayısı Gr^* ;

$$Gr^* = \frac{g\beta\dot{Q}_{\text{taşınım}}D_h^4}{A_b k_a \nu^2} \quad (3.3)$$

olup denklemde g yerçekimi ivmesini, β ısı genleşme katsayısını, $\dot{Q}_{\text{taşınım}}$ akışkana verilen ısı akımını, k_a ısı iletim katsayısını, A_b bakır plaka yüzey alanını göstermektedir.

Richardson sayısı Ri;

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (3.4)$$

Ortalama Nusselt sayısı;

$$Nu_{av} = \frac{h_{av} D_h}{k_a} \quad (3.5)$$

h_{av} ortalama ısı transfer sayısı;

$$h_{av} = \frac{\dot{Q}_{\text{taşınım}}}{A_b (T_w - T_{in})} \quad (3.6)$$

Yapılan deneyler sonucunda sistemin analizi için gerekli olan h_{av} ' ı bulmamız için öncelikli olarak $\dot{Q}_{\text{taşınım}}$ değerini bulmamız gerekmektedir.

Bu bağlamda $\dot{Q}_{\text{taşınım}}$ hesaplanırken aşağıdaki denklemler sıra ile bulunur ve $\dot{Q}_{\text{taşınım}}$ Eş. 3.7’de yalnız bırakılarak denklem çözülür.

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = \dot{Q}_{\text{iletim}} + \dot{Q}_{\text{taşınım}} + \dot{Q}_{\text{ışınım}} \quad (3.7)$$

$\dot{Q}_{\text{toplam}}$ sistemdeki ısıtıcının çektiği toplam güçtür ve Eş. 3.8’de gösterildiği gibi formülize edilmektedir.

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = VI \quad (3.8)$$

V (Volt) ısıtıcıya verilen voltaj , I (Amper) ısıtıcının akımını göstermektedir.

$\dot{Q}_{\text{iletim}}$ test odasından dış ortama olan iletim ile ısı transferini göstermektedir ve Eş. 3.9’daki formülden hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{\text{iletim}} = k_{\text{yalıtım}} A_{\text{yalıtım}} \frac{T_{\text{dış}} - T_{\text{iç}}}{L_{\text{yalıtım}}} \quad (3.9)$$

Burada, $k_{\text{yalıtım}}$ malzemesinin ısı iletim katsayısını, $A_{\text{yalıtım}}$ malzemesinin transfer alanı, $L_{\text{yalıtım}}$ malzemesinin kalınlığını , $T_{\text{dış}}$ ve $T_{\text{iç}}$ ise yalıtım malzemesinin dış ve iç yüzey sıcaklıklarını göstermektedir.

Eş. 3.9’daki hesaplamanın yapılabilmesi için test odasını tüm yüzeylerindeki ısı kayıpları tek tek bulunmalıdır. Kayıpların hesaplanabilmesi için yalıtım malzemesinin iç ve dış ortamlarına sıcaklıkları ölçmede kullanılan ısı çiftlerinden yerleştirilmiştir. Ölçümler esnasında yalıtım malzemesinin iç ve dış ortamlarında sıcaklık dağılımının üniform ve ısı transferinin bir boyutlu olduğu kabul edilmiştir.

$\dot{Q}_{ışınım}$ ışıını ile olan ısı kaybını göstermektedir ve Eş. 3.10'daki gibi formülize edilmektedir.

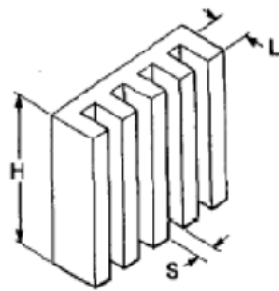
$$\dot{Q}_{ışınım} = F\sigma A_R (T_w^4 - T_b^4) \quad (3.10)$$

Burada , F gri cisim faktörünü, σ Stephan-Boltzman sayısını, A_R ışıını olan ısı transfer yüzey alanını, T_w ortalama bakır yüzey sıcaklığını, T_b ortalama akışkan sıcaklığını göstermektedir.

İşınımla olan ısı transferini belirlemek için , yüzeyler gri, difüz ve opak kabul edilmiştir. Ayrıca kanatçık yüzey sıcaklığı ve bakır plaka yüzey sıcaklığı bu hesaplamada eşit kabul edilmiştir.

Bakır plaka ve alüminyum kanatçık yayıcılık oranları Türkiye Elektrik İşleri Etüt İdaresinden sırasıyla 0,05 ve 0,04 alınmıştır.

Şekil 3.6'da gösterilen kanatçık ve taban yüzeyinden işınımla olan ısı transferini bulmak için F gri cisim faktörü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır[7].



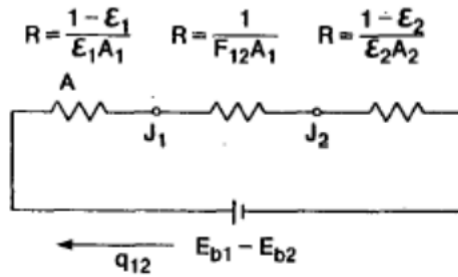
Şekil 3.6. Dikdörtgen kanatçıklar

Eş. 3.11'de opak yüzeyden çıkan net işınım oranı verilmiştir. A yüzey alanını, ϵ emisiviyi, $E_b = \sigma T_s^4$ siyah cisim emisyon gücünü, T_s yüzey sıcaklığını, J radyositiyi belirtmektedir.

$$q = [\epsilon / (1 - \epsilon)] A (E_b - J) \quad (3.11)$$

Herhangi iki yüzey (i,j) arasındaki net ışınlım değişim oranı;

$$q_{i,j} = (J_i - J_j) A_i F_{i,j} \quad (3.12)$$



Şekil 3.7. İki gri yüzey arasındaki eşit ışınlım direnç devresi

$$R_{\text{net}} = \left[\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} \right] + \left[\frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2} \right] + 1 / F_{12} A_1$$

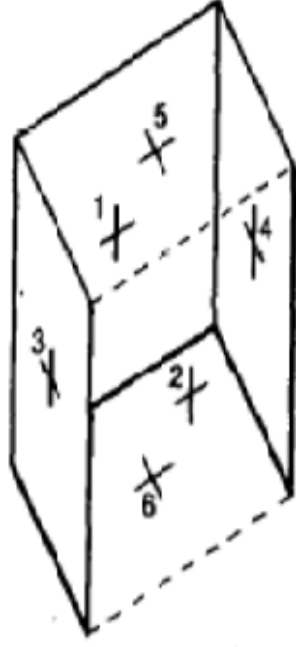
$$q_{12} = (E_{b1} - E_{b2}) / R_{\text{net}}$$

Veya

$$q_{12} = A_1 F (E_{b1} - E_{b2})$$

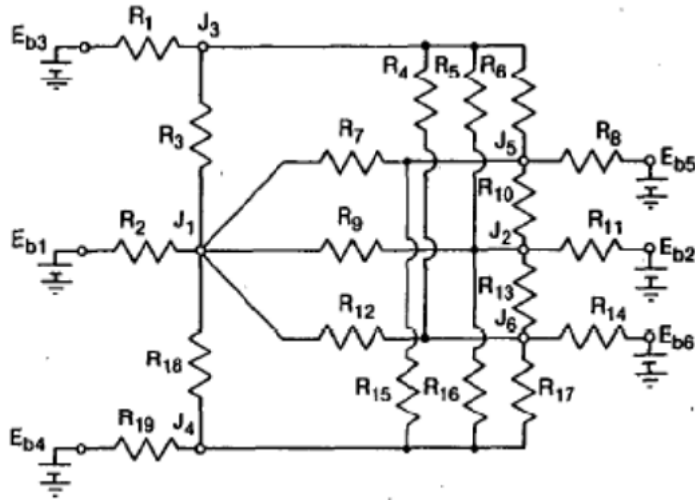
$F = 1 / A_1 R_{\text{net}}$ (gri cisim yüzey faktörü)

Şekil 3.6'da gösterilen kanatçık dizilerinin oluşturduğu bir kanal ele alınırsa şekil 3.8'de gösterilen iki kanatçığın oluşturduğu kanal, taban yüzeyinin orta noktasından dik geçen düzleme göre simetri olup 3 ve 4 no'lu yüzeyler kanatçık yüzeyleri, 1 no'lu yüzey kanal taban yüzeyi, 2,5 ve 6 no'lu yüzeyler ise çevre yüzeyleri göstermektedir.



Şekil 3.8 Kanatçık ve yüzey tanımlamaları

Bu kanal için eşdeğer ısıl direnç devresi şekil 3.9’da gösterilmektedir.



Şekil 3.9 Eşdeğer ısıl direnç devresi

Şekil 3.9’da ki eşdeğer ısı direnç devresinin dirençleri;

$$R_1=R_{19}=(1-\epsilon)/\epsilon A_3$$

$$R_2=(1-\epsilon)/\epsilon A_1$$

Havanın yayıcılık oranı bir olduğu için

$$R_8=R_{11}=R_{14}=0$$

Şekil 3.8’de 3 ve 4 no’lu yüzeyler 1 no’lu yüzeye göre simetri olduğu için simetri kuralı uygulanır ve bu kurala göre;

$$F_{13}=F_{14}$$

$$R_3=R_{18}=1/A_1 F_{13}$$

$$R_9=1/A_1 F_{12}$$

Şekil 3.8’de 5 ve 6 no’lu yüzeyler 1 no’lu yüzeye göre simetri olduğu için simetri kuralı uygulanır ve bu kurala göre;

$$F_{15}=F_{16}$$

$$R_7=R_{12}=1/A_1 F_{15}$$

Şekil 3.8’de 5 ve 6 no’lu yüzeyler 3 no’lu yüzeye göre simetri olduğu için simetri kuralı uygulanır ve bu kurala göre;

$$F_{35}=F_{36}$$

Şekil 3.8’de 5 ve 6 no’lu yüzeyler 4 no’lu yüzeye göre simetri olduğu için simetri kuralı uygulanır ve bu kurala göre;

$$F_{4\ 5}=F_{4\ 6}$$

$$F_{5\ 3}=F_{5\ 4}$$

$$F_{5\ 3}=F_{5\ 4}$$

Reciprocity kuralına göre;

$$F_{3\ 5}=F_{4\ 5}$$

Şekil 3.8’de 3 ve 4 no’lu yüzeyler 6 no’lu yüzeye göre simetri olduğu için simetri kuralı uygulanır ve bu kurala göre;

$$F_{6\ 3}=F_{6\ 4}$$

Reciprocity kuralına göre;

$$F_{3\ 6}=F_{4\ 6}$$

$$F_{3\ 5}=F_{3\ 6}=F_{4\ 5}=F_{4\ 6} \text{ ve } A_3=A_4 \text{ eşit olduğundan}$$

$$R_4=R_6=R_{15}=R_{17}=1/A_3F_{3\ 5}$$

Şekil 3.8’de 2 ve 1 no’lu yüzeyler 3 no’lu yüzeye göre simetri olduğu için simetri kuralı uygulanır ve bu kurala göre;

$$F_{3\ 2}=F_{3\ 1}$$

Reciprocity kuralına göre;

$$A_3 F_{31} = A_1 F_{13}$$

Şekil 3.8’de 3 ve 4 no’lu yüzeyler 2 no’lu yüzeye göre simetri olduğu için simetri kuralı uygulanır ve bu kurala göre;

$$F_{23} = F_{24}$$

Reciprocity kuralına göre;

$$F_{32} = F_{42}$$

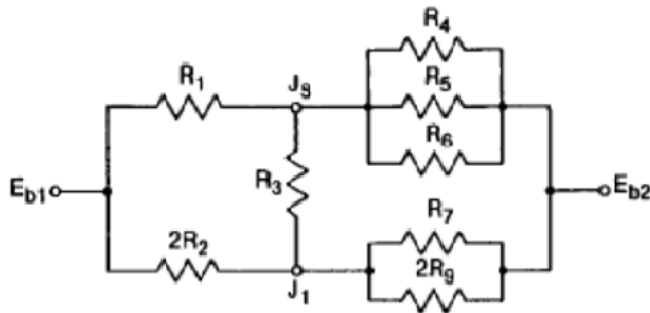
$$R_5 = R_{16} = 1/A_3 F_{32} = 1/A_3 F_{31} = 1/A_1 F_{13}$$

Kanatçık yüzeyi ile bakır plaka yüzeyi eşit sıcaklıkta olduğundan

$$E_{b1} = E_{b3} = E_{b4} \text{ ve } E_{b2} = E_{b5} = E_{b6}$$

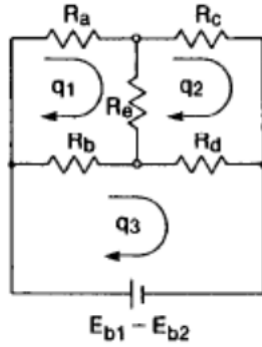
$$J_2 = J_5 = J_6$$

2,5 ve 6 nolu yüzeyler arasında ısınlımla ısı transferi olmadığı için R_{10} ve R_{13} atılarak gerekli simetriler uygulandıktan sonra Şekil 3.9 Şekil 3.10’a dönüşmüştür.



Şekil 3.10 Sadeleştirilmiş ısıl çevrim

Şekil 3.10’da sadeleştirilmiş ısıl çevrim devresindeki dirençler birleştirilerek en son ısıl çevrim Şekil 3.11’de ki duruma gelmiştir.



Şekil 3.11 Isıl çevrim devresinin en son hali

$$(R_a + R_b + R_e)q_1 - R_e q_2 - R_b q_3 = 0$$

$$-R_e q_1 + (R_c + R_d + R_e)q_2 - R_d q_3 = 0$$

$$-R_b q_1 - R_d q_2 + (R_b + R_d)q_3 = E_{b1} - E_{b2}$$

$$R_a = R_1$$

$$R_b = 2R_2$$

$$\frac{1}{R_c} = \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_5} + \frac{1}{R_6}$$

$$R_e = R_3$$

$$\frac{1}{R_d} = \frac{1}{R_7} + \frac{1}{2R_9}$$

q_3 denklemlerden çözülerek net ısıtım direnci (R_{net}) bulunur;

$$R_{net} = (E_{b1} - E_{b2}) / q_3$$

$$F = 2 / R_{net} A_f = 2 C_{net} / [H(S + 2L)]$$

$$C_{net} = [(R_a + R_b + R_e)(R_c + R_d + R_e) - R_e^2] / \{(R_b + R_d)[(R_a + R_b + R_e)(R_c + R_d + R_e) - R_e^2] -$$

$$R_b[R_b(R_c+R_d+R_e)+R_eR_d]-R_d[R_d(R_a+R_b+R_e)+R_eR_b]\}$$

$$R_a=(1-\varepsilon)/A_3\varepsilon$$

$$R_b=2(1-\varepsilon)/A_1\varepsilon$$

$$R_c=1/(A_1F_{13}+2A_3F_{35})$$

$$R_d=2/(A_1F_{12}+2A_1F_{15})$$

$$R_e=1/A_1F_{15}$$

3.4. Hata Analizi

Deneysel çalışmalarda, elde edilen sonuçlar kadar önemli bir başka nokta da ölçülen değerlerin doğruluğudur[15]. Doğruluğu etkileyen en önemli etken ise, deneyler sırasında farklı nedenlerden ortaya çıkabilecek hatalardır. Deneysel çalışmalarda hata iki farklı şekilde ortaya çıkabilir. Bunlardan biri deney setinin ve ölçü aletlerinin yapısından kaynaklanan hatalardır. Diğerisi ise ölçümü yapan kişiden kaynaklanan hatalardır. İkinci tip hataların düzeltilmesi verilecek eğitimlerle düzenlenebilmektedir. Ancak ilk hata tipinde sebepler belli olmadığından dolayı çözüm bulmak hayli zordur[16]. Deneysel çalışma sonuçlarının belirsizliğini etkileyen hata tiplerinin üç ana grupta toplamak mümkündür[17]. Birinci olarak; deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatından kaynaklanan hatalar, ikinci olarak; sebebi genellikle kesin olarak bilinmeyen, aynı büyüklüğün tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar, üçüncü olarak; deney ve gereçlerinde rastgele elektronik salınımlardan, sürtünme etkilerinden vs. kaynaklanan rastgele hatalardır.

Bir parametrenin değerinin ölçülmesinde, sabit hatalar, rastgele hatalar ve imalat hataları nedeniyle ortaya çıkan hatalar dikkate alınarak toplam hata hesabı Eş. 3.13 denklemindeki gibi yapılabilir. Farklı bağımsız değişkenlerden dolayı ortaya çıkan W_R belirsizliği aşağıdaki eşitlikten elde edilmiştir[17]

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 3.13$$

Burada $R, x_1, x_2, \dots, x_n$ bağımsız değişkenlerinin verilen bir fonksiyonudur. $W_1, W_2, \dots, W_n$ ise bağımsız değişkenlerin belirsizliğidir.

Bu çalışmada önemli olduğu düşünülen değerlerin hata analizleri aşağıda detaylı olarak yapılmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = VI \quad 3.14$$

$$\frac{W_{\dot{Q}_{\text{toplam}}}}{\dot{Q}_{\text{toplam}}} = \left[\left(\frac{W_V}{V} \right)^2 + \left(\frac{W_I}{I} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 3.15$$

$$\dot{Q}_{\text{taşınım}} = \dot{Q}_{\text{toplam}} - \dot{Q}_{\text{iletim}} - \dot{Q}_{\text{ışınım}} \quad 3.16$$

$$\frac{W_{\dot{Q}_{\text{taşınım}}}}{\dot{Q}_{\text{taşınım}}} = \left[\left(\frac{W_{\dot{Q}_{\text{toplam}}}}{\dot{Q}_{\text{toplam}}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\dot{Q}_{\text{iletim}}}}{\dot{Q}_{\text{iletim}}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\dot{Q}_{\text{ışınım}}}}{\dot{Q}_{\text{ışınım}}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 3.17$$

$$\dot{Q}_{\text{iletim}} = k_{\text{yalıtım}} A_{\text{yalıtım}} \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad 3.18$$

$$\frac{W_{\dot{Q}_{\text{iletim}}}}{\dot{Q}_{\text{iletim}}} = \left[\left(\frac{W_{k_{\text{yalıtım}}}}{k_{\text{yalıtım}}} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_{\text{yalıtım}}}}{A_{\text{yalıtım}}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta x}}{\Delta x} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 3.19$$

$$\dot{Q}_{\text{ışınım}} = F \sigma A_R (T_w^4 - T_b^4) \quad 3.20$$

$$\frac{W_{\dot{Q}_{\text{ışınım}}}}{\dot{Q}_{\text{ışınım}}} = \left[\left(\frac{W_{A_R}}{A_R} \right)^2 + \left(\frac{4T_w^3}{T_w^4 - T_b^4} W_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{4T_b^3}{T_w^4 - T_b^4} W_{T_b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 3.21$$

$$Gr = \frac{g\beta\Delta T D_h^3}{\nu^2} \quad 3.22$$

$$\frac{W_{Gr}}{Gr} = \left[\left(\frac{W_g}{g} \right)^2 + \left(\frac{W_\beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 + \left(3 \frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(2 \frac{W_\nu}{\nu} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 3.23$$

$$Re = \frac{w_{giriş} D_h}{\nu} \quad 3.24$$

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(\frac{W_{w_{giriş}}}{w_{giriş}} \right)^2 + \left(\frac{W_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{W_\nu}{\nu} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 3.25$$

$$h_{av} = \frac{\dot{Q}_{taşınım}}{A_b \Delta T} \quad 3.26$$

$$\frac{W_{h_{av}}}{h_{av}} = \left[\left(\frac{W_{\dot{Q}_{taşınım}}}{\dot{Q}_{taşınım}} \right)^2 + \left(\frac{W_{A_b}}{A_b} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T}}{\Delta T} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad 3.27$$

Çizelge 3.2. Hata analiz oranları

Değişken	Aralık	Hataoranı
$\dot{Q}_{\text{toplam}}$	4,46-89,28 W	%4,5
$\dot{Q}_{\text{iletim}}$	0,28-7,12 W	%12
$\dot{Q}_{\text{ışınım}}$	0,55-9,23 W	%14
$\dot{Q}_{\text{taşınım}}$	3,5- 100,8 W	%6
V	19-85 V	%1,5
Gr	5×10^7 - 1×10^9	%7,4
Re	250-2300	%3
h_{av}	6,63-35	%12,5

3.6. Deneysel Çalışma Programı

Çizelge 3.3'te de verilen programa göre Reynolds sayısı 250-2300 aralığında, Grashof sayısı 5×10^7 - 1×10^9 aralığında, yerleştirilen eğik plakanın açısı 0° - 60° aralığında değişmiştir. Kanal yüksekliği $H=100$ mm, boşluk parametresi $C=0,25$, kanatçık yüksekliği $H_f=80$ mm, kanatçıklar arası mesafe $S=8$ mm değerlerinde sabit tutulmuştur.

Deneyleerde değiştirilen parametreler izelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3 Deneysel alışma Programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynoldss ayısı Re	Uyarlanmış Grashofsayı Gr^*	Eğik plaka açısı	Richardson Sayısı Ri
100	0,25	80	8	250	5×10^7	0°	50,0
100	0,25	80	8	250	3×10^8	0°	130,0
100	0,25	80	8	250	5×10^8	0°	165,0
100	0,25	80	8	250	8×10^8	0°	220,0
100	0,25	80	8	250	1×10^9	0°	253,0
100	0,25	80	8	1500	5×10^7	0°	0,8
100	0,25	80	8	1500	3×10^8	0°	3,1
100	0,25	80	8	1500	5×10^8	0°	4,6
100	0,25	80	8	1500	8×10^8	0°	6,1
100	0,25	80	8	1500	1×10^9	0°	6,9
100	0,25	80	8	2300	5×10^7	0°	0,2
100	0,25	80	8	2300	3×10^8	0°	1,2
100	0,25	80	8	2300	5×10^8	0°	1,6
100	0,25	80	8	2300	8×10^8	0°	2,3
100	0,25	80	8	2300	1×10^9	0°	2,6
100	0,25	80	8	250	5×10^7	20°	50,6
100	0,25	80	8	250	3×10^8	20°	137,0
100	0,25	80	8	250	5×10^8	20°	168,0
100	0,25	80	8	250	8×10^8	20°	226,5
100	0,25	80	8	250	1×10^9	20°	254,6
100	0,25	80	8	1500	5×10^7	20°	1,2
100	0,25	80	8	1500	3×10^8	20°	3,4
100	0,25	80	8	1500	5×10^8	20°	4,7
100	0,25	80	8	1500	8×10^8	20°	6,3
100	0,25	80	8	1500	1×10^9	20°	7,0
100	0,25	80	8	2300	5×10^7	20°	0,3
100	0,25	80	8	2300	3×10^8	20°	1,3
100	0,25	80	8	2300	5×10^8	20°	1,7

Çizelge 3.3. (Devam) Deneysel Çalışma Programı

Kanal yüksekliği H (mm)	Boşluk parametresi $C=c/H_f$	Kanatçık yüksekliği H_f (mm)	Kanatçıklar arası mesafe S (mm)	Reynoldss ayısı Re	Uyarlanmış Grashofsayı Gr^*	Eğik plaka açısı	Richardson Sayısı Ri
100	0,25	80	8	2300	8×10^8	20°	2,4
100	0,25	80	8	2300	1×10^9	20°	2,7
100	0,25	80	8	250	5×10^7	40°	58,0
100	0,25	80	8	250	3×10^8	40°	138,2
100	0,25	80	8	250	5×10^8	40°	179,6
100	0,25	80	8	250	8×10^8	40°	234,3
100	0,25	80	8	250	1×10^9	40°	256,4
100	0,25	80	8	1500	5×10^7	40°	1,3
100	0,25	80	8	1500	3×10^8	40°	3,6
100	0,25	80	8	1500	5×10^8	40°	5,0
100	0,25	80	8	1500	8×10^8	40°	6,5
100	0,25	80	8	1500	1×10^9	40°	7,1
100	0,25	80	8	2300	5×10^7	40°	0,4
100	0,25	80	8	2300	3×10^8	40°	1,4
100	0,25	80	8	2300	5×10^8	40°	1,9
100	0,25	80	8	2300	8×10^8	40°	2,5
100	0,25	80	8	2300	1×10^9	40°	2,9
100	0,25	80	8	250	5×10^7	60°	60,7
100	0,25	80	8	250	3×10^8	60°	139,5
100	0,25	80	8	250	5×10^8	60°	184,0
100	0,25	80	8	250	8×10^8	60°	237,2
100	0,25	80	8	250	1×10^9	60°	261,0
100	0,25	80	8	1500	5×10^7	60°	1,5
100	0,25	80	8	1500	3×10^8	60°	3,7
100	0,25	80	8	1500	5×10^8	60°	5,1
100	0,25	80	8	1500	8×10^8	60°	6,8
100	0,25	80	8	1500	1×10^9	60°	7,3
100	0,25	80	8	2300	5×10^7	60°	0,5
100	0,25	80	8	2300	3×10^8	60°	1,5
100	0,25	80	8	2300	5×10^8	60°	2,1
100	0,25	80	8	2300	8×10^8	60°	2,6
100	0,25	80	8	2300	1×10^9	60°	3,0

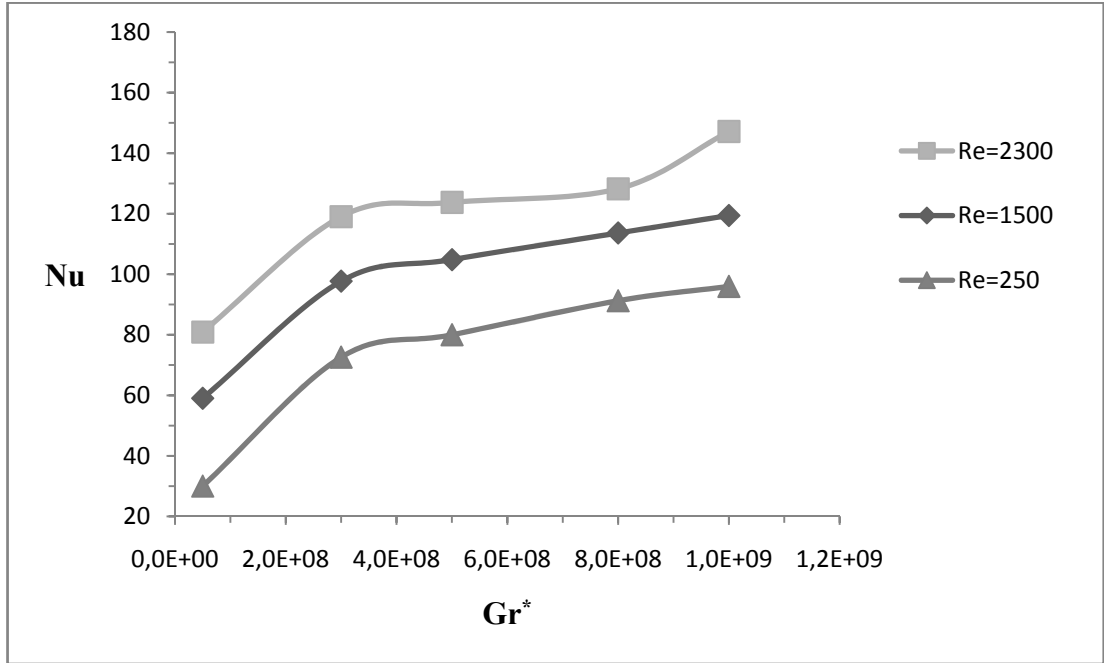
4.DENEYSEL SONUÇLAR

Yapılan bu deneysel çalışmada, test odasına kanal genişliğince yerleştirilmiş olan eğik plakanın açısının , Reynolds sayısının (Re) ve Grashof sayısının (Gr) ısı transferine etkisi incelenmiştir. Mehmet DOĞAN'ın “Laminar Karışık Taşınım Şartlarında Akıma Paralel Kanatçıklar Yerleştirilmiş Kapalı Kanallarda Isı Transferinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi”[9] konulu doktora tezinde yaptığı çalışmalar sonucunda kanal yüksekliğinin 100 mm, boşluk parametresinin 0,25, kanatçıkyüksekliğinin 80 mm, kanatçıklar arası mesafenin 8 mm değerlerinde optimum olduğu tespit edilmiştir. Bu yüzden yapılan çalışmada sadece bu değerleri içeren kanatçıklar kullanılmıştır. Reynolds sayısı $Re=2300-1500-250$ üç ayrı değerde, Grashof sayısı $Gr = 5 \times 10^7 - 3 \times 10^8 - 5 \times 10^8 - 8 \times 10^8 - 1 \times 10^9$ beş ayrı değerde, eğik plaka açısı $\Theta = 0^\circ - 20^\circ - 40^\circ - 60^\circ$ dört ayrı değerde olmak üzere 60 adet deney yapılmıştır. Çizelge 3.3'te deneysel çalışma programı verilmiştir. Alınan ölçüm sonuçları grafik ortamına aktarılara sunulmuştur.

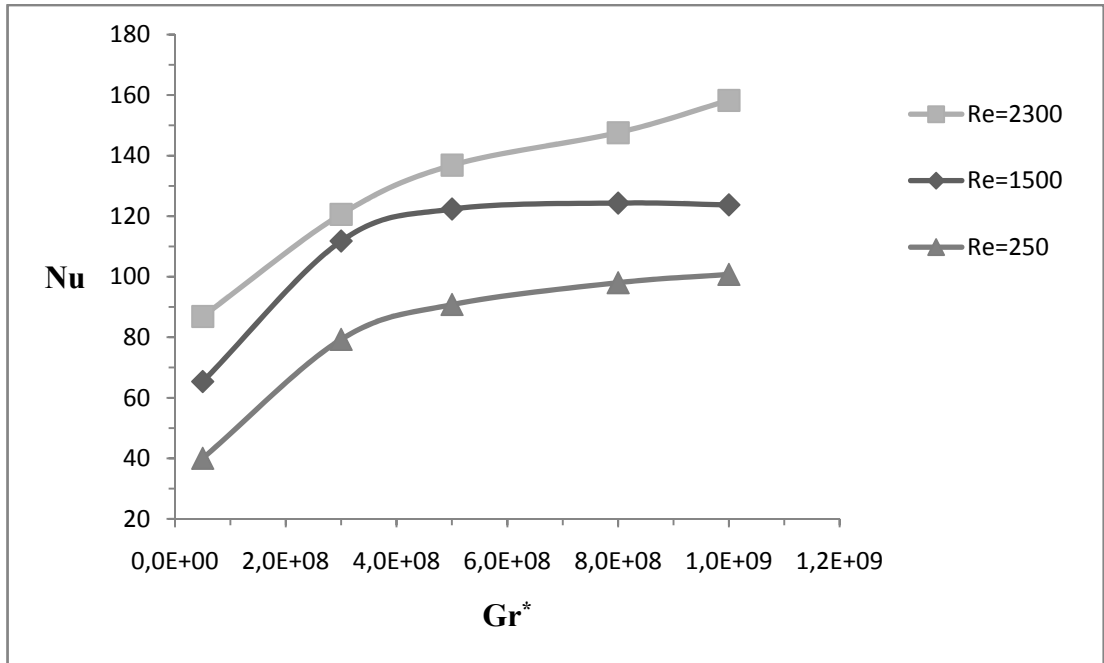
4.1. Reynolds Sayısının Ortalama Nusselt Sayısına Etkisi

Reynolds sayısının ortalama Nusselt sayısına etkisini incelemek için dört farklı eğik plaka açısında ($\Theta = 0^\circ - 20^\circ - 40^\circ - 60^\circ$) ve her bir eğik plaka açısı için üç farklı Reynoldssayısında ($Re=2300-1500-250$) deneyler yapılmıştır.

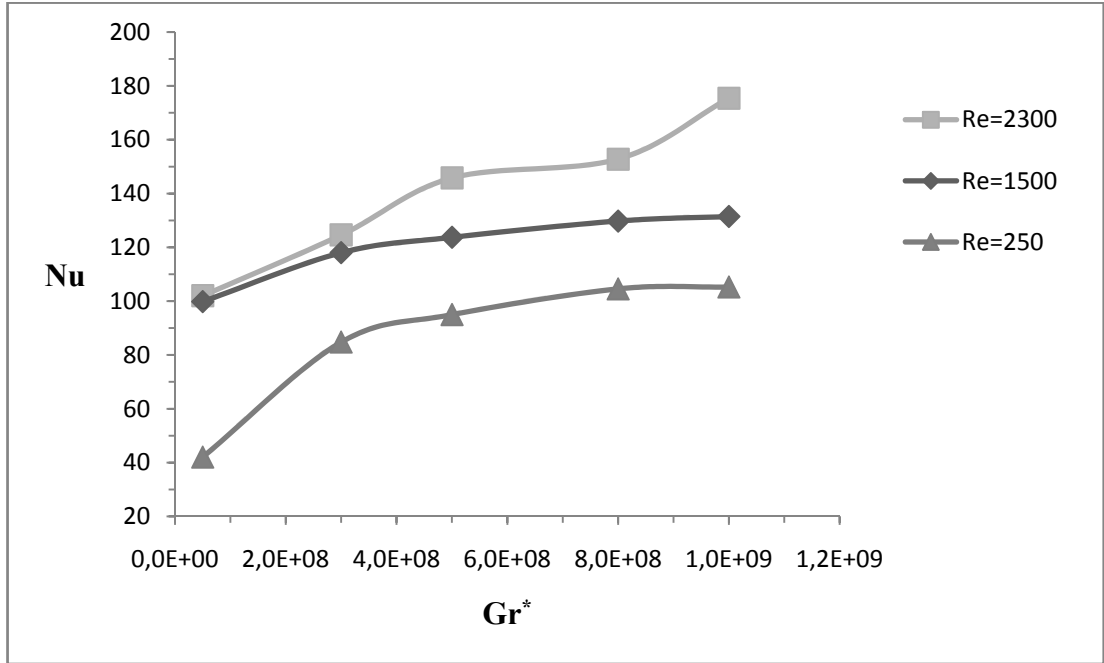
Şekil 4.1'de eğik plaka açısının $\Theta=60^\circ$ için , Şekil 4.2'de eğik plaka açısının $\Theta=40^\circ$ için, Şekil 4.3'de eğik plaka açısının $\Theta=40^\circ$ için , Şekil 5.4'de eğik plaka açısının $\Theta=0^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir.



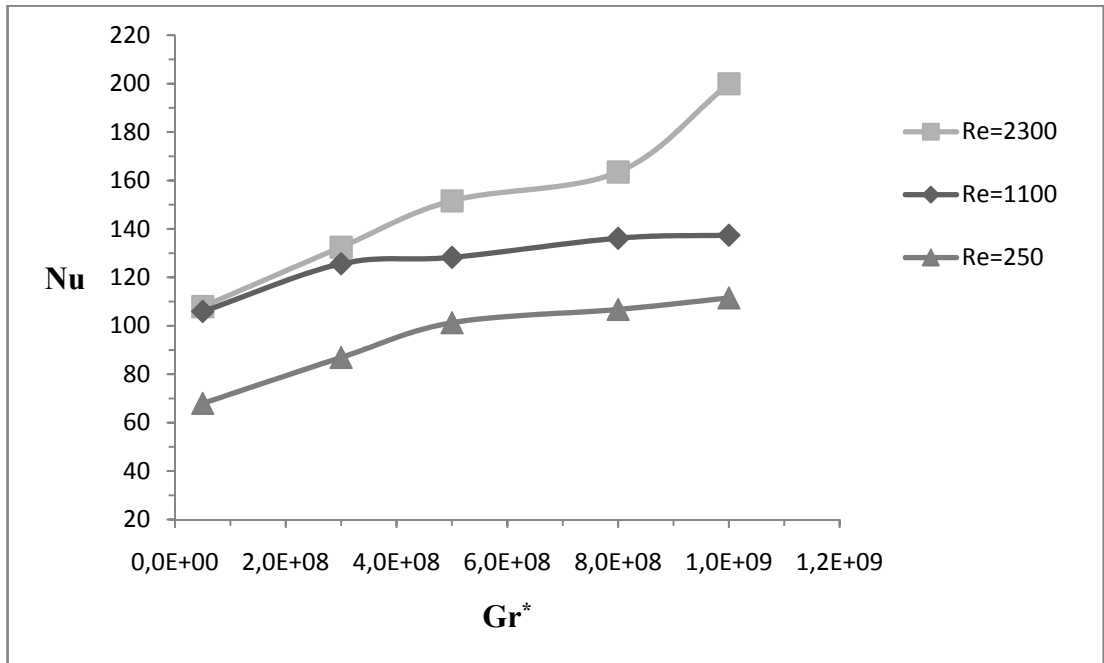
Şekil 4.1. Eğik plaka açısının $\theta=60^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 4.2. Eğik plaka açısının $\theta=40^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 4.3. Eğik plaka açısının $\Theta=20^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

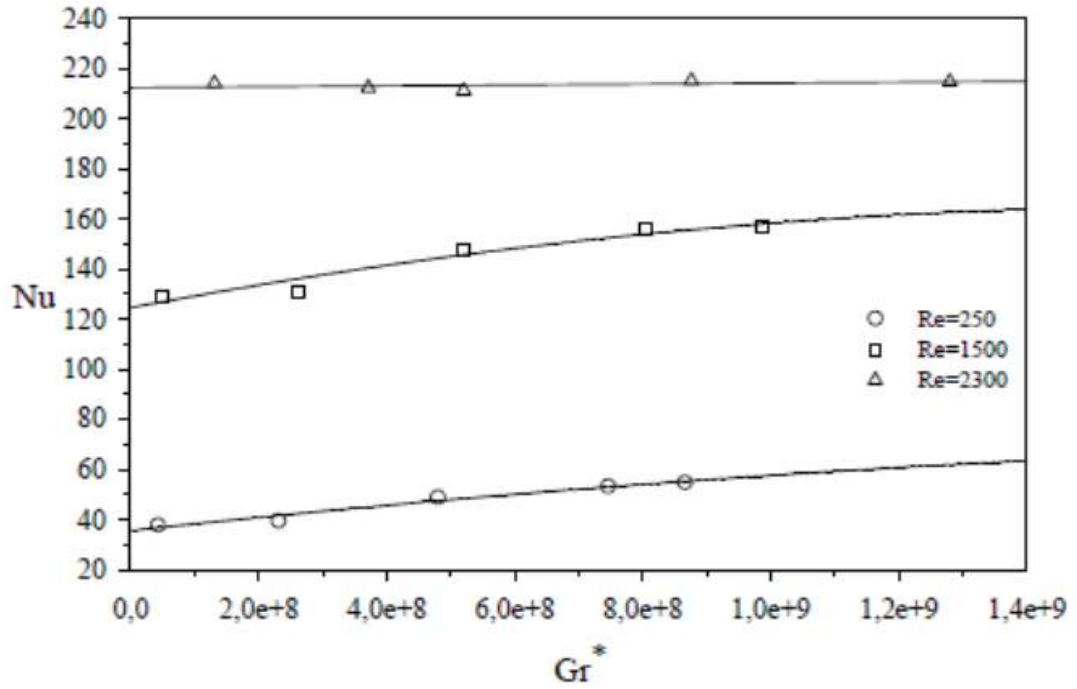


Şekil 4.4. Eğik plaka açısının $\Theta=0^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

Grafiklerden de görüldüğü gibi Reynolds sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısı verilen her eğik plaka açısı ve uyarlanmış Grashof sayısı için artmıştır. Reynolds sayısının artmasıyla kanala giren akışkanın hızı artmıştır. Böylece kanal içine giren hava miktarı artmış ve daha fazla soğuk havanın kanal içinde bulunmasına yol açmıştır. Daha fazla soğuk havanın kanal içinde bulunması kanal içinde sıcaklık değerlerinin düşmesine, dolayısıyla ortalama Nusselt sayısının artmasına sebep olmuştur.

Ayrıca uyarlanmış Grashof sayısının her bir değerinde Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artmıştır. Şekil 4.1. ,Şekil 4.2. ,Şekil 4.3. ,Şekil 4.4.' de Nusseltsayısındaki artış en fazla Reynolds sayısı 2300 olduğunda görülmüştür. Şekil 4.4. Eğik plaka açısının $\theta=0^\circ$ olduğu grafikte tüm Reynolds sayısı değerleri için en yüksek Nusselt sayılarına ulaşılmıştır. Ayrıca Şekil 4.1. Eğik plaka açısının $\theta=60^\circ$ olduğu grafikte ise tüm Reynolds sayısı değerleri için en düşük Nusselt sayılarına ulaşılmıştır. Grafiklerden anlaşıldığı üzere eğik plaka açısı arttıkça Nusselt sayısı değerlerinin tüm Reynolds sayısı değerleri için azaldığı tespit edilmiştir. Bunun da nedeni eğik plaka açısı arttıkça kanatçıklar üzerine giden havanın eğik plaka tarafından engellendiği olarak düşünülmektedir.

Şekil 4.5.'de Mehmet Doğan tarafından 2007 yılında yapılan deneysel çalışmadan alınmış bir grafik gösterilmiştir [9]. Şekil 4.5.'de ki grafikten de görüldüğü üzere Uyarlanmış Grashof sayısının her bir değerinde Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artmıştır. Doğan'ın yapmış olduğu çalışma ile bu çalışma da elde edilen Nusselt sayısı değerlerinin farklı olmasının sebebi başta kabul edilen değerlerin farklı olmasıdır. Kabul edilen bu değerler sisteme verilen voltaj değerlerini etkilemiştir.

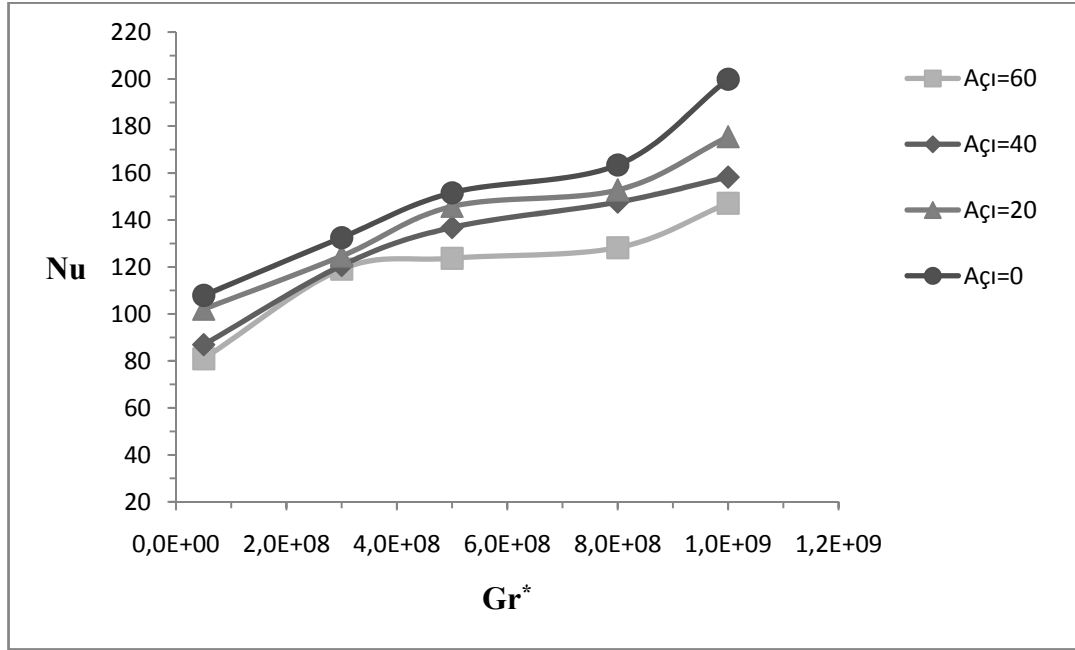


Şekil 4.5. $H_f= 80$ mm ve $S=8$ mm için üç farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi [9]

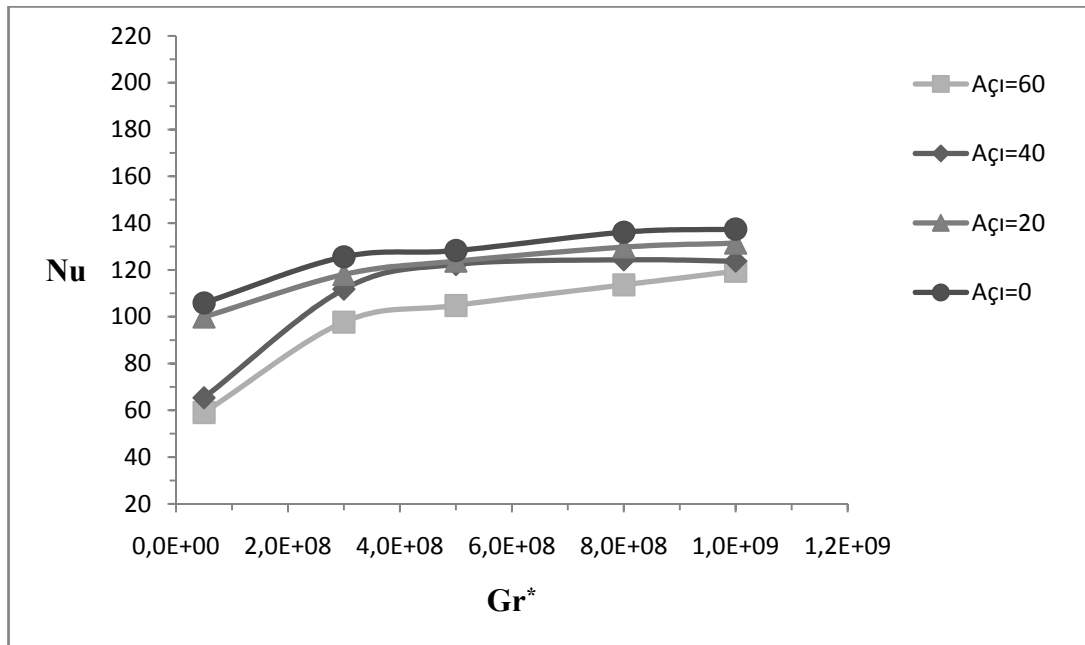
4.2. Uyarlanmış Grashof Sayısının Nusselt Sayısına Etkisi

Uyarlanmış Grashof sayısının ortalama Nusselt sayısına etkisini incelemek için dört farklı eğik plaka açısında ($\Theta= 0^\circ-20^\circ-40^\circ-60^\circ$), beş farklı Grashof sayısında ($Gr = 5 \times 10^7-3 \times 10^8-5 \times 10^8-8 \times 10^8-1 \times 10^9$) ve her bir eğik plaka açısı için üç farklı Reynoldssayısında ($Re=2300-1500-250$) deneyler yapılmıştır.

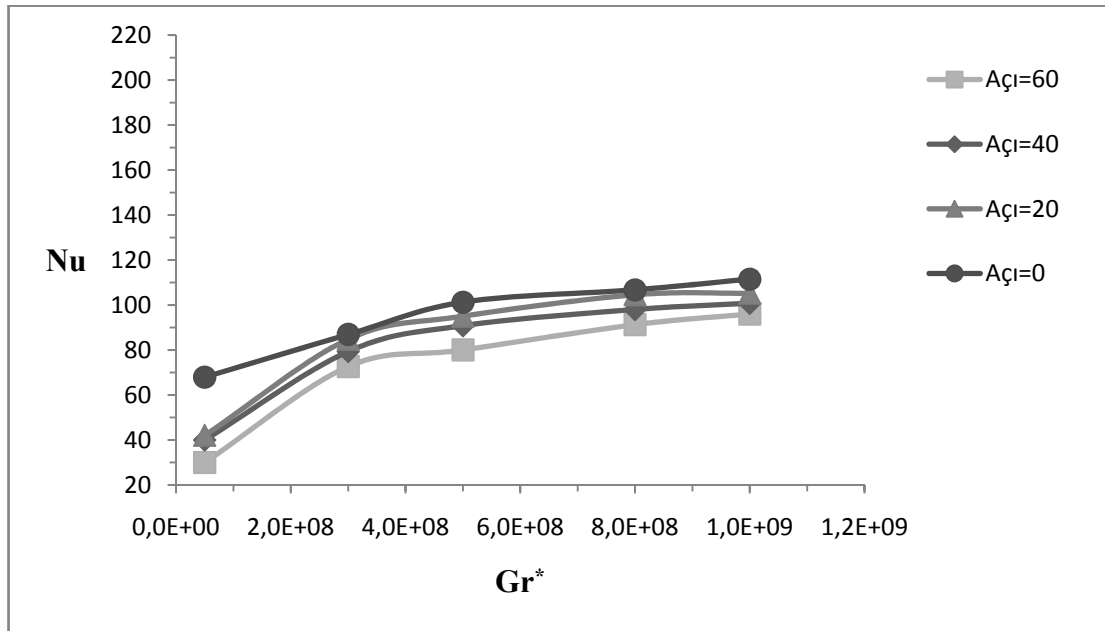
Şekil 4.6'de Reynolds sayısı $Re=2300$ için , Şekil4.7'de Reynoldssayısı $Re=1500$ için , Şekil4.8'de Reynoldssayısı $Re=250$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir.



Şekil 4.6. Reynolds sayısı $Re=2300$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 4.7. Reynolds sayısı $Re=1500$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 4.8. Reynolds sayısı $Re=250$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama Nusselt sayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

Isı transferinde, uyarlanmış Grashof sayısının artması ile doğal taşınım etkileri, zorlanmış taşınım etkilerine göre artar. Doğal taşınım etkilerinin artmasıyla kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların daha etkin olduğu görülmektedir. Kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların güçlenmesi ısı transferini artırmakta yani Nusselt sayısında artışlara sebep olmaktadır.

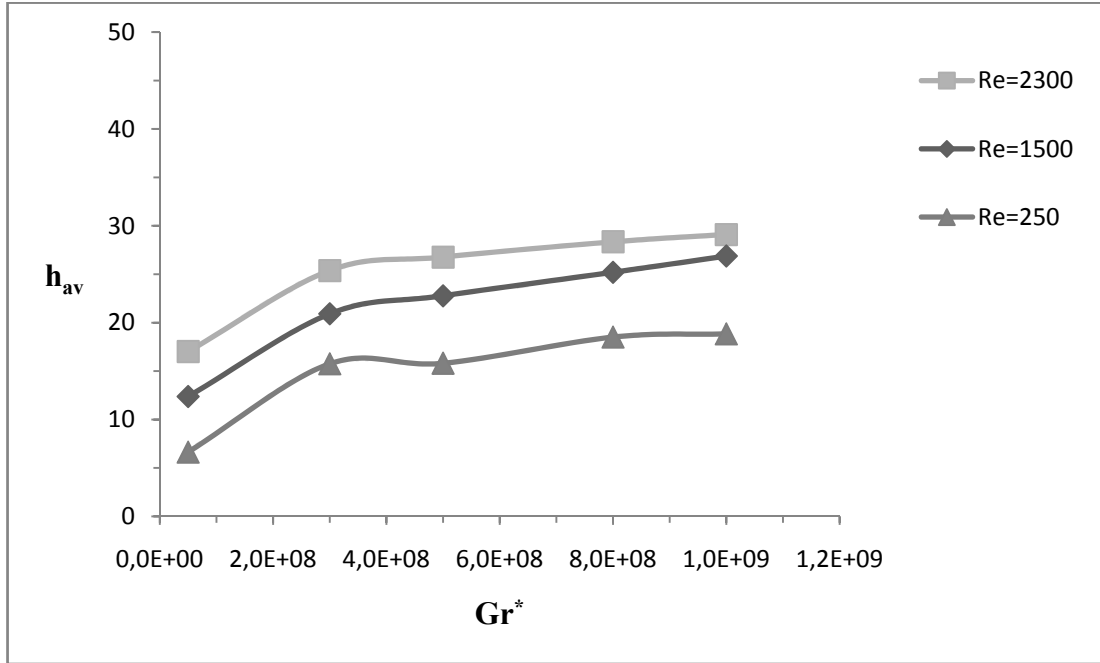
Şekil 4.6'de Reynolds sayısının $Re=2300$, Şekil 4.7'da Reynoldssayısının $Re=1500$, Şekil 4.8'da Reynoldssayısının $Re=250$ olduğu grafiklerden de anlaşıldığı üzere Reynolds sayısının en yüksek olduğu değerlerde Nusseltsayısıda en yüksek değerleri almış ve Reynolds sayısının azalmasıyla Nusselt sayısı değerleri azalmıştır. Bu da yine Reynolds sayısının artmasıyla akışkanın hızında meydana gelen artışa bağlı olduğu düşünülmektedir. Çünkü akışkanın hızı arttıkça kanal içerisinde bulunan soğuk havanın kütlesi de artacaktır.

Şekil 4.6'de Reynoldssayısının $Re=2300$, Şekil 4.7'de Reynolds sayısının $Re=1500$, Şekil 4.8'de Reynolds sayısının $Re=250$ olduğu tüm grafiklerde eğik plaka açısının artmasıyla Nusselt sayısında azalma görülmüştür. Grashof sayısının artmasıyla artan kaldırma kuvveti ısınan havanın yükselmesine böylece giren akışkanın ısınan havayı sürükleyip oda dışına göndermesine bunun da ısı transferinde artışa yani Nusselt sayısının artmasına sebep olduğu görülmektedir. Tüm Grashof sayısı değerlerinde eğik plaka açısının $\Theta = 0^\circ$ olduğu durumlarda maksimum Nusselt sayısı elde edilmiştir. En düşük Nusselt sayısı ise eğik plaka açısının $\Theta = 60^\circ$ olduğu durumlarda görülmüştür. Eğik plaka açısının artmasıyla Nusselt sayısında meydana gelen azalma eğik plakanın kaldırma kuvvetinin etkisiyle yükselen havaya soğutucu akışkanın ulaşmasını engellemesi olarak düşünülmektedir.

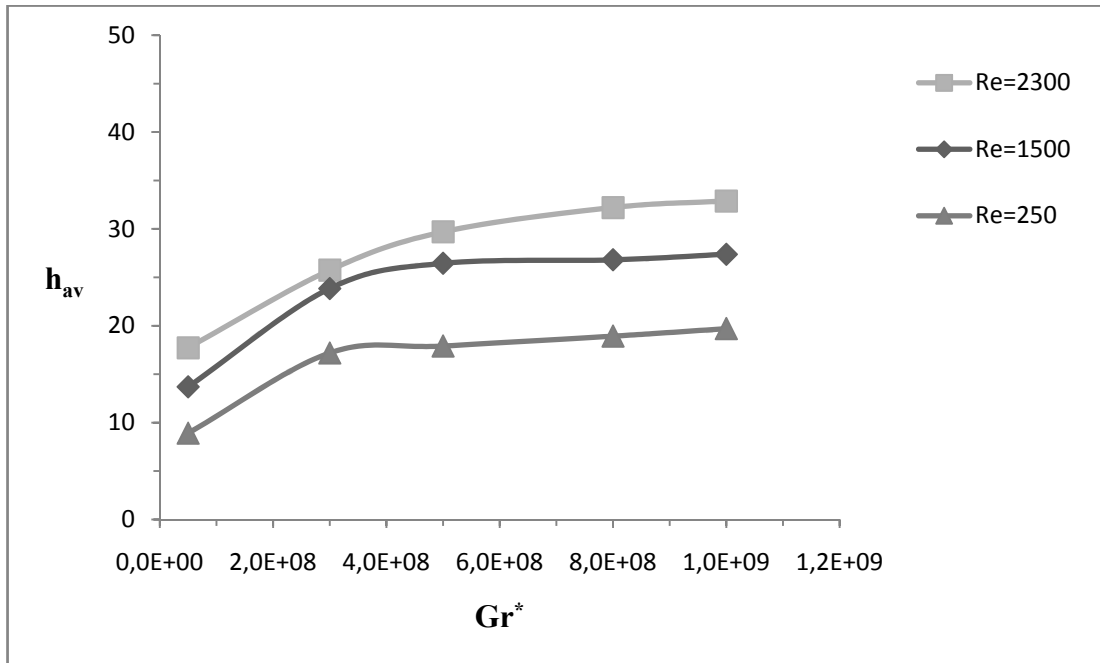
4.3. Reynold Sayısının Ortalama Isı Transfer Katayısına Etkisi

Reynolds sayısının ortalama ısı transfer katsayısına etkisini incelemek için dört farklı eğik plaka açısında ($\Theta = 0^\circ - 20^\circ - 40^\circ - 60^\circ$) ve her bir eğik plaka açısı için üç farklı Reynolds sayısında ($Re = 2300 - 1500 - 250$) deneyler yapılmıştır.

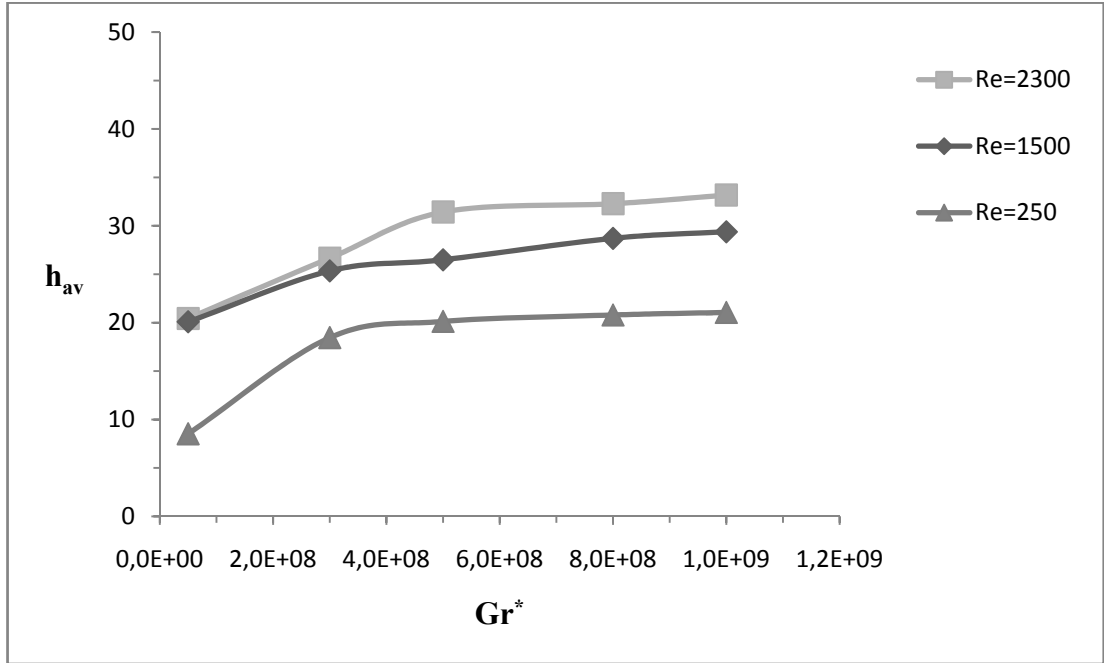
Şekil 4.9'de eğik plaka açısının $\Theta = 60^\circ$ için , Şekil 4.10'de eğik plaka açısının $\Theta = 40^\circ$ için , Şekil 4.11'de eğik plaka açısının $\Theta = 40^\circ$ için , Şekil 4.12'de eğik plaka açısının $\Theta = 0^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir.



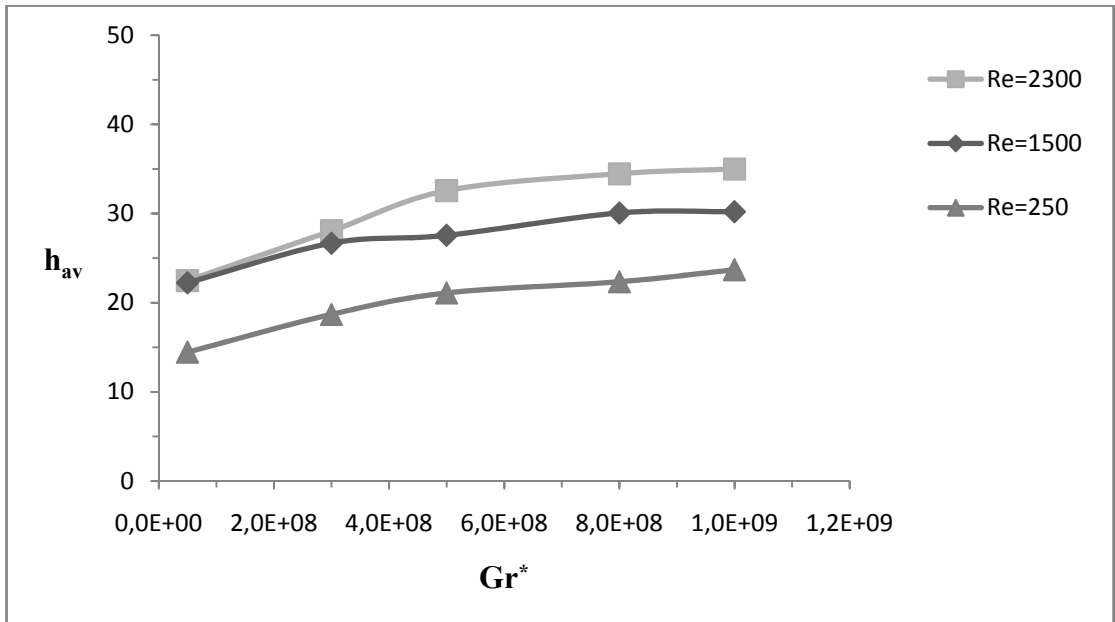
Şekil 4.9. Eğik plaka açısının $\theta=60^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 4.10. Eğik plaka açısının $\theta=40^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 4.11. Eğik plaka açısının $\Theta=20^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 4.12. Eğik plaka açısının $\Theta=0^\circ$ için üç farklı Reynolds sayısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

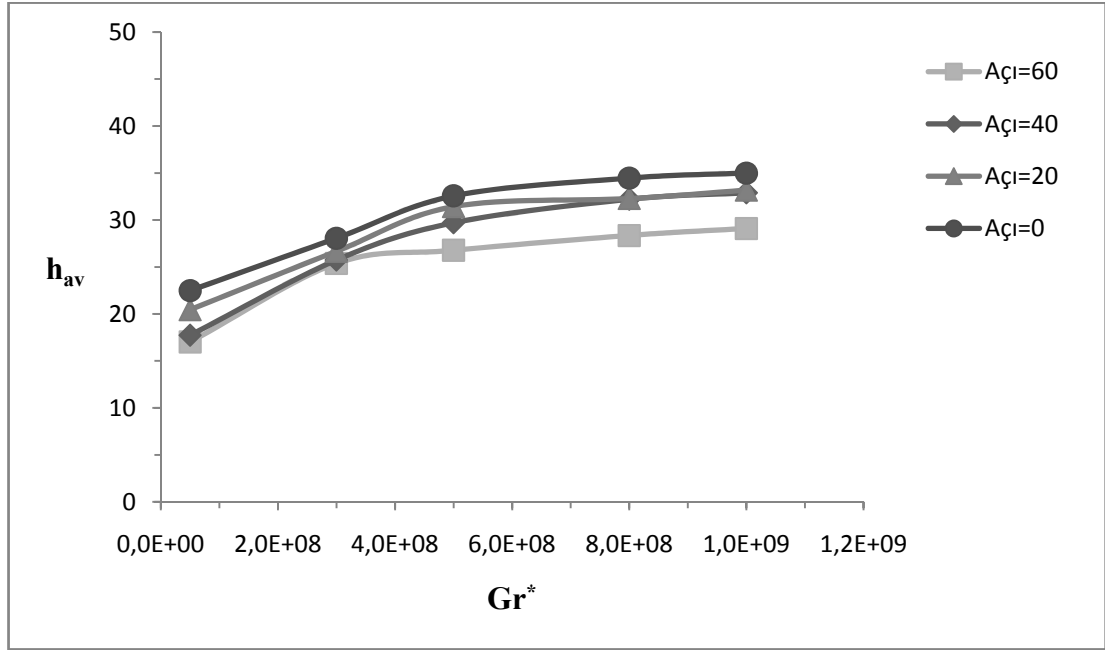
Grafiklerden de görüldüğü gibi Reynolds sayısının artmasıyla ortalama ısı transfer katsayısı verilen her eğik plaka açısı ve uyarlanmış Grashof sayısı için artmıştır. Reynolds sayısının artmasıyla kanala giren akışkanın hızı artmıştır. Böylece kanal içine giren hava miktarı artmış ve daha fazla soğuk havanın kanal içinde bulunmasına yol açmıştır. Daha fazla soğuk havanın kanal içinde bulunması kanal içinde sıcaklık değerlerinin düşmesine, dolayısıyla ortalama ısı transfer katsayısının artmasına sebep olmuştur.

Ayrıca uyarlanmış Grashof sayısının her bir değerinde Reynolds sayısının artmasıyla ısı transfer katsayısı artmıştır. Şekil 4.9. ,Şekil 4.10. ,Şekil 4.11. ,Şekil 4.12.' de ısı transfer katsayısındaki artış en fazla Reynolds sayısı 2300 olduğunda görülmüştür.Şekil 4.12. Eğik plaka açısının $\Theta=0^\circ$ olduğu grafikte tüm Reynolds sayısı değerleri için en yüksek ısı transfer katsayılarına ulaşılmıştır. Ayrıca Şekil 4.9. Eğik plaka açısının $\Theta=60^\circ$ olduğu grafikte ise tüm Reynolds sayısı değerleri için en düşük ısı transfer katsayılarına ulaşılmıştır. Grafiklerden anlaşıldığı üzere eğik plaka açısı arttıkça ısı transfer katsayısı değerlerinin tüm Reynolds sayısı değerleri için azaldığı tespit edilmiştir. Bunun da nedeni eğik plaka açısı arttıkça kanatçıklar üzerine giden havanın eğik plaka tarafından engellendiği olarak düşünülmektedir.

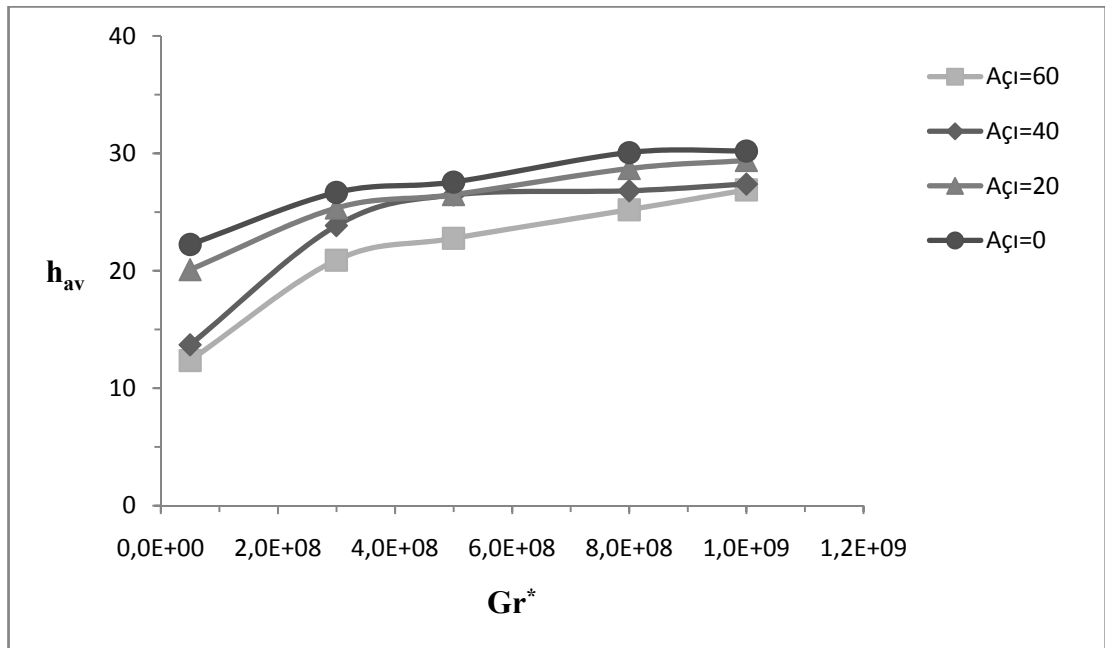
4.4. Uyarlanmış Grashof Sayısının Isı Transfer Katsayısına Etkisi

Uyarlanmış Grashof sayısının ortalama ısı transfer katsayısına etkisini incelemek için dört farklı eğik plaka açısında ($\Theta= 0^\circ-20^\circ-40^\circ-60^\circ$), beş farklı Grashof sayısında ($Gr = 5 \times 10^7-3 \times 10^8-5 \times 10^8-8 \times 10^8-1 \times 10^9$) ve her bir eğik plaka açısı için üç farklı Reynolds sayısında ($Re=2300-1500-250$) deneyler yapılmıştır.

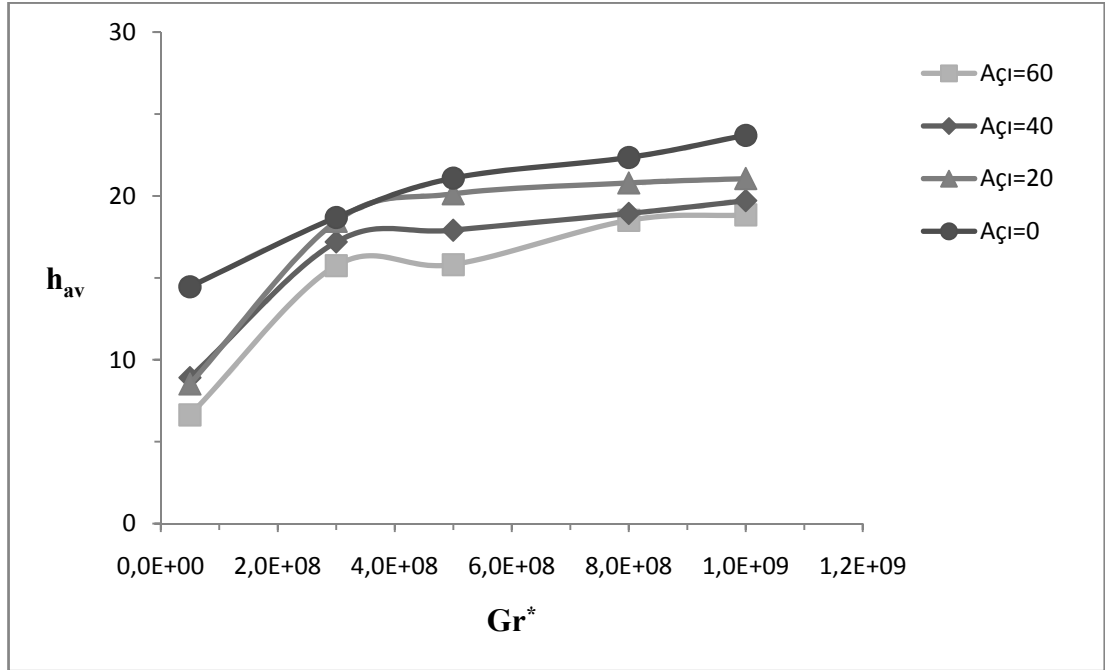
Şekil 4.13'de Reynolds sayısı $Re=2300$ için , Şekil 4.14'de Reynolds sayısı $Re=1500$ için , Şekil 4.15'de Reynolds sayısı $Re=250$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi verilmiştir.



Şekil 4.13. Reynolds sayısı $Re=2300$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 4.14. Reynolds sayısı $Re=1500$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi



Şekil 4.15.Reynolds sayısı $Re=250$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının uyarlanmış Grashof sayısı ile değişimi

Isı transferinde, uyarlanmış Grashof sayısının artması ile doğal taşınım etkileri, zorlanmış taşınım etkilerine göre artar. Doğal taşınım etkilerinin artmasıyla kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların daha etkin olduğu görülmektedir. Kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların güçlenmesi ısı transferini artırmakta yani Nusselt sayısında artışlara sebep olmaktadır.

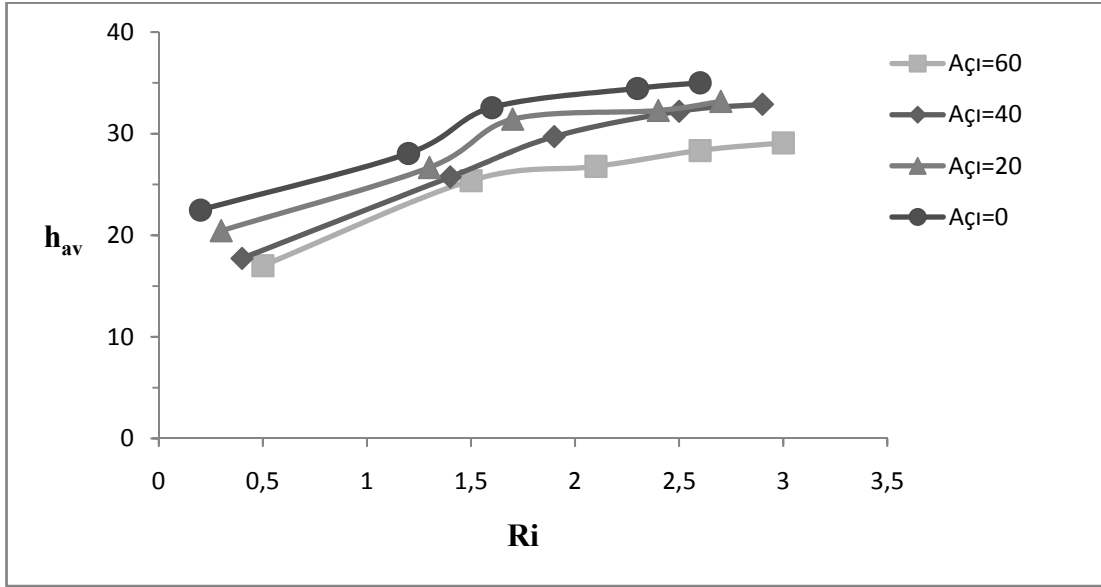
Şekil4.13’de Reynolds sayısının $Re=2300$, Şekil4.14’de Reynolds sayısının $Re=1500$, Şekil4.15’de Reynolds sayısının $Re=250$ olduğu grafiklerden de anlaşıldığı üzere Reynolds sayısının en yüksek olduğu değerlerde ısı transfer katsayısı en yüksek değerleri almış ve Reynolds sayısının azalmasıyla ısı transfer katsayısı değerleri azalmıştır. Bu da yine Reynolds sayısının artmasıyla akışkanın hızında meydana gelen artışa bağlı olduğu düşünülmektedir. Çünkü akışkanın hızı arttıkça kanal içerisinde bulunan soğuk havanın kütlesi de artacaktır.

Şekil 4.13’de Reynolds sayısının $Re=2300$, Şekil 4.14’de Reynolds sayısının $Re=1500$, Şekil 4.15’de Reynolds sayısının $Re=250$ olduğu tüm grafiklerde eğik plaka açısının artmasıyla ısı transfer katsayısında azalma görülmüştür. Grashof sayısının artmasıyla artan kaldırma kuvveti ısınan havanın yükselmesine böylece giren akışkanın ısınan havayı sürükleyip oda dışına göndermesine bunun da ısı transferinde artışa yani ısı transfer katsayısının artmasına sebep olduğu görülmektedir. Tüm Grashof sayısı değerlerinde eğik plaka açısının $\Theta=0^\circ$ olduğu durumlarda maksimum ısı transfer katsayısı elde edilmiştir. En düşük ısı transfer katsayısı ise eğik plaka açısının $\Theta=60^\circ$ olduğu durumlarda görülmüştür. Eğik plaka açısının artmasıyla ısı transfer katsayısında meydana gelen azalma eğik plakanın kaldırma kuvvetinin etkisiyle yükselen havaya soğutucu akışkanın ulaşmasını engellemesi olarak düşünülmektedir.

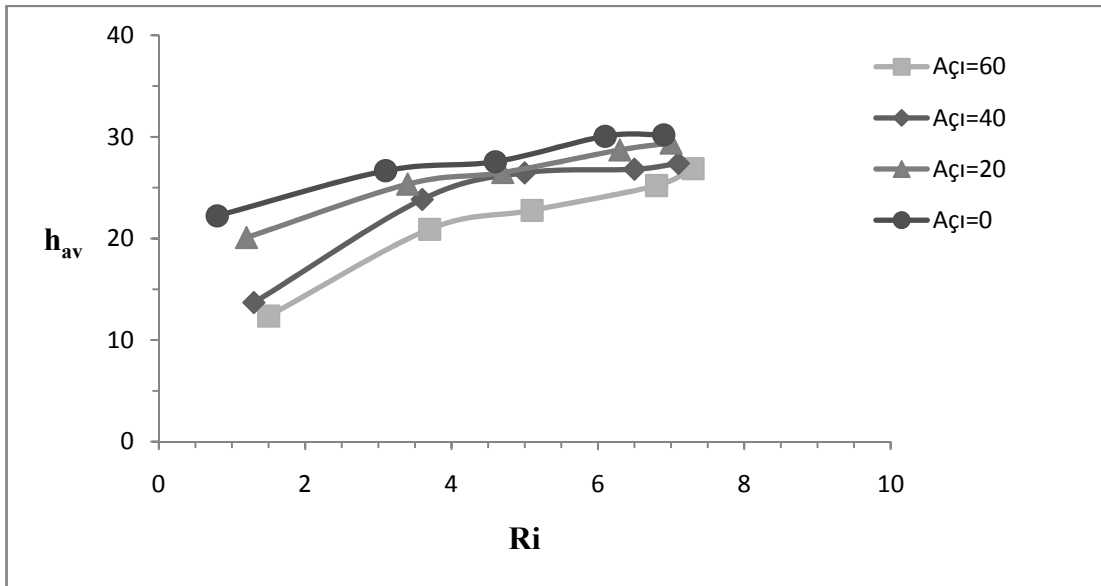
4.4. Richardson Sayısının Isı Transfer Katsayısı İle Değişimi

Richardson sayısının ortalama ısı transfer katsayısına etkisini incelemek için dört farklı eğik plaka açısında ($\Theta= 0^\circ-20^\circ-40^\circ-60^\circ$), beş farklı Richardson sayısında ve her bir eğik plaka açısı için üç farklı Reynolds sayısında ($Re=2300-1500-250$) deneyler yapılmıştır.

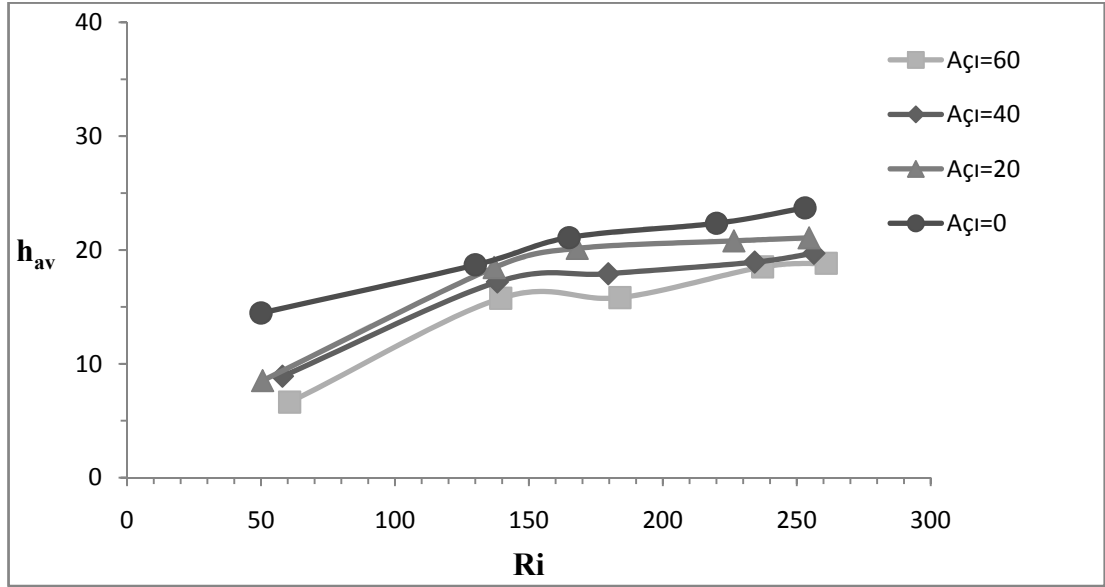
Şekil 4.16’de Reynolds sayısı $Re=2300$ için , Şekil 4.17’de Reynolds sayısı $Re=1500$ için , Şekil 4.18’de Reynolds sayısı $Re=250$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi verilmiştir.



Şekil 4.16. Reynolds sayısı $Re=2300$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi



Şekil 4.17. Reynolds sayısı $Re=1500$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi



Şekil 4.18. Reynolds sayısı $Re=250$ için dört farklı eğik plaka açısında ortalama ısı transfer katsayısının Richardson sayısı ile değişimi

Şekil 4.16'de Reynolds sayısının $Re=2300$, Şekil 4.17'de Reynolds sayısının $Re=1500$, Şekil 4.18'de Reynolds sayısının $Re=250$ olduğu tüm grafiklerde eğik plaka açısının artmasıyla ısı transfer katsayısında azalma görülmüştür. Richardsonsayısının artmasıyla artan kaldırma kuvveti ısınan havanın yükselmesine böylece giren akışkanın ısınan havayı sürükleyip oda dışına göndermesine bunun da ısı transferinde artışa yani ısı transfer katsayısının artmasına sebep olduğu görülmektedir. Tüm Richardson sayısı değerlerinde eğik plaka açısının $\Theta=0^\circ$ olduğu durumlarda maksimum ısı transfer katsayısı elde edilmiştir. En düşük ısı transfer katsayısı ise eğik plaka açısının $\Theta=60^\circ$ olduğu durumlarda görülmüştür. Eğik plaka açısının artmasıyla ısı transfer katsayısında meydana gelen azalma eğik plakanın kaldırma kuvvetinin etkisiyle yükselen havaya soğutucu akışkanın ulaşmasını engellemesi olarak düşünülmektedir.

5.SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, karışık taşınım şartlarında kapalı kanal içerisinde akıma paralel yerleştirilmiş kanatçıkların önüne yerleştirilen eğik plaka açısının, Grashof sayısının ve Reynolds sayısının ısı transferine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Bu değişkenlerin Nusselt sayısı ve ortalama ısı transfer katsayısına göre durumları grafik ortamında sunulmuştur.

Reynolds sayısının artmasıyla kanala giren akışkanın hızı artmıştır. Böylece kanal içine giren hava miktarı artmış ve daha fazla soğuk havanın kanal içinde bulunmasına yol açmıştır. Daha fazla soğuk havanın kanal içinde bulunması kanal içinde sıcaklık değerlerinin düşmesine, dolayısıyla ısı transferinin artmasına sebep olmuştur.

Eğik plaka açısının artmasıyla ısı transfer katsayısında azalma meydana gelmiştir. Bu azalma eğik plakanın, kaldırma kuvvetinin etkisiyle yükselen havaya soğutucu akışkanın ulaşmasını engellemesi sonucu ortaya çıkmıştır.

Uyarlanmış Grashof sayısının artması ile doğal taşınım etkileri, zorlanmış taşınım etkilerine göre arttığı gözlemlenmiştir. Doğal taşınım etkilerinin artmasıyla kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların daha etkin olduğu görülmüştür. Kaldırma kuvveti etkili ikincil akışların güçlenmesi ısı transferini artırmakta yani Nusselt sayısında artışlara sebep olmuştur.

Yerleştirilen eğik plakanın kanatçıklara gelen soğuk havayı kanatçıkların üzerine odaklaması hedeflenmiştir. Ancak eğik plakanın kanatçıkların başladığı noktada bulunması soğuk havanın kanatçıklara ulaşmasını engellemiştir. Bu yüzden ısı transferinde meydana gelmesi beklenen iyileşme gözlemlenememiştir. Bu açıdan bundan sonraki yapılacak çalışmalarda eğik plaka boyunun artırılması ve eğik plakanın konumunun değiştirilmesi ısı transferinde iyileşmelere yol açabileceği düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

1. Güvenç A., Yüncü H., “An experimental investigation on performance of finsona horizontal base in free convection heat transfer”, *Heat and Mass Transfer*, 37:40-416 (2001).
2. Baskaya S., Sivrioğlu M., Özek M., “Parametric Study of Natural Convection Heat Transfer From Horizontal Rectangular Fin Array”, *Int. J. Therm. Sci.*, 39:797-805 (2000).
3. Habib, M.A., Mobarak, A.M., Attia, A.M., Aly, A.Z., “Enhanced Heat Transfer in Channels With Staggered Fins of Different Spacings”, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 14 (2): 185-190 (1993).
4. Maughan, J. R., Incropera, F. P., “Experiments on Mixed Convection Heat Transfer For Airflow in a Horizontal and Inclined Channel”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 30: 1307-1318 (1987).
5. Özsunar A., Baskaya, S., Sivrioğlu M., “Numerical Analysis of Grashof Number, Reynolds Number and Inclination Effects on Mixed Convection Heat Transfer In Rectangular Channels”, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28 (7):985-994 (2001).
6. Wu, H.W., Perng, S.W., "Effect of an Oblique Plate on the Heat Transfer Enhancement of Mixed Convection Over Heated Blocks in a Horizontal Channel", *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, 42: 1217-1235 (1999)
7. Gordon N. Ellison, “Generalized Computations of the Gray Body Shape Factor for Thermal Radiation from a Rectangular U-Channel”, *IEEE Transactions on Components, Hybrids and Manufacturing Technology*, CHMT-2 (4): 517-522 (1979).
8. Saad A. El-Sayed, Shamloul M. Mohammed, Ahmed M. Abdel-latif, Abdelhamid E. Abouda, “Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26:879-900 (2002).
9. Doğan M. Sivrioğlu M. “Numerical And Experimental Investigation Of Heat Transfer With Longitudinal Fins In A Channel Under laminar Mixed Convection Conditions”, *Ph. D. Thesis Gazi University Institute Of Science And Technology*, 1-248 (2007)
10. Doğan M. Sivrioğlu M. “Experimental investigation of mixed convection heat transfer from longitudinal fins in a horizontal rectangular channel”

International Journal of Heat and Mass Transfer, 53 :2149–2158 (2010)

11. M. Mobedi, H. Yuncu, “A three dimensional numerical study on natural convection heat transfer from short horizontal rectangular fin array”, *Heat and Mass Transfer*, 39:267-275 (2003).
12. Starner, K.E. and McManus, H.N., “An Experimental Investigation of Free Convection Heat Transfer From Rectangular-Fin Arrays”, *ASME Journal of Heat Transfer*, 85: 273-278 (1963).
13. Papanicolaou, E., Jaluria, Y., “Mixed Convection from Simulated Electronic Components at Varying Relative Positions In a Cavity”, *J. Heat Transfer*, 116, 960-1001, (1994).
14. Leung, C. W., Kang, H. J., “Convective Heat Transfer from Simulated Air Cooled Printed- Circuit Board Assembly on Horizontal or Vertical Orientation”, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 25: 67-80, (1998).
15. Akpınar E. “Deneysel Çalışmalardaki Hata Analizine Bir Örnek: Kurutma Deneylerindeki Hata Analizi”, *Mühendis Ve Makine*,: 46 (540)41-48 (2005)
16. Midilli A., “Doğal Vakum Tekniği ile Atık suların Damıtılması”, *Doktora Tezi Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, Türkiye*, (2001)
17. Holman J.P., “Experimental Methods for Engineers”, *McGraw-Hill Book Company*, 37-52, (1971).
18. Korichi A. , Oufer L. , Polidori G. “*Heat transfer enhancement in self sustained oscillatory flow in a grooved channel with oblique plates*” *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 1138–1148 (2009)

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı,Adı :DAĞLİGökay
 Uyruğu :T.C.
 Doğum tarihi ve yeri :16.03.1986,ADANA
 Medeni hali :Bekar
 Telefon :0(507)7521226
 e-mail :gdagli@tse.org.tr

Eğitim

Derece	Eğitim birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi/Makina Mühendisliği Bölümü	2009
Lise	Adana Anadolu Lisesi	2004

İş Tecrübesi

Yıl	Yer	Görev
2010-2011	Başkent Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2011-....	Türk Standardları Enstitüsü	Mühendis

Yabancı Dil

İngilizce