



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN
ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**DÜZ PLAKALI YÜZEYLERDE ONDÜLELİ KANATÇIKLARIN DOĞAL
TAŞINIMLA ISI TRANSFERİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

Orkun ZİYLAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Mart-2018
KONYA
Her Hakkı Saklıdır**

TEZ KABUL VE ONAYI

Orkun ZIYLAN tarafından hazırlanan “Düz Plakalı Yüzeylerde Ondüleli Kanatçıkların Doğal Taşınımıyla Isı Transferi Etkilerinin İncelenmesi” adlı tez çalışması 30/03/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği /~~oy çokluğu~~ ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

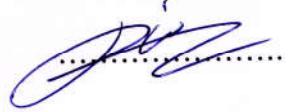
Başkan
Dr. Öğr. Üyesi Soner ŞEN



Danışman
Dr. Öğr. Üyesi A. Hakan ALTUN



Üye
Dr. Öğr. Üyesi Dilek Nur ÖZEN



Yukarıdaki sonucu onaylıyorum.

Prof. Dr. Mehmet KARALI
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Orkun ZİYLAN

30/03/2018

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DÜZ PLAKALI YÜZEYLERDE ONDÜLELİ KANATÇIKLARIN DOĞAL TAŞINIMLA ISI TRANSFERİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Orkun ZİYLAN

Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Aziz Hakan ALTUN

2018, 58 Sayfa

Jüri

Yrd. Doç. Dr. A. Hakan ALTUN

Yrd. Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN

Yrd. Doç. Dr. Soner ŞEN

Bu tezde dikey yönde dalga (sinüzoidal) kesitli kanatçıklı yüzeylerde doğal taşınım ile ısı transferi yanında ışınım ile ısı transferi de dikkate alınarak incelenmiştir. Deneysel; düz plakadan meydana gelen ısı transferi miktarları referans alınarak, düz (dikdörtgen kesitli) kanatçıklı plaka, üç farklı genlik değerinde ve periyotları 2 olan sırasıyla, H/30, H/15 ve H/10 genlikli dalga kesitli kanatçıklı plakalar için farklı ısıtıcı güçlerinde tekrarlanmıştır. Deneysel 1,02 W güç ile başlanılmış ve azami 32,06 W güce ulaşılmıştır. 5 numune seti için toplam 69 adet deney gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonucunda genlik değerindeki artışın belirli bir noktadan (genlik=H/30) itibaren, taşınım ile ısı transferine iyileştirme sağlamadığı görülmüştür. Bunun yanında, taşınımın en yüksek iyileştirme gösterdiği H/30 genlikli numune için ise, şekil faktörü yönünden ışınım ile ısı transferinin olumsuz yönde etkilendiği görülmüştür. En yüksek ışınım ile ısı transferinin ise H/10 genlikli dalga kesitli kanatçıkta olduğu görülmüştür. Sonuç olarak; H/30 genlik değerine sahip dalga kesitli kanatçıklı plakanın, toplam ısı transferi bakımından (taşınım+ışınım), en iyi iyileştirmeyi sağladığı ve ayrıca ideal kanatçık boyutu ve diziliminde olduğu saptanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınım ısı transferi, ısı transferi iyileştirme, ışınım ile ısı transferi, kanatçıklı plaka, sinüzoidal kanatçıklı plaka.

ABSTRACT

MS THESIS

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF CORRUGATED FINS ON FLAT PLATES IN FREE CONVECTION HEAT TRANSFER

Orkun ZİYLAN

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Assist. Prof. Dr. Aziz Hakan ALTUN

2018, 58 Pages

Jury

Assist. Prof. Dr. A. Hakan ALTUN

Assist. Prof. Dr. Dilek Nur ÖZEN

Assist. Prof. Dr. Soner ŞEN

In this thesis, vertically placed corrugated (sinusoidal) sectioned fins are investigated by the effects of heat transfer by the means of natural convection heat transfer and also the radiation heat transfer. The experiments are practiced for; straight (rectangular) sectioned fins and 2 perioded corrugated fins for the following amplitudes; H/30, H/15 and H/10, for different heater power inputs and referenced for the plain (no fins) plate. The experiments started for the power input of the heater of 1,02 W and reached the maximum of 32,06 W. There have been 69 experiments practiced for 5 test sets. The experiments led to a conclusion of after a certain point of amplitude value (amplitude=H/30), there is no enhancement provided. Beside that, for the sample set with amplitude of H/30 which has the most enhancement for the convection heat transfer detected, has affected the radiation heat transfer poorly due to its form factor. The most effective radiation heat transfer is detected on H/10 amplitude corrugated fin set. As a conclusion; among the sample sets, the 2 perioded, H/30 amplitude corrugated fin set has shown the best heat transfer enhancements and has the optimum fin shape and array according to total (convection+radiation) heat transfer aspect.

Keywords: Corrugated fins, finned surfaces, heat transfer enhancement, natural convection heat transfer, radiation heat transfer.

ÖNSÖZ

Çalışmalarım ve tüm yüksek lisans öğrenimim süresince, desteğini gördüğüm, yol gösterip, her zaman yardımcı olan danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Aziz Hakan ALTUN'a, yüksek lisans öğrenimimde yardımlarını esirgemeyen Sayın Yrd. Doç Dr. Dilek Nur ÖZEN'e, tez aşamasındaki yardımlarından dolayı Sayın Yrd. Doç. Dr. Soner ŞEN'e, hem lisans hem de lisansüstü eğitimimde ilgi ve desteğini esirgemeyen hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Hüseyin ÇAMUR'a teşekkürlerimi bir borç bilirim. Ayrıca yüksek lisans öğrenimim süresince fikir alışverişinde bulunduğum öğrenci arkadaşım Haluk Ramazan NACAĞ'a da teşekkürlerimi sunarım.

Desteklerini esirgemeyen, beni cesaretlendiren ve bana her zaman güvenen babam Prof. Dr. Taner ZİYLAN'a, annem Asuman ZİYLAN'a ve kardeşim Okan ZİYLAN'a tüm kalbimle teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca desteklerini esirgemeyen varlıklarını her daim yanımda hissettiğim ve bugünlere gelmemde büyük emekleri olan merhum anneannem Neriman ÖZNERGİZ ve dedem Ahmet ÖZNERGİZ'e şükranlarımı sunarım.

Orkun ZİYLAN
KONYA-2018

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	2
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	9
3.1. Deney Düzenine Tanıtımı.....	9
3.1.1. Plaka Ve Kanatçıkların Karakteristikleri	11
3.2. Deneylerin Tatbiki	14
3.3. Veri Analizi.....	16
3.4. Işınım ile Gerçekleşen Isı Transferi	18
3.5. Örnek Hesaplamalar	26
3.5.1. Düz Plaka İçin Örnek Hesaplama	26
3.5.2. Kanatçıklı Plaka İçin Örnek Hesaplama	27
3.6. Belirsizlik Analizi	28
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	32
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	45
5.1 Sonuçlar	45
5.2 Öneriler	46
KAYNAKLAR	47
EKLER	50
ÖZGEÇMİŞ	58

SİMGELER VE KISALTMALAR

A	: Plaka yüzey alanı (m^2)
a	: Genlik ölçüsü (mm)
F	: Işınım şekil Faktörü (boyutsuz)
g	: Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
H	: Kanatçıkların yüksekliği (mm)
h	: Isıl taşınım katsayısı (W/m^2K)
I	: Elektrik akımı (A)
k	: Isıl iletim katsayısı (W/mK)
L	: Plakanın uzun kenar ölçüsü (mm)
L^*	: Karakteristik uzunluk (mm)
n	: Plakanın üzerinde bulunan kanatçık sayısı
Nu	: Nusselt sayısı (boyutsuz)
P	: Isıtıcı gücü (W)
p	: Periyot sayısı
Pr	: Prandtl sayısı (boyutsuz)
$Q_{kayıp}$: Isı transferindeki kayıp miktarı (W)
$Q_{ışınım}$: Işınım ile gerçekleşen ısı transferi (W)
$Q_{taşınım}$: Taşınım ile gerçekleşen ısı transferi (W)
Ra	: Rayleigh sayısı (boyutsuz)
S	: Plakanın üzerindeki kanatçıklar arası mesafe (mm)
T	: Sıcaklık (K)
t	: Kanatçık kalınlığı (mm)
T^*	: Plaka kalınlığı (mm)
T_f	: Ortalama sıcaklık (K)
T_w	: Plaka yüzey sıcaklığı (K)
T_∞	: Ortam sıcaklığı (K)
V	: Elektrik akımının gerilimi (V)
W	: Plakanın kısa kenar ölçüsü (mm)
W^*	: Belirsizlik (%)
β	: Isıl genleşme katsayısı ($1/K$)
ΔT	: Yüzey ile ortam arasındaki sıcaklık farkı ($K - ^\circ C$)

- ε : Işınım yayılım katsayısı (boyutsuz)
 σ : Stefan-Boltzman sabiti (W/m^2K^4)
 ρ : Çevre (mm)
 ν : Kinematik viskozite (m^2/s)



1. GİRİŞ

Enerji dönüşüm teknolojileri, ısıtma-soğutma ve elektronik cihazlar gibi sistemlerde amaç ısıyı gereken yönde ve miktarda optimum şekilde transfer etmektir. Gerçekleştirilen çalışmalarda ısıyı en yüksek düzeyde transfer etmenin yolları aranmaktadır. Çalışma sahalarından biri de hava (gaz akışkan) ile temastaki yüzeylerden ısı geçişidir. Taşınım ile ısı transferi olarak karşımıza çıkan bu tarz olaylarda, akışkanla en hızlı ısı transferini sağlamak için ısı transfer yüzeyi ve türbülans artırarak ısı taşınım katsayısının artırılması hedeflenir. Doğal taşınım ile ısı transferinde, akışkana transfer edilen ısı miktarının artırılması için ısı geçiş yüzeyi çeşitli dikdörtgen ve dairesel kesitli vb. (pasif teknikler) bilinen işlemlerin yanı sıra bu çalışmada da ele alınacak dalgalı kanatçıklar da ilave edilebilir.

Elektronik ve bilgisayar alanında mikroişlemcilerin ve buna benzer ısınan devre elemanlarından ısının transfer edilmesi yani soğutulması günümüzün en önemli sorunlarından biridir. Bu durum araştırmacıları kanatçıklı yüzeyler üzerine araştırmalara yönlendirmektedir. Araştırmacılar bir çok kanatçık tipi üzerine çeşitli çalışmalar yapmış ve halen yeni tasarımlar üzerinde de çalışmalar yapmaktadır. Bu tez kapsamında düşünülen kanatçık tipi dikey yönde dalga (sinüzoidal) kesitli kanatçık tipidir. Bu kanatçıklar özellikle elektronik cihazlarda oluşan ısıyı daha hızlı transfer etmek için tasarlanacaktır. Daha sonra tasarlanan kanatçıkların performansları doğal taşınım ve taşınım ile ısı transferinin etkileri deneysel olarak incelenecektir. Böylece elektronik cihaz işlemcilerin ısınma sonucu ortaya çıkan performans düşüşünün önüne geçilmesi hedeflenmektedir. Bu sayede uluslararası bilime ve teknolojiye katkıda bulunulması hedeflenmektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Doğal taşınım ile ısı transferine ve kanatçıklara dair literatürde yapılmış bir çok çalışma mevcuttur. Bunlar; kanatçıkların dizilimine, farklı geometri tasarımlarına, farklı konum açlarına, kanatçık üzerine delik açılarak, delik geometrilerine ve kanal açılımına göre yapılanlar şeklinde örneklendirilebilir. Bu çalışmamızda, diğer çalışmalardan farklı olarak; plakalar üzerindeki dalgalı kanatçıkların aynı boy ve periyot sayılarında farklı genlik değerleri için ısı transferi etkileri araştırılacaktır. Halen bu konuda araştırmalar süre gelmektedir. Çalışmamızın özgünlünü sağlamak amacı ile literatürde bulunan birçok çalışma incelenmiştir.

Doğal taşınım ile ısı transferi ve kanatçıklar üzerinde yapılan çalışmalardan ilki Starner ve McManus'un (1963), yapmış oldukları çalışmadır. Plaka üzerinde bulunan dikdörtgen şekilli kanatçıkların ortalama ısı transfer katsayılarını ve akış biçimlerini incelemişlerdir. Ortalama ısı transferi katsayısının kanatçık geometrisi ve kanatçığın yerleştiği levhanın konumu üzerine sonuçlar bulmuşlardır. Çalışmalarında 4 farklı kanatçık ölçüleri için kanatçık dizilerinin yatay, dikey ve 45° eğik pozisyonlarında kanatçık uçlarının kapalı ve açık biçimlerinde ısı transferi etkilerini incelemişlerdir. Dikey konumlandırılmış levha üzerindeki kanatçık dizilimlerinin, yatay konumlandırılmış kanatçık dizilimlerinden %10-30 daha düşük ortalama ısı transfer katsayısına sahip olduğunu, eğik konumlandırılmış kanatçık diziliminde ise dikey olana göre %5-20 daha düşük ısı transfer katsayısına sahip olduğunu belirtmişlerdir. Yatay levha üzerindeki kanatçıklar için uçları açık olan kanatçık diziliminin, kapalı olan kanatçık dizilimine göre çok daha yüksek ısı transferi katsayısına sahip olduğunu göstermişlerdir.

Harahap ve McManus (1967), yatay düzlemde dikdörtgen şekilli kanatçıklar üzerine çalışma yapmışlardır. Sekiz ayrı boy ve aralıklarda dikdörtgen şekilli kanatçıklar üzerinde yaptıkları çalışmalarında, akış alanında incelemeler yapmışlardır. Uzun kanatçıklarda havanın açık uçlardan girip, kanatçığın ortasından yukarı çıktığını görüntülemişlerdir. Çalışmalarında kanatçık uzunluğunun en önemli geometrik parametre olduğunu belirtmişlerdir. Dikdörtgen şekilli kanatçık geometrileri için korelasyonlar önermişlerdir.

Dikdörtgen şekilli kanatçıklar üzerine yapılan bir diğer deneysel çalışmada Jones ve Smith (1970), tarafından yapılmıştır. Deneysel çalışmada interferometre tekniği kullanarak kanatçık aralığındaki sıcaklık gradyanlarını gözlemlemişlerdir.

Çalışmalarında kanatçık aralığının, yüksekliğinin, uzunluğunun ve sayısının etkilerini değerlendirmişlerdir. Isı transferinin artırılması amacı ile kanatçık yüksekliği ve kanatçık aralıklarını optimize etme konusunda açıklamalar yapmışlardır. Sonuç olarak kanatçık aralıklarının optimizasyonu için iki ayrı ampirik bağıntı vermişlerdir.

Sparrow ve Prakash (1980), saptırılmış bağımsız plaka gruplarını kullanarak düşey kanallarda ısı geçişini arttırmayı hedeflemişler ve aynı yüzey alanına sahip düz plakalı kanalla karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında iki çeşit konfigürasyon kullanmışlardır. Sonuçlara bakıldığında; çok sayıda daha kısa plaka kullanımı, daha büyük ölçüde ters plakalar arası mesafe ve daha kısa kanal boyunun, ısı geçişini arttırdığını göstermişlerdir.

Sparrow ve Bahrami (1980), ışınlı, iletimi ve değişen madde etkilerini ortadan kaldırmak için deneyler yapmışlardır. Deneyler, daha önce yapılan Elenbaas'ın çalışmasının detaylı araştırılmasıyla ortaya çıkmıştır. Bir tarafı açık ve kapalı kanalları ve kanal en-boy oranının etkisini incelemişlerdir.

Kanatçıklardan doğal taşınım ile ısı transferi üzerine yapılmış bir diğer çalışma da üzeri örtülü kanatçık dizilerinden gerçekleşen ısı transferinin incelendiği, Naik, Probert, Wood'un (1987), yaptıkları deneysel çalışmadır. Deneylerde duralüminyum olarak adlandırılan alüminyum alaşımli bir malzemedan yapılmış, üzerinde ayarlanabilir örtü bulunan kanatçık dizilerini incelemişlerdir. Deneylerini tek kanatçık uzunluğu, farklı kanatçık yüksekliği ve çeşitli örtü yükseklik oranları için yapmışlardır. Maksimum ısı transferinin, kanatçık aralıklarına bağılı olarak elde edilebileceğini belirtmişlerdir. Ayrıca örtülü kanatçıklar için ısı transfer kabiliyetlerinin serbest akış alanına bağılı olduğunu belirtmişlerdir.

Elektronik cihazların soğutulmasında taşınım ile ısı transferi konusunda Inclopera (1988), en iyi termal şartların sağlanabilmesi için yani en etkin soğutmanın yapılabilmesi için örnekler vermiştir. Kanatçıkların etkin soğutulması için akışkan olarak sıvı ve hava kullanılabileceğini belirtmiştir. 152 adet referans vererek yaptığı incelemede, elektronik ekipmanların soğutulmasında kullanılan kanal tipleri üzerindeki çalışmaları özetlemiştir.

Ko, Leung ve Probert (1989), yaptıkları deneysel çalışmada, yatay ve dikey düzlem üzerine yerleştirilmiş kanatçık dizilerinde kullanılan farklı kanatçık malzemelerinin, doğal taşınım ile olan ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, $T = 20\text{ K}$ ve $T = 40\text{ K}$ için alüminyum ve paslanmaz çelik kanatçıklar için, farklı kanatçık aralıklarında ölçümler yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda,

alüminyumdan yapılan kanatçıklarda, paslanmaz çelik kanatçıklardan yaklaşık %13,5±3,5 oranında daha yüksek ısı taşınım katsayısı oluştuğunu belirtmişlerdir.

Karagiozis, Raithby ve Hollads (1994), yaptıkları çalışmada izotermal üçgen kesitli kanatçıkların doğal taşınım ile ısı transferinin deneysel olarak incelemesini yapmışlardır. Üç değişik kanatçık ölçüsü için yapılan çalışmalarda bulunan sonuçların Rayleigh sayısı ile değişimini göstermişlerdir. Elde ettikleri Nusselt sayıları için korelasyonlar önermişlerdir.

Doğal taşınım altında değişik geometriler kullanılarak, Ledzama ve Bejan (1995), tarafından yapılan deneysel çalışmada, kanatçıklardan ısı transferleri incelenmiştir. Üç ayrı tip geometride ve dört değişik şekilde konumlandırılarak incelemeler yapmışlardır. Dikdörtgen şekilli kanatçık yapısı için, dikey konumda iken, yatay konuma göre %10-20 arasında daha fazla ısı transferi gerçekleştirildiğini belirtmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, eğik şekilli kanatçıkların dikey konumlandırılmasında, pozisyon değişikliğinin, ısı transfer katsayısı açısından çok önemli bir fark olmadığı görülmekle birlikte; tüm geometrilerde dikey konumda, yatay konumdan daha fazla ısı transferi oluşmuştur.

Wang ve Mayinger (1995), çalışmalarında birbirine paralel ve dikey olarak monte edilmiş baskı devre kart (PCB) içeren elektronik ekipmanların bir çeşidinde doğal taşınım ile havayla soğumanın deneysel sonuçlarını sunmuşlardır. PCB'nin dizilişinin bu çeşidinde doğal iletken soğutucu olan havanın davranışını girişim ölçer holografisinin yardımıyla araştırmışlardır. Yaptıkları çalışmadaki sonuçlar PCB'nin dizilişindeki ısı transferinin değişken sınır tabakası ve dış duvarların yanındaki girdap akışı tarafından yüksek miktarda etkilendiğini göstermektedir.

Başkaya, Sivrioğlu ve Özek (2000), yaptıkları çalışmayla, yatay levha üzerine yerleştirilmiş dikdörtgen şekilli kanatçıklar üzerinden doğal taşınım ile ısı transferi, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ile uygun sınır şartları kullanarak PHOENICS 1.4 paket programı aracılığıyla sayısal olarak çözümlenmişlerdir. Kanatçıklar için değişebilir parametreler olan kanatçık uzunluğu, kanatçık yüksekliği, kanatçık aralıkları ve sıcaklık farklarının etkilerini ayrı ayrı incelenmişlerdir. Çeşitli kanatçık yükseklik ve aralıkları için optimizasyonlar yapmışlardır.

Harahap ve Setio (2001), yaptıkları çalışmada yatay kanatçıklı yüzeyden doğal taşınım ile olan ısı transferini deneysel olarak inceleyip yeni bağıntılar elde etmişlerdir. Beş değişik ölçüde dizilmiş kanatçıkların, daha önceden elde edilmiş sonuçlarının genişletilmesi amacı ile çalışma yapmışlardır. Bu çalışmalarını sonucunda iki değişik

bağıntı elde etmişlerdir. Buldukları bağıntılarda, kanatçık aralıkları, kanatçık uzunluğu gibi geometrik parametreler kullanmışlardır.

Mobedi ve Yüncü'nün (2003), yaptıkları çalışmada üç boyutlu, yatay levha üzerine yerleştirilmiş kanatçıklardan doğal taşınım ile ısı transferinin nümerik analizinde enerji denklemleri sabit kalırken, momentum ve süreklilik denklemlerini vortisite ve vektörel potansiyel denklemlerine dönüştürmüşlerdir. Yaptıkları sayısal çalışmada buldukları sonuçları daha önce elde edilmiş deneysel çalışmalarla karşılaştırmış ve uyum içerisinde olduğunu belirtmişlerdir. Değişik geometrik ölçülerle yapılan bu sayısal çalışmanın sonuçları ve akış modellerini tartışmışlardır.

Bilgen ve arkadaşları (2005), eğimli kapalı paralel yüzeyli ve dikdörtgen kutularda sıcak duvara sabitlenmiş süper iletken kanatçıkların doğal taşınım olgusunu nümerik olarak çalışmışlardır. Bu çalışmalarında, soğuk yüzeyden ısı kaybının sıcak duvara sabitlenmiş kanatçıklar kullanılarak azaldığını tespit etmişlerdir. Kanatçık boyutsuz uzunluğu $B \approx 0,75$ ve mikro oyuk-boy oranı $C \approx 0,33$ değerlerinde ısı geçişinin iletim hakim olarak gerçekleştiğini göstermişlerdir. Bu durumun, eğim açısı artırıldığında ise daha belirgin hale geldiğini belirtmişlerdir.

Kulkarni ve Das (2005), yapmış oldukları çalışmada, elektronik işlemci çiplerin soğutulmasında kullanılan mikro boyuttaki kanatçıklarda zorlanmış ve doğal taşınımı araştırmışlardır. Yaptıkları bu çalışma, daha önce Pentium III çipte kullanılan kanatçık için gerekli ısı transferi denklemlerinin geliştirilmesi için yaptıkları analizlerin devamıdır. Önceki çalışmaya uyarladıkları matematiksel denklemlerden elde ettikleri sonuçların Pentium III'teki kanatçıkların performansı ile uyum göstermesi nedeni ile mikro çiplerde kullanılan kanatçıklar için uyarlamışlardır. Bu ölçekleme işlemi ile minyatür kanatçıkların tasarımına yol açmıştır. Bu kanatçıklarda hava akışı mikron boyuttaki kanallarda gerçekleşmektedir. Yapmış oldukları analizler sonucunda kanatçıklardan gerçekleşen ısı ile ısı transferi 0.8 mW olarak dikkate alındığında zorlanmış taşınım ile ısı kaybının 204 mW olduğunu göstermişlerdir. Analitik çözümleri, sayısal akışkanlar analiz programı Fluent'ten elde ettikleri sonuçlarla daha iyi hale getirmişlerdir. Yapmış oldukları çalışmanın sonucunda; hızları, ısı transferi katsayısını ve toplam ısı kaybını 268 mW olarak yeniden düzenlemişlerdir.

Frederick and Moraga (2007), Rayleigh sayısı 10^3-10^6 için sıcak duvara kanat eklenen kübik kutulardaki havanın doğal taşınımını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada kanat genişliği ve katının akışkan termal iletim oranını değişken olarak almışlardır. Akışkan kanat yüzeyleri ve sıcak duvarı süpürürken, pasif yanal kenarlar ve

kanat yanları arasındaki boşlukta yüksek hızlara ulaşmıştır. Özellikle düşük Rayleigh sayılarında kanat ön ve yanlardan, üstteki kanat yüzeyine akışkan erişimini engellemiştir. Isı iletimi oranının düşük değerleri ısı geçişinin azalmasına sebep olmuştur. Tüm oyuktaki çevrilen ana çevrimin taşınım sürecini etkilediğini bulmuşlardır. 2 boyutlu olarak yaptıkları çalışmada elde edilen ısı geçişinin yaklaşık %20 artmasının sebep olduğu yüksek ısı iletim oranı, kanat yüzey alanının katkısını arttırmıştır. 10^5 'ten 10^6 'ya kadar Rayleigh sayısındaki dağılım genişliğinde, maksimum ısı transferi oranı boyutsuz kanat genişliğinin sırasıyla 0.6 ve 0.8 değerleri için olduğunubulmuşlardır. Sonuç olarak $10^5 \leq Ra \leq 10^6$ için, ısı transferini yükseltmesinde kısmi genişlikteki kanatlı kübik kutuların, tam genişlikteki kanatlı kübik kutulardan daha etkili olduğunu göstermişlerdir.

Mehrtash ve Tari (2013), yaptıkları çalışmada, literatürde yapılan deneysel çalışmalarda kullanılan aynı model paralel plakalı kanatçıkların farklı eğimlerde doğal taşınımına etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Dikdörtgen kesitli üniform kanatçıkların paralel olarak yerleştirildiği plaka, dikey yönde ileri ve geri doğrultuda farklı açılardaki eğimin taşınımına etkisini araştırmışlardır. Ayrıca araştırmada yerçekiminin etkisini de incelemişlerdir. Akış ve sıcaklık alanları için çözümü sayısal olarak sonlu hacimsel metodu yöntemi ile yapmışlardır. Literatürdeki deneysel sonuçlar ile çözümlerde elde ettikleri sonuçları karşılaştırmışlardır. Ayrıca -60° den $+80^\circ$ açı aralığında ve Rayleigh sayısının 0'dan 2×10^8 'e kadar geniş bir aralığı için korelasyon önermişlerdir.

Bhaumik ve Behera (2015), yapmış oldukları çalışmada, dikey yerleştirilmiş kanatçıklarda CFD kullanarak tek bir kanatçık üzerinde birleşik doğal taşınımında optimum kanat aralığını araştırmışlardır. Çalışma, Rayleigh sayısı ve farklı kanat aralığı için akım fonksiyon çizgileri ve sıcaklık karakterizasyonu da içermektedir. Kanatçık aralığının artması ve buna bağlı olarak da akış sirkülasyonunun fazlalaşmasıyla kanatçık etkinliğin ve ısı kaybını arttırdığını simülasyonlarda göstermişlerdir. Ancak birim uzunluk başına ısı transferi alanı daha az olduğundan genel soğutma etkinliğin azaldığını da göstermişlerdir. Elde edilen sonuçlar, optimum kanat aralığının birim aralık başına ısı transferine ya da doğal taşınımın değerine göre belirlenmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Younghwan Joo , Sung Jin Kim (2015), yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kesitli kanatçıklarla, silindirik çubuk kanatçıkların doğal taşınımında termal

performanslarını analitik olarak kıyaslamışlardır. Daha önceki çalışmalarda dikdörtgen kesitli kanatçıklar için uyarlanan ısı transferi katsayısının, optimum silindirik çubuk kanatçıklar için önerdikleri yeni bir korelasyonla, deneysel olarak geçerliliğini araştırmışlardır. Kıyaslamayı aynı plaka boyutları ve kanatçık yükseklikleri için yapmışlardır. Araştırmalarını kanatçıklardan gerçekleşen toplam ve birim kütle başına göre gerçekleşen ısı kaybını belirleyerek yapmışlardır. Buna göre toplam ısı kaybı dikkate alındığında dikdörtgen kesitli kanatçıklardan gerçekleşen ısı transferinin silindirik çubuk kanatçıklara göre daha fazla olduğunu göstermişlerdir. Bunun yanında, birim kütle başına ısı kaybı dikkate alındığında, silindir çubuk kanatçıklardan gerçekleşen ısı transferin dikdörtgen kesitli kanatçıklara göre daha fazla olduğunu göstermişlerdir.

Umesh V. Awasarmol ve Ashok T. Pise (2015), yapmış oldukları çalışmada, doğal taşınım yoluyla farklı eğim açıları ve delik çapları kullanılan kanatçıklar için rapor edilen ilk ısı performansını incelemesini yapmışlardır. Delikli kanatçık boyuncaki sıcaklık, eşdeğer deliksiz kanatçığa göre tutarlı olarak daha düşük olduğunun araştırmasını yapmışlardır. Isı transferindeki iyileştirmenin bileşkesi, konum açısına, delik çapına ve ısı girdisine bağlı olduğunu incelemişlerdir. Kanatlardaki delikler ısı transfer dağıtımını iyileştirirken; malzeme masrafını da azalttığını savunmuşlardır. Bütün diğer etmenler sabit kalmak koşu ile; ısı transfer oranının sürekli koşullarda, ideal olduğu bir delik çapı olduğunu savunmuşlar ve ideal delik çapının, 12mm delik çapında ve 45° eğim açısında 32% ısı transferi iyileştirmesi ve de malzeme ağırlığından 30% kütle tasarrufu sağladığı sonucuna varmışlardır.

S. Feng, M. Shi, H. Yan, S. Sun, F. Li, T. Jian Lu, (2017), yaptıkları çalışmada; klasik düz kanatçıklı plaka ile çapraz konumlandırılmış, birbirlerine dik pozisyonlu, uzun ve kısa kanatçıkların doğal taşınım üzerine etkilerini araştırmışlardır. Çalışmalarında, akışkanın kanatçıklar doğrultusundaki akışını gözlemleyerek, sıcaklık dağılımı ve akışkan hızı bakımından etkilerini incelemişlerdir. Birbirlerine dik konumlandırılmış uzun ve kısa kanatçıklı modelin, klasik kanatçıklı modele kıyasla kanatçık kanallarında daha etkin biçimde hava akışı sağladığı, soğuk akışkanın daha derin nüfuz sağladığını göstermişlerdir. Kısa kanatçıklardan geçen havanın, uzun kanatçıklara çarpmasıyla da ısı transfer katsayısında bir iyileştirme meydana geldiğini belirtmişlerdir. Aynı hacim ve ağırlıkta çapraz konumlu kanatçıkların, klasik düz kanatçıklara göre genel olarak 11% ve taşınım katsayısı bakımından da 15% iyileştirme sağladığı sonucuna varmışlardır.

Daechan Jeon ve Chan Byon (2017), araştırmalarında, çift yükseklikli kanatçıkların doğal taşınımına etkilerini nümerik olarak incelemişlerdir. Çift yükseklikli kanatçıklar (birincil ve ikincil konumlu kanatçıklar) ile klasik eşdeğer yükseklikli kanatçıkları, kanatçıklı plakanın performansı ve kütleyle bağlı ısı direnç bakımından kıyaslamışlardır. Kanatçıklı plakanın kütleyle bağlı ısı direnci bağlamında, doğal taşınım açısından ısı performans iyileştirmesi ve birincil konumlu kanat yüksekliği için bir eşik değeri olduğu ve bu eşik değerinin üzerindeki değerlerde çift yükseklikli kanatçıkların iyileştirme sağladığı ve aynı zamanda da bu eşik değerinin kanatçık kanalı uzunluğu ile doğru orantılı olarak arttığını saptamışlardır.

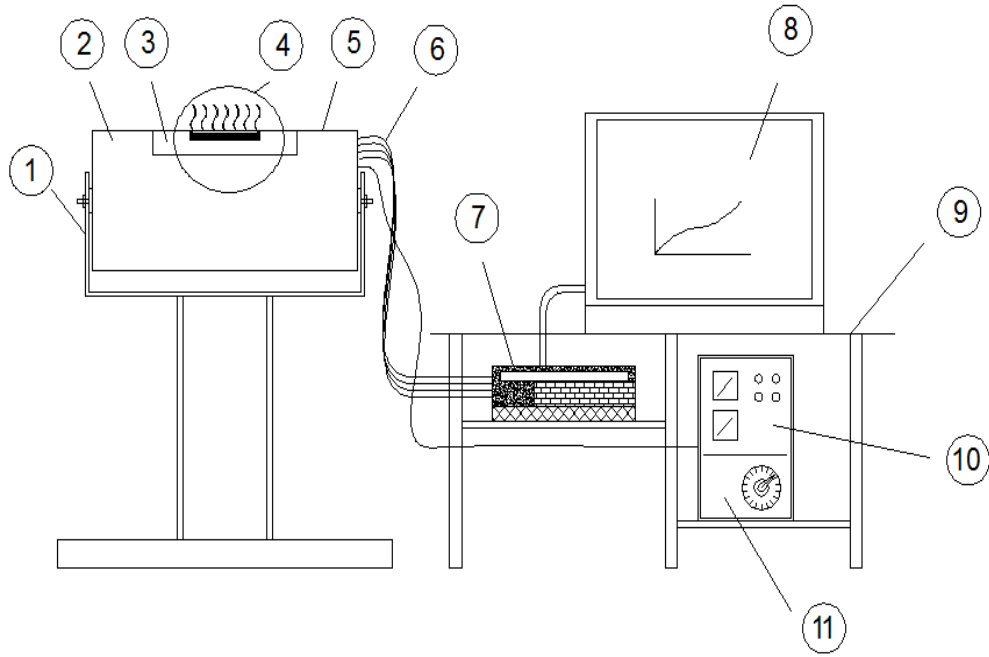


3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Deney Düzeneginin Tanıtımı

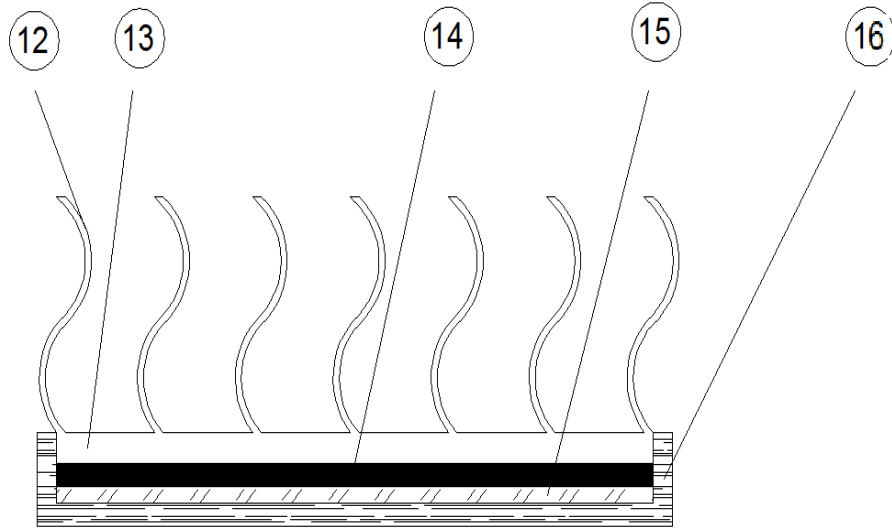
Bu çalışmadaki deneyler Selçuk Üniversitesi'nde hazırlanan bir deney düzeneginde tatbik edilmiştir. Deney düzenegi şekil 3.1'de görüldüğü gibi izolasyon malzemesiyle yalıtılmış muhafaza, düz ve dalga kesitli kanatçıklı plakalar, ısıtıcı rezistans, akım ayarlayıcı dimmer, termokupllar, dijital multimetre, ve dijital sıcaklık okuyucudan bir araya gelmektedir.

Deney laboratuvar ortamı, sıcaklıktan, hava akımından ve güneş ışığından etkilenmeyecek şekilde korunmuştur.



- | | |
|--------------------------------------|------------------------------|
| 1. Taşıyıcı Sehpa ve Muhafaza Kutusu | 7. Dijital Sıcaklık Okuyucu |
| 2. Strafor (yalıtım malzemesi) | 8. Bilgisayar |
| 3. Camyünü (yalıtım malzemesi) | 9. Masa |
| 4. Test bölgesi | 10. Volt, Watt ve Ampermetre |
| 5. Kompozit Kapak | 11. Dimmer |
| 6. Termokupllar | |

Şekil 3.1 Deney Düzeneginin Şeması



12. Dalgalı kanatçıklar
13. Alüminyum plaka
14. Bakır plaka

15. Isıtıcı
16. Fiberglas

Şekil 3.2 Sinüzoidal Kesitli Kanatçık Detayı

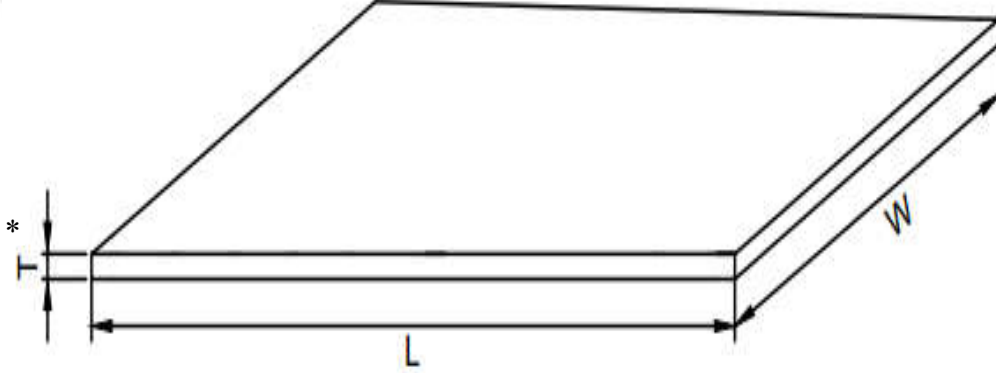
Yapılan deney uygulamalarında; ısıtıcı rezistansa elektrik enerjisi aktarılmakta olup, ≈ 220 Voltluk standart gerilim verilmekle beraber, akım miktarı (A), dimmer aracılığı ile ayarlanmaktadır. Isıtıcının verdiği güç ise gerilim ve akımın çarpımı ile bulunmaktadır.

Sıcaklık ölçümleri; K tipi termokupllar ile plakaların alt yüzeylerine açılan ve termokupllar yerleştirildikten sonra alüminyum folyo ile boşluk olmayacak şekilde kapatılan kanallardan ölçülmüştür. Termokuplların ölçüm değerleri okumaları, her bir termokupl için ayrı bir kontrolör anahtar ile sağlanmıştır.

Deneyde kullanılan düz ve kanatçıklı plakalar “Al 5083” kalite malzemedan imal edilmiştir. Kanatçıklar; tel erozyon metodu (electrical discharge machining) ile şekillendirilmiştir. Işınım etkisinin tam olarak hesaplanabilmesi için plakalar siyah boya ile kaplanmıştır. Şekil 3.2’de görüldüğü gibi plakalar tabandan bir elektrikli rezistans ile ısıtılmıştır. Isıtıcı ile plaka arasına bakır levha yerleştirilerek plaka tabanında üniform ısı dağılımı sağlanmıştır. Şekil 3.7’de deneyde kullanılmak için imal edilmiş plaka ve kanatçıkların resimleri gösterilmiştir.

3.1.1. Plaka ve Kanatçıkların Karakteristikleri

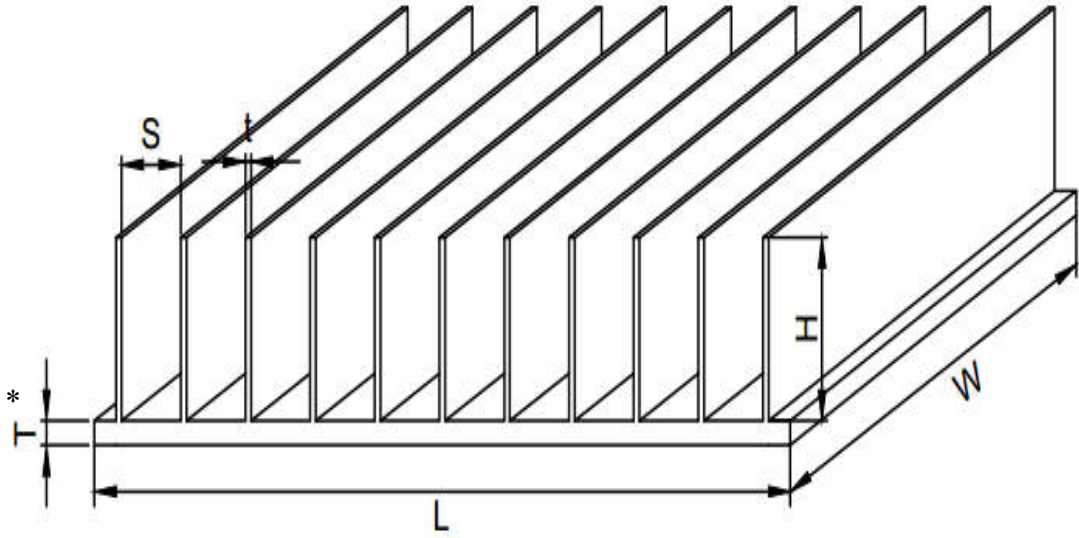
Şekil 3.3, 3.4 ve 3.5'te sırasıyla düz plaka, dikdörtgen kesitli ve dalgalı kesitli kanatçıkların geometrileri ve tablo 3.1, 3.2 ve 3.3'te ise ölçüleri belirtilmiştir. Plakalar, içi izolasyon köpüğü ve cam yünü ile yalıtılmış ve “mdf” malzemeden imal edilmiş bir kutu muhafazaya yerleştirilmiştir. Üst kapak olarak ise de kompozit malzeme kullanılmıştır. Plaka ve kanatçıkların yerleştirildiği muhafazanın geometrisi şekil 3.6'da ve ölçüleri tablo 3.4'te gösterilmiştir. Bu boyutlar adiyabatik sistem şartını sağlamak için literatürdeki benzer çalışmalara göre oluşturulmuştur.



Şekil 3.3 Düz Plaka Geometrik Detayı

Tablo 3.1 Düz Plaka Geometrik Ölçüleri

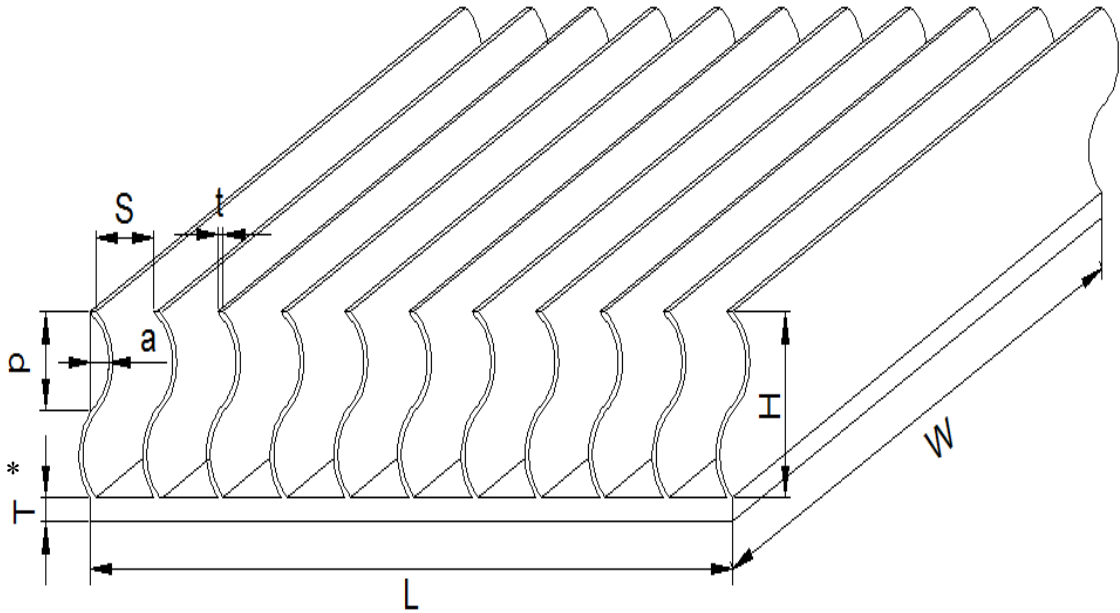
L (Uzunluk)	W (Genişlik)	T^* (Kalınlık)
90 mm	60 mm	8 mm



Şekil 3.4 Dikdörtgen kesitli Kanatçık Geometrik Detayı

Tablo 3.2 Düz Kanatçık Geometrik Ölçüleri

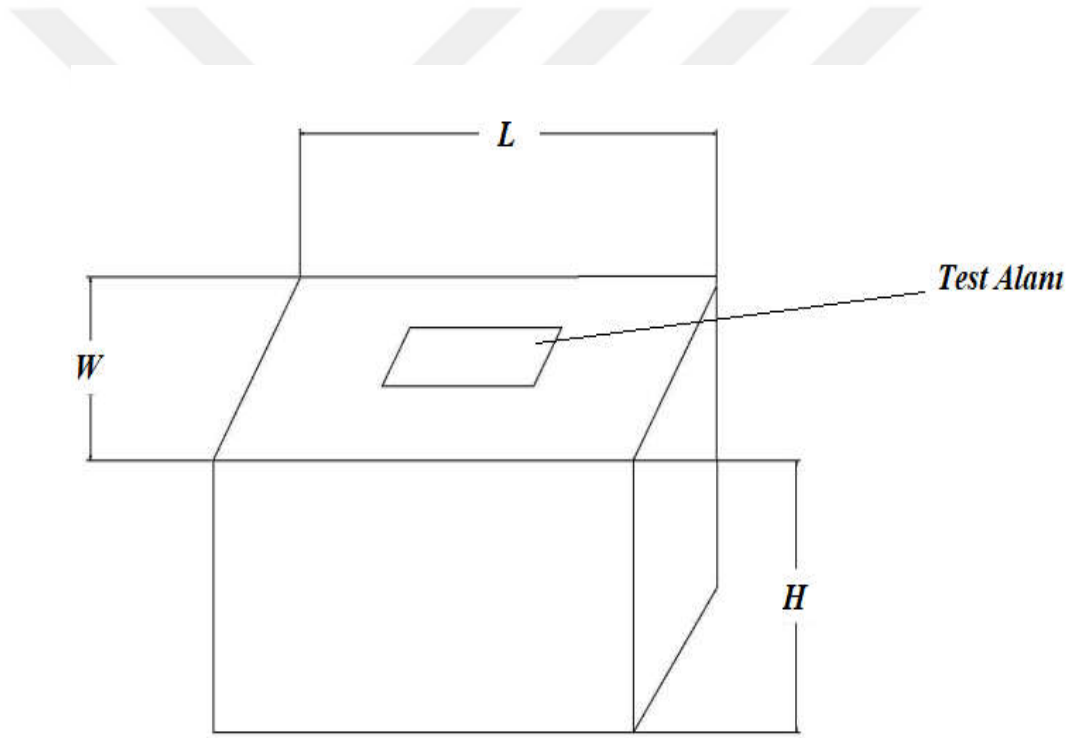
L (Uzunluk)	W (Genişlik)	T* (Kalınlık Plaka)	H (Yükseklik)	S (Kanatçıklar Arası Mesafe)	t (Kalınlık- Kanatçık)	n (Kanatçık Adedi)
90 mm	58 mm	5 mm	30 mm	10 mm	1,5 mm	8



Şekil 3.5 Sinüzoidal Kanatçık Geometrik Detayı

Tablo 3.3 Sinüzoidal Kanatçık Geometrik Ölçüleri

L (Uzunluk)	W (Genişlik)	T* (Kalınlık Plaka)	H (Yükseklik)	S (Kanatçıklar Arası Mesafe)	t (Kalınlık- Kanatçık)	n (Kanatçık Adeği)	p (Periyot Sayısı)	a (Genlik)
90 mm	58 mm	5 mm	31,15 mm	10 mm	1,5 mm	8	2	1 mm
90 mm	58 mm	5 mm	33,84 mm	10 mm	1,5 mm	8	2	2 mm
90 mm	58 mm	5 mm	36,93 mm	10 mm	1,5 mm	8	2	3 mm

**Şekil 3.6** Muhafaza Geometrik Detayı**Tablo 3.4** İzole Edilmiş Deneysel Muhafazası Geometrik Ölçüleri

L (Uzunluk)	W (Genişlik)	H (Yükseklik)
300 mm	200 mm	300 mm

3.2. Deneylerin Tatbiki

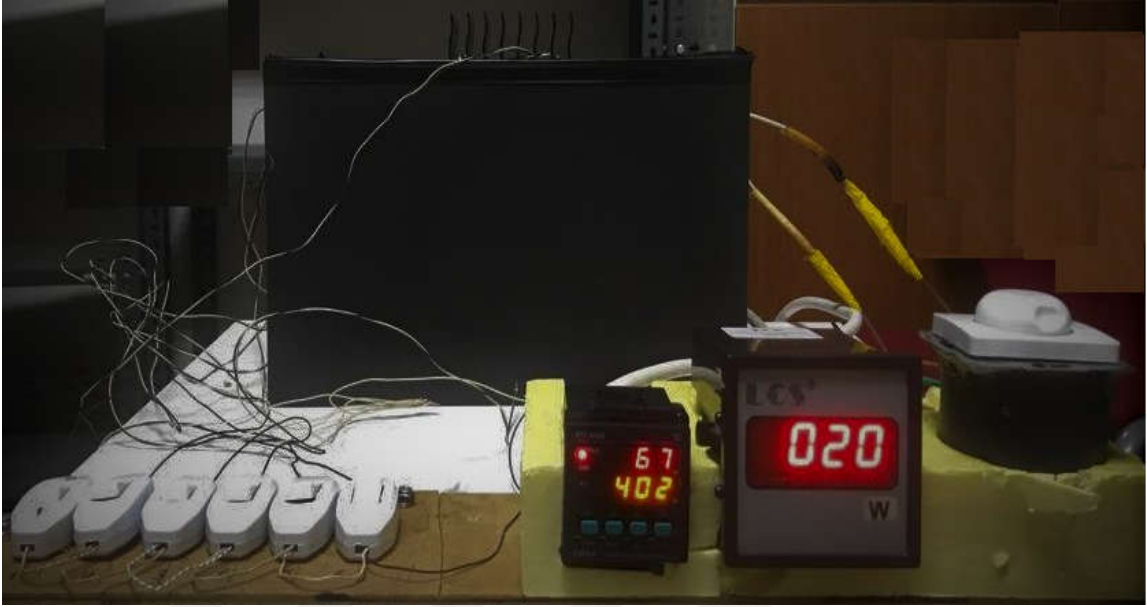
Deney süreci; düz plaka, dikdörtgen kesitli kanatçıklı plaka ve farklı genliklerdeki dalgalı kanatçıklı plakalar için tekrarlanmıştır. İlk olarak, kanatçıksız düz plaka için değerler ölçülmüş ve sonraki deneyler için referans olarak göz önünde bulundurulmuştur. Isıtıcı plakaya verilen elektrik enerjisi ile plakanın ısınması sağlanmış ve bakır plaka aracılığı ile etkin bir ısı iletimi sağlanması amaçlanmıştır. Plaka ve kanatçıklar siyah cisim haline getirilerek ışınım yayılım sabitinin (ϵ , *emissivity*), siyah cisim ışınım yayılımına denk olması sağlanmıştır. Düzeneğe sağlanan elektrik enerjisinin gücü, dimmer aracılığıyla, istenilen akım değerinde sabitlenmiştir. Güç değerinin belirlenmesi, gerilim ve akım değerlerinin çarpımıyla ($P=I.V$) bulunmuştur.



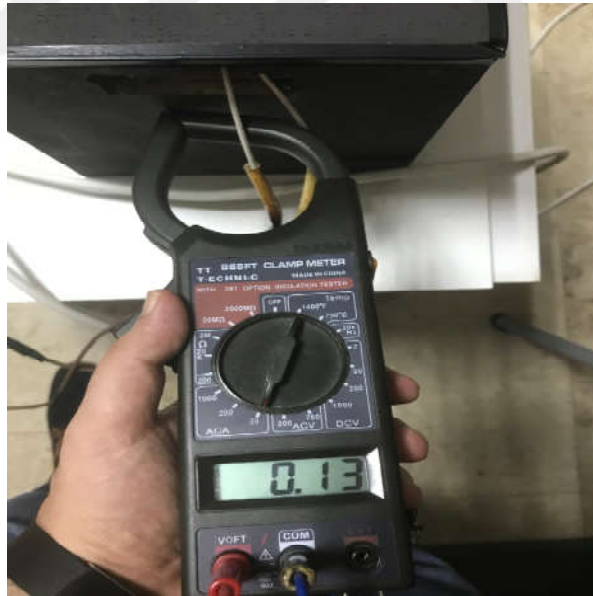
Şekil 3.8 Dijital Wattmetre, Dimmer ve Dijital Sıcaklık Okuyucu

Deneyler her defasında yaklaşık 2 Watt'lık güç artış aralıkları ile her bir numune için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.8'de gösterilen dijital sıcaklık okuyucu ile sıcaklık değerlerinin ölçülmesi rejim sürekli hale geldikten sonra yapılmıştır. Başlangıçta rejimin sürekli forma ulaşması yaklaşık iki saat zaman alırken, güç artırımlarında sürekli rejime ulaşılması doksan dakikaya kadar düşmüştür. Deneylere minimum 1,02 W güç ile başlanmış ve maksimum 32,06 W'a kadar çıkmıştır. Akım ve gerilim değerleri bir dijital multimetre aracılığı ile ölçülmüştür.

Şekil 3.9’da gösterilen deney düzeneğindeki wattmetre ile şekil 3.10’da gösterilen dijital multimetrenin doğruluğu kontrol edilmiştir.



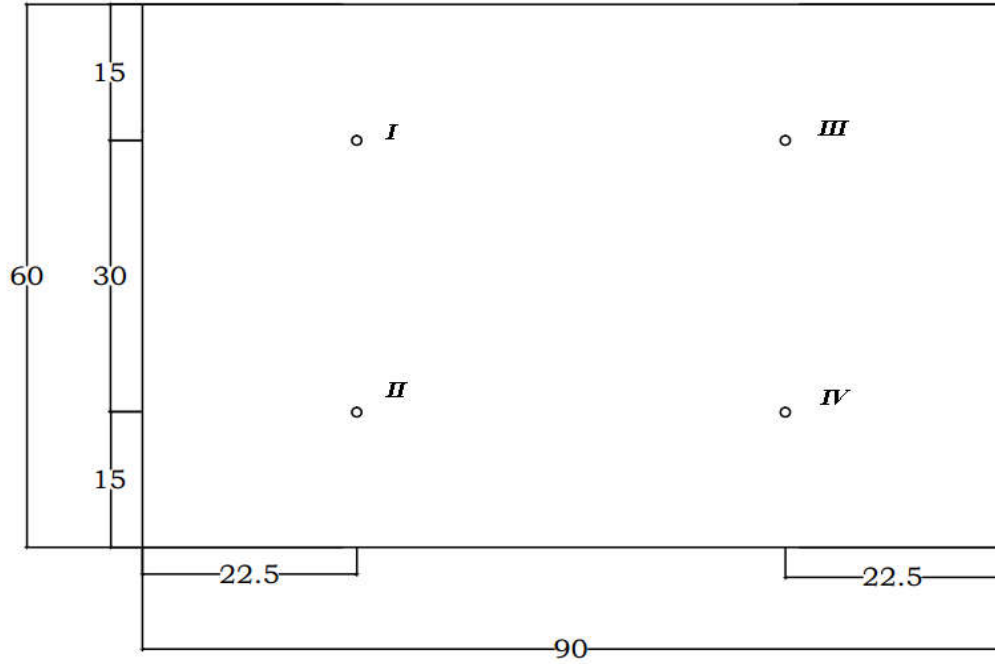
Şekil 3.9 Deney Düzeneği (2 periyotlu, H/10 genlikli dalga kesitli kanatçık için)



Şekil 3.10 Dijital Multimetre

Plakaların altında; dört ayrı noktadan bağlanan termokupllar ile sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Şekil 3.11’de plakalara bağlanan termokuplların konumları belirtilmiştir. Bu konumlar plakanın yüzey sıcaklığının düzgün ölçülmesi için gerekli aralıklarda yerleştirilmiştir. Plakanın ortam doğrultusundaki sıcaklığı doğal hava

hareketine engel olmaması için plakanın üst yüzeyine yakın bir noktadan, alt tarafına yerleştirilen termokupllardan elde edilen sıcaklık değerlerin, üst yüzeydeki sıcaklık ile aynı olduğu varsayılmıştır. Düzenli aralıklarla yapılan ölçümlerde, muhafazanın sıcaklığı ile çevre ortamın sıcaklığı arasında bir sıcaklık farkı tespit edilmemiş bu sebeple izolasyondan kaynaklı herhangi bir sıcaklık kaybının olmadığı kabulünde bulunulmuştur. Ayrıca, plaka ile bağlantısı olmayan iki ayrı termokupl ile de belirli zaman aralıklarında, ortam sıcaklığı ve izolasyon yüzeylerinin sıcaklık ölçümleri yapılmıştır.



Şekil 3.11 Termokuplların plaka üzerindeki konumları

3.3. Veri Analizi

Sürekli rejim koşulunda, sisteme verilen toplam ısı girdisi, sistemden dışarı verilen ısı aktarımına eşittir. Bu durum bütün deney setleri için geçerlidir. Aşağıda verilen formüller bu deney için veri indirgenmesinde kullanılmıştır. Bu deneylerde malzeme izotropik ve bütün sıcaklık değerlerinde sabit ısıl iletimine sahip olduğu kabülü yapılmıştır.

$$\text{Rayleigh sayısı} = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3 \cdot \frac{Pr}{g^2} \quad (1)$$

(Sparrow ve Vemuri 1985).

L ; plakanın karakteristik uzunluğu olan düşey boyutudur.

$$\beta; \text{ hacimsel genleşme katsayısı } \beta = \frac{1}{T_f} \quad (2)$$

(Holman 1984).

$$T_f; \text{ film sıcaklığı } T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} \quad (3)$$

(Sparrow ve Chrysler 1981).

$$\Delta T; \text{ Yüzey sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki fark } \Delta T = T_w - T_\infty \quad (4)$$

$$\text{Plakanın karakteristik uzunluğu } L \text{ 'ye bağlı olarak Nusselt sayısı; } Nu = \frac{h.L}{k} \quad (5)$$

$$\text{ve taşınım katsayısı } h = \frac{Q_{\text{taşınım}}}{A(T_w - T_\infty)} \quad (6)$$

denklemleri kullanılır (Sparrow ve Chrysler 1981, Alessio ve Kaminski 1989).

(5) numaralı denklemdeki Nu eşitliğine (6) numaralı denklemdeki h ifadesi konulursa;

$$Nu = \frac{Q_{\text{taşınım}} . L}{A . k (T_w - T_\infty)} \quad (7)$$

şeklinde tanımlanır (Sparrow ve Vermuri 1985).

$$Q_{\text{taşınım}} = P - Q_{\text{ışınım}} - Q_{\text{kayıp}} \quad (8)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir (Sparrow ve Chrysler 1981).

$$P; \text{ sisteme verilen enerji; } P = V . I \quad (9)$$

$$\text{Plaka yüzey alanı; } A = L . W \quad (10)$$

denklemleriyle hesaplanmıştır.

3.4. Işınım ile Gerçekleşen Isı Transferi

Işınım ile gerçekleşen ısı transferi, her zaman için ihmal edilebilecek boyutlarda olmayabilmektedir, bu sebeple ışınım ile gerçekleşen ısı transferinin de hesaplanması gerekmektedir.

Işınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarı;

$$Q_{ışınım} = F_{\epsilon} \cdot F_{1-2} \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_W^4 - T_{\infty}^4) \quad (11)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Deneyde kullanılan kanatçıklı plakalar için ışınım şekil faktörünü doğrudan sağlayan bir ifade bulunmamaktadır. Şekil faktörünü tespit edebilmek için karmaşık analizlere ihtiyaç vardır. Buna ilaveten bazı kabullerin de yapılması gereklidir;

- Plakalar, kanatçıklar ve tüm çevre yüzeyler siyah cisim yayılımı ($F_{\epsilon} = 1$) yapıyor olarak hesaplanmıştır.
- Gaz ışınımı sıfır yani ortamda ışınımın etkilenmesi yok varsayılmıştır.
- Tüm çevre yüzeyler izotermal ve sıcaklıkları ortam sıcaklığına eşit varsayılmıştır.
- Kanatçıklar ve plakanın aynı ve sabit sıcaklıkta olarak varsayılmıştır.

Sinüzoidal kanatçıklar için doğrudan bir şekil faktörü bağıntısı bulunmadığından kanatçıkların uzunluklarının (ark uzunlukları açılımı hesaplanarak) bulunarak düz kanatçık bağıntısı ile hesaplanmıştır.

(11) numaralı denklemde; $F_{\epsilon} = 1$ olmak kaydı ile;

$$Q_{ışınım} = F_{1-2} \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_W^4 - T_{\infty}^4) \quad (12)$$

bağıntısı elde edilir.

Kanatçıklı plakaların ışınım yoluyla ısı transferleri; bir miktar kendi içinde kalmakta diğer kısım ise çevre ortama aktarılmaktadır (Şekil 3.15, 3.16, 3.17 ve 3.18). Işınım ile ısı transferi 5 doğrultuda meydana gelmektedir, bunlar; plakadan kanatçıklara, kanatçıklardan tabana, kanatçıklardan kanatçıklara, plaka tabanından çevre ortama ve

son olarak da kanatçıklardan çevre ortamadır. Bahsi geçen ilk üç doğrultudaki ışınlamalar ile taşınan ısı plaka içerisinde kaldığından hesaplanmaları gerekli değildir.

Q_{1-1} → Işınım ile gerçekleşen ısı transferinin plaka içerisinde kalan kısmı,

Q_{1-2} → Işınım ile gerçekleşen ısı transferinin kanatçıklı yüzeyden ortama aktarılan kısmıdır.

Pimli plaka şekil faktörü “dağılım bağıntısı”;

$$F_{1-1} + F_{1-2} = 1 \quad (13)$$

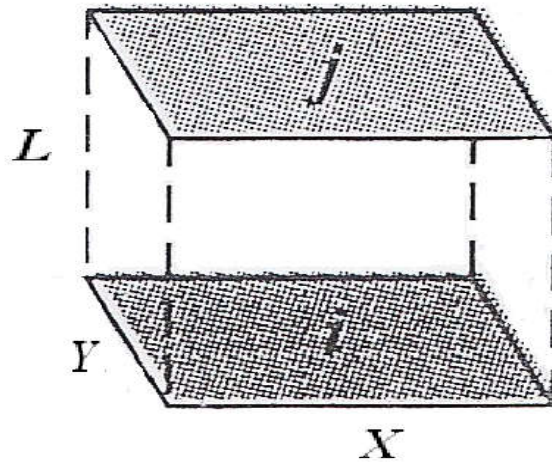
olarak ifade edilir (Kakaç, 1972).

Buna bağlı olarak; kanatçıklı yüzeyden çevre ortama ışınlam ile transfer edilen ısı için şekil faktörü;

$$F_{1-2} = 1 - F_{1-1} \quad (14)$$

olarak belirlenir.

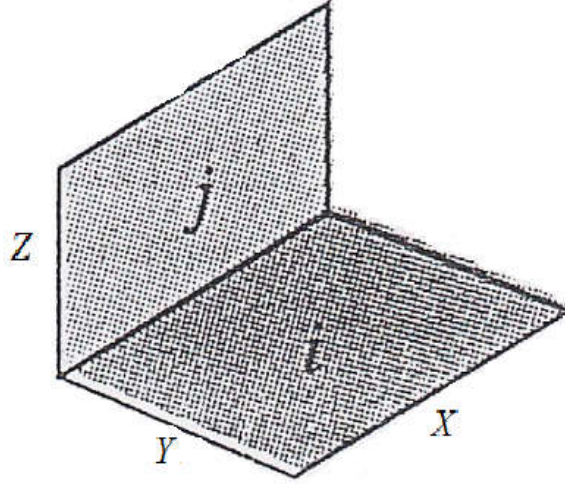
F_{1-1} 'i hesaplamak için kanatçıklı plaka, şekil 3.12 ve 3.13'de gösterildiği gibi modüler kesitlere ayrılmıştır. Bu kesitlerdeki modüller; A-B ve C-B yüzeyleri şeklinde birbirlerine dik iki plaka ve A-C yüzeyleri gibi birbirlerine paralel iki plaka olarak göz önüne alınabilir. Bu yüzeylere dair bütün boyut ölçüleri ve aralarındaki mesafe bilindiği için bağıntı (16) ve bağıntı (18)'den şekil faktörleri (Şekil 3.14 ve 3.15) hesaplanabilir. Bu bağıntılar haricinde şekil faktörleri ek-6 ve ek-7'deki grafiklerden de bulunabilir.



Şekil 3.12 Paralel yüzeyler arasındaki şekil faktörü

$$\bar{X} = \frac{X}{L}, \quad \bar{Y} = \frac{Y}{L} \quad (15)$$

$$F_{ij} = \frac{2}{\pi \bar{X} \bar{Y}} \left\{ \ln \left[\frac{(1+\bar{X}^2)(1+\bar{Y}^2)}{1+\bar{X}^2+\bar{Y}^2} \right] + \bar{X}(1+\bar{Y}^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{\bar{X}}{(1+\bar{Y}^2)^{1/2}} \right. \\ \left. + \bar{Y}(1+\bar{X}^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{\bar{Y}}{(1+\bar{X}^2)^{1/2}} - \bar{X} \tan^{-1} \bar{X} - \bar{Y} \tan^{-1} \bar{Y} \right\} \quad (16)$$

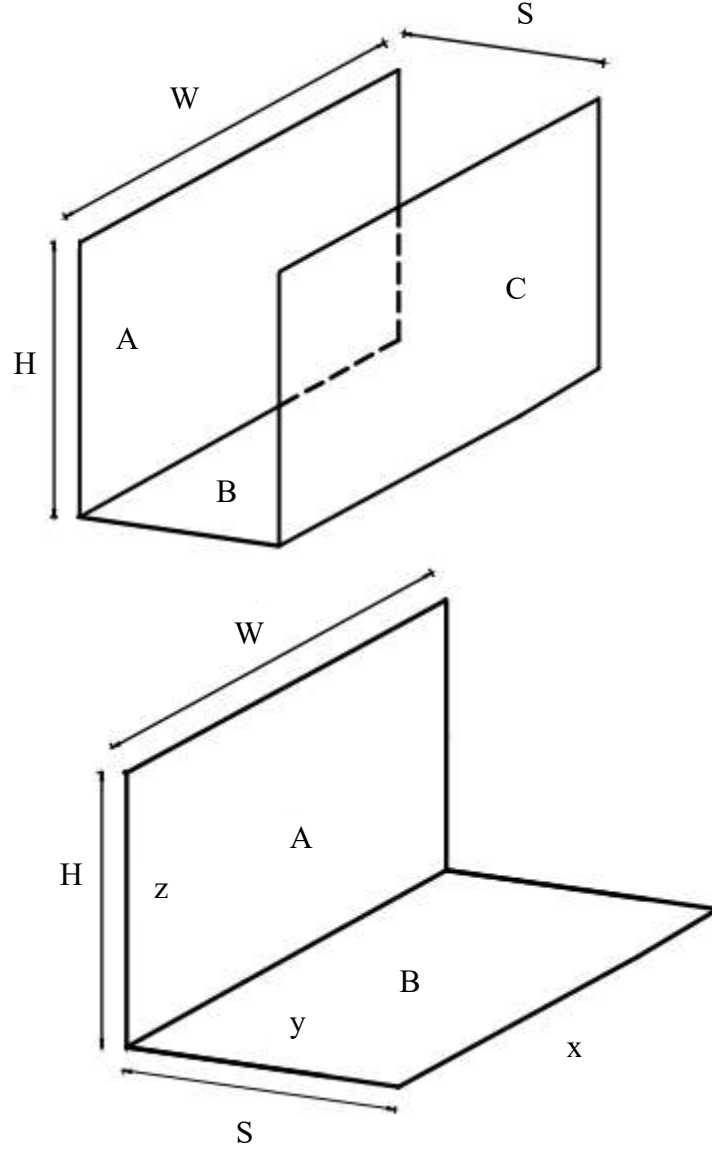


Şekil 3.13 Birbirlerine dik yüzeylerde şekil faktörü

$$H = \frac{Z}{X}, \quad W = \frac{Y}{X} \quad (17)$$

$$F_{ij} = \frac{2}{\pi W} \left(W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - (H^2 + W^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{1}{(H^2 + W^2)^{1/2}} \right. \\ \left. + \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{(1+W^2)(1+H^2)}{1+W^2+H^2} \left[\frac{W^2(1+W^2+H^2)}{(1+W^2)(W^2+H^2)} \right]^{W^2} \left[\frac{H^2(1+H^2+W^2)}{(1+H^2)(H^2+W^2)} \right]^{H^2} \right\} \right) \quad (18)$$

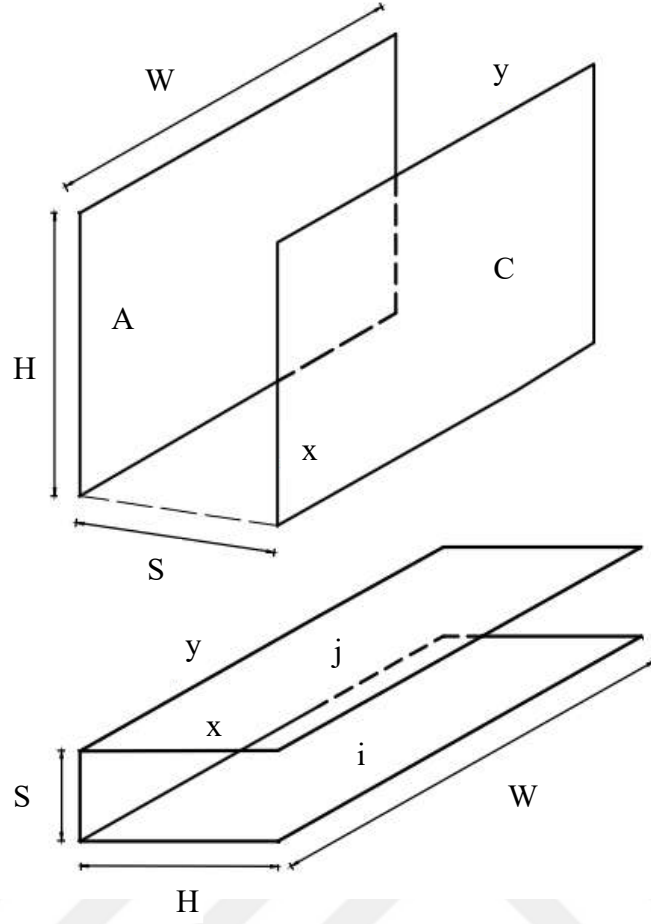
Şekil 3.16, 3.17, 3.18 ve 3.19'da gösterilen; 2 periyotlu, genliği $H/15$ (açık halde kanatçık yüksekliği 33,84 mm) olan dalgalı kesitli kanatçık için şekil faktörlerinin hesaplaması için:



Şekil 3.14 Birbirlerine dik iki plaka için şekil faktörü

$$\frac{S}{W} = \frac{10 \times 10^{-3}}{58 \times 10^{-3}} = 0,172 \quad (19)$$

$$\frac{H}{W} = \frac{33,84 \times 10^{-3}}{58 \times 10^{-3}} = 0,583 \quad (20)$$



Şekil 3.15 Birbirlerine paralel iki plaka için şekil faktörü

$$\frac{H}{S} = \frac{33,84 \times 10^{-3}}{10 \times 10^{-3}} = 3,384 \quad (21)$$

$$\frac{W}{S} = \frac{58 \times 10^{-3}}{10 \times 10^{-3}} = 5,8 \quad (22)$$

(19), (20), (21) ve (22) numaralı bağıntılardan hesaplanan değerler; ek-6 ve ek-7'de verilen grafiklere yerleştirilirse;

$$F_{CA} = 0,640 \quad (23)$$

$$A_A \cdot F_{AC} = A_C \cdot F_{CA} \quad (24)$$

$$F_{AC} = F_{CA} = 0,64 \quad (25)$$

$$F_{BA} = F_{BC} = 0,365 \quad (26)$$

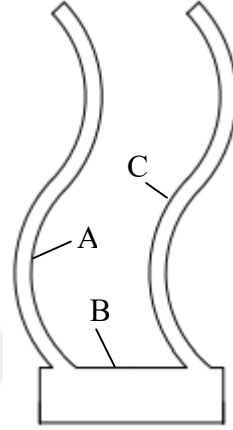
$$A_A \cdot F_{AB} = A_B \cdot F_{BA} \quad (27)$$

$$F_{AB} = \frac{10 \times 58 \times 10^{-6}}{33,84 \times 5,8 \times 10^{-6}} \times 0,365 = 0,107$$

$$F_{AB} = 0,107 \quad (28)$$

olarak bulunur.

Yapılan hesaplamalar ile şekil 3.16'te gösterilen kanatçık yüzeyleri hesaplama uyarlaması elde edilir. Tek tarafı kapalı modül için ışınlam şekil faktörü, kanatçıktan ortama (F_{AO}) şekil 3.17'de, şekil 3.18'de tabandan ortama (F_{BO}) ve iki tarafı kapalı modülde ışınlam faktörü için şekil 3.19'da iki tarafı kapalı kanatçıktan ortama (F_{1-0} ve F_{2-0}) gerçekleşen ışınlam ile ısı transferleri belirtilmiştir.



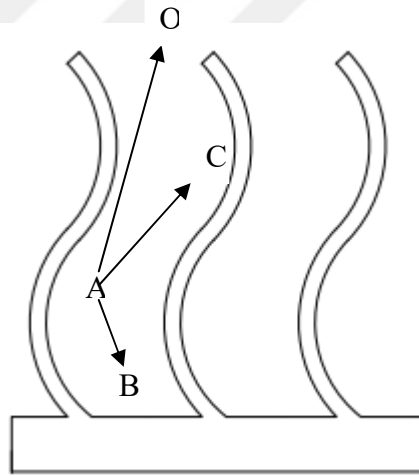
$$F_{AB} = 0,107$$

$$F_{AC} = 0,640$$

$$F_{BA} = 0,365$$

$$F_{BC} = 0,365$$

Şekil 3.16 Kanatçık yüzeyleri hesaplama uyarlaması



$$F_{AC} + F_{AB} + F_{AO} = 1$$

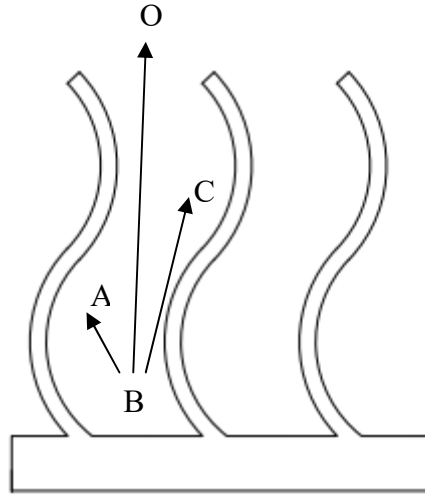
$$0,640 + 0,107 + F_{AO} = 1$$

$$F_{AO} = 0,253$$

Şekil 3.17 Tek tarafı kapalı modül için ışınlam şekil faktörü (F_{AO})

Kanatçıklı plakalarda A ve C yüzeylerinin (birbirlerine bakan kanatçık adedi) sayısı toplamda ondörttür. Belirtilen yüzeylere ait alanlar birbirlerine eşdeğer olduklarından (12) numaralı bağıntıda, veriler yerine konulurken alan ondört ile çarpılmıştır ve şekil 3.17'de belirtilen katsayı kullanılmıştır.

İki tarafı kapalı modülde tabandaki alandan (B), çevre ortama olan ışınlım şekil faktörü F_{BO} 'nun hesaplanması ise şekil 3.18'deki katsayı kullanılarak ve toplam özdeş taban adedi olan yedi ile çarpılarak hesaplanmıştır.

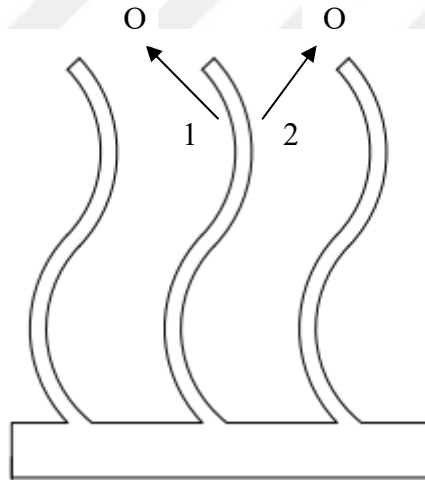


$$F_{BA} + F_{BC} + F_{BO} = 1$$

$$0,365 + 0,365 + F_{BO} = 1$$

$$F_{BO} = 0,270$$

Şekil 3.18 İki tarafı kapalı modül için ışınlım şekil faktörü (F_{BO})



$$F_{1-0} = F_{AO} = 0,253$$

$$F_{2-0} = F_{AO} = 0,253$$

Şekil 3.19 İki tarafı kapalı modül için ışınlım şekil faktörü (F_{1-0}) ve (F_{2-0})

Kanatçıklı plakarda çevre ortama doğrudan bakan iki adet yüzey bulunmaktadır (ilk kanatçığın dışarıya bakan yüzeyi ve sondaki kanatçığın dışarı bakan yüzeyi). Ayrıca bu yüzeyler direkt olarak çevre ortama baktıkları için şekil faktörü $F_{1-2}=1$ olarak ve yüzey adedi olan iki ile çarpılarak hesaplamalarda dikkate alınmıştır.

Kanatçık kenarlarındaki ışınlama ile ısı transferi hesaplanırken bu yüzeyler direkt olarak çevre ortama baktıkları için şekil faktörü $F_{1-2}=1$ olarak ve kenar sayısı olan onaltı ile çarpılarak hesaplanmıştır.

Son olarak kanatçıkların üst kenarları hesaplamalarında bu yüzeyler direkt olarak çevre ortama baktıkları için şekil faktörü $F_{1-2}=1$ olarak ve kenar sayısı olan sekiz ile çarpılarak hesaplanmıştır.

Elde edilen bütün şekil faktörlerinin ışınlama bağıntılarında yerlerine konulması ve kanatçıklardaki ışınlama ile gerçekleşen ısı transferi:

İki tarafı kapalı kanatçıkların ışınlama ile transfer ettiği ısı:

$$Q_{ışınlama\ kanatçık} = 14 \cdot \sigma \cdot A \cdot F_{1-2} \cdot (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (29)$$

$$Q_{ışınlama\ kanatçık} = 14 \times 5,67 \times 10^{-8} \times [33,84 \times 10^{-3} \times 58 \times 10^{-3}] \times 0,253 \times (T_w^4 - T_\infty^4)$$

$$Q_{ışınlama\ kanatçık} = 3,941 \times 10^{-10} \times (T_w^4 - T_\infty^4) \text{ W}$$

Tabandan çevre ortama ışınlama ile transfer edilen ısı:

$$Q_{ışınlama\ taban} = 7 \cdot \sigma \cdot A \cdot F_{1-2} \cdot (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (30)$$

$$Q_{ışınlama\ taban} = 7 \times 5,67 \times 10^{-8} \times [10 \times 10^{-3} \times 58 \times 10^{-3}] \times 0,27 \times (T_w^4 - T_\infty^4)$$

$$Q_{ışınlama\ taban} = 6,2154 \times 10^{-11} \times (T_w^4 - T_\infty^4) \text{ W}$$

Yan yüzeylerden çevre ortama ışınlama ile transfer edilen ısı:

$$Q_{ışınlama\ yan\ yüzey} = 2 \cdot \sigma \cdot A \cdot F_{1-2} \cdot (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (31)$$

$$Q_{ışınlama\ yan\ yüzey} = 2 \times 5,67 \times 10^{-8} \times [33,84 \times 10^{-3} \times 58 \times 10^{-3}] \times 1 \times (T_w^4 - T_\infty^4)$$

$$Q_{ışınlama\ yan\ yüzey} = 2,225 \times 10^{-10} \times (T_w^4 - T_\infty^4) \text{ W}$$

Kanatçık kenarlarından çevre ortama ışınlama ile transfer edilen ısı:

$$Q_{ışınlama\ kenar} = 16 \cdot \sigma \cdot A \cdot F_{1-2} \cdot (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (32)$$

$$Q_{ışınlama\ kenar} = 16 \times 5,67 \times 10^{-8} \times [33,84 \times 10^{-3} \times 1,5 \times 10^{-3}] \times 1 \times (T_w^4 - T_\infty^4)$$

$$Q_{ışınlama\ kenar} = 4,6049 \times 10^{-11} \times (T_w^4 - T_\infty^4) \text{ W}$$

Kanatçığin üst kısmındaki uçlardan çevre ortama ışıınım ile transfer edilen ısı:

$$Q_{ışıınım\ uç} = 8. \sigma. A. F_{1-2} x(T_w^4 - T_\infty^4) \quad (33)$$

$$Q_{ışıınım\ uç} = 8x5,67x10^{-8} x[1,5x10^{-3} x58x10^{-3}]x1x(T_w^4 - T_\infty^4)$$

$$Q_{ışıınım\ uç} = 3,9463x10^{-11} x(T_w^4 - T_\infty^4) W$$

$$Q_{ışıınım\ toplam} = Q_{ışıınım\ kanatçık} + Q_{ışıınım\ taban} + Q_{ışıınım\ yan\ yüzey} + Q_{ışıınım\ kenar} + Q_{ışıınım\ uç} \quad (34)$$

(34) numaralı bağıntı; kanatçıklı plakalar için toplam ışıınım ile transfer edilen ısı miktarının hesaplanmasında kullanılan ifadedir.

3.5. Örnek Hesaplamalar

3.5.1. Düz Plaka için Örnek Hesaplama

Daha önce belirtilmiş olan denklemler ve kabullere göre kanatçıksız düz plaka için de aynı şekilde kabul edilmiştir. Deneylerin tatbiki esnasında ölçülen sıcaklık değerleri (T_w ve T_∞) eklerdeki tablolarda belirtilmişlerdir. Ölçülen verilerden faydalanılarak Nusselt ve Rayleigh değerleri aşağıda belirtilen adımlar takip edilerek bulunmuştur. Buna göre örnek hesaplama düz plakaya ait 2,35 W güç değerine göre yapılmıştır.

$$P = 2,35 W$$

$$T_w = 338,15 K \text{ (Plakanın yüzey sıcaklığı)}$$

$$T_\infty = 306,15 K \text{ (Çevreleyen ortamın sıcaklığı)}$$

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} = 322,15 K \text{ (Sıcaklık ortalaması)}$$

$$\Delta T = T_w - T_\infty = 32 K \text{ (Sıcaklık farkı)}$$

$$A_{plaka} = L.W = (90x10^{-3})x(60x10^{-3}) = 0,0054 m^2 \text{ (Plakanın yüzey alanı)}$$

$$Q_{ışıınım} = F_\varepsilon \cdot F_{1-2} \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_w^4 - T_\infty^4) W$$

$$F_{1-2} = 1 \text{ (Şekil faktörü kanatçıksız düz plaka için 1'dir)}$$

ε : Işıınım yayılım katsayısı (Cismin yüzeyi siyah cisim kabul edildiğinden 1'dir)

σ : Stefan-Boltzman sabiti ($W. m^{-2}. K^{-4}$)

$$Q_{ışıınım} = 1x1x5,67x10^{-8} x0,0054x(338,15^4 - 306,15^4)$$

$$Q_{ışınım} = 1,3133 W$$

$$Q_{taşınım} = P - Q_{ışınım}$$

$$Q_{taşınım} = 1,0367 W$$

$$Nu = \frac{h.L}{k} \text{ (Nusselt sayısı)}$$

h : Isı taşınım katsayısı

L^* : Karakteristik uzunluk (Düşey kenar uzunluğu), $L^* = 90 \text{ mm}$

k : çevre ortamdaki havanın ısı taşınım katsayısı; $T_f = 322,15 \text{ K}$ için

$$k = 0,02705 W.m^{-1}. K^{-1}$$

$$Q_{taşınım} = h. A. (T_w - T_\infty) \text{ denkleminde:}$$

h değerinin yerine Nu sayısına ait bağıntı yazılıp veriler yerine konulursa;

$Nu = 19,96$ olarak hesaplanır.

$$\text{Rayleigh sayısı; } Ra = g. \beta. \Delta T. L^3. \frac{Pr}{\nu^2}$$

g : Yer çekimi ivmesi; $g = 9,81 \text{ m} . s^{-2}$

$$\beta : \text{Isıl genleşme katsayısı; } \beta = \frac{1}{T_f}, \beta = 0,00310 \text{ K}^{-1}$$

Pr : Prandtl sayısı $T_f = 322,15 \text{ K}$ için ; $Pr = 0,7230$

ν : Kinematik viskozite $T_f = 322,15 \text{ K}$ için ; $\nu = 0,00001789 \text{ kg} . K^{-1} . s^{-1}$

Veriler (1) numaralı bağıntıda yerlerine konulursa; $Ra = 1,60 \times 10^6$ olarak bulunur.

3.5.2. Kanatçıklı Plaka için Örnek Hesaplama

Bu başlık altında verilen kanatçıklı plaka için hesaplama örneğinde dalga kanatçıklı 2 periyotlu ve H/15 mm genlikli kanatçıklı test plakası için değerler kullanılmıştır. Daha önce belirtilmiş olan kabuller, buradaki hesaplamalar için de geçerlidir.

$$P = 2,91 W$$

$$T_w = 316,15 \text{ K} \text{ (Plakanın yüzey sıcaklığı)}$$

$$T_\infty = 305,15 \text{ K} \text{ (Çevreleyen ortamın sıcaklığı)}$$

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} = 310,65 \text{ K} \text{ (Sıcaklık ortalaması)}$$

$$\Delta T = T_w - T_\infty = 11 \text{ K} \text{ (Sıcaklık farkı)}$$

$$A_{plaka} = L.W = (90 \times 10^{-3}) \times (58 \times 10^{-3}) = 0,00522 \text{ m}^2 \text{ (Plakanın yüzey alanı)}$$

$$Q_{ışınım toplam} = Q_{ışınım kanatçık} + Q_{ışınım taban} + Q_{ışınım yan yüzey} + Q_{ışınım kenar} + Q_{ışınım uç}$$

$$Q_{ışınım} = 1,0084 \text{ W}$$

$$Q_{taşınım} = P - Q_{ışınım}$$

$$Q_{taşınım} = 1,8921 \text{ W}$$

$$Nu = \frac{h.L}{k} \text{ (Nusselt sayısı)}$$

h : Isı taşınım katsayısı

L^* : Karakteristik uzunluk (Düşey kenar uzunluğu), $L^* = 90 \times 10^{-3} \text{ m}$

k : Çevre ortamdaki havanın ısı taşınım katsayısı; $T_f = 310,65 \text{ K}$ için

$$k = 0,0261 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$Q_{taşınım} = h.A.(T_w - T_\infty)$ denkleminde:

h değerinin yerine Nu sayısına ait bağıntı yazılıp veriler yerine konulursa;

$Nu = 113,69$ olarak hesaplanır.

Rayleigh sayısı; $Ra = g.\beta.\Delta T.L^3.\frac{Pr}{g^2}$

g : Yer çekimi ivmesi; $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

β : Isıl genişleme katsayısı; $\beta = \frac{1}{T_f} \beta = 0,00322 \text{ K}^{-1}$

Pr : Prandtl sayısı $T_f = 310,65 \text{ K}$ için ; $Pr = 0,7261$

ν : Kinematik viskozite $T_f = 310,65 \text{ K}$ için ; $\nu = 0,000016788 \text{ kg.K}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$

Veriler (1) numaralı bağıntıda yerlerine konulursa; $Ra = 6,52 \times 10^5$ olarak bulunur.

3.6. Belirsizlik Analizi

Yapılan araştırmalarda elde edilen bulgular kadar bir diğer önemli etmen de bu araştırmalar esnasında elde edilen verilerin doğruluğunun belirlenebilmesidir. Yüzde yüz doğru olarak ölçüm yapabilmek her araştırmacının ortak isteğidir fakat her ne kadar özen gösterilse dahi, en azından ölçüm araç ve gereçlerinin belirli bir miktar toleransı ihtiva etmesi sonuçları etkilemektedir. Bu mevcut etkilerin hassasiyetlerinin, deneydeki değişkenlere ne oranda etkide bulunduğu ise hesaplanabilmektedir, bu hesaplama da belirsizlik analizi adlı yöntemiyle yapılabilmektedir. Ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu

durumda $R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ yazılabilir. Her bir değişkene ait hata oranları $w^*_1, w^*_2, w^*_3, \dots, w^*_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w^*_R ise:

$$w^*_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w^*_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w^*_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w^*_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (35)$$

bağıntısı ile hesaplanır (Genceli, 1998).

Yapılan bu deneylerde, ölçümde belirsizliğe sebep olması muhtemel olarak şu hususlar tespit edilmiştir:

- Elektrik enerjisinin gerilimin ölçülmesinde kullanılan multimetre cihazının toleransı (%1.2),
- Elektrik enerjisinin akım değerinin ölçülmesinde kullanılan multimetre cihazının toleransı (%2.5),
- Sıcaklık gösterge cihazının toleransı (%0.2).

Yukarda belirtilenler dışında herhangi bir hatanın olmadığı kabul edilmiştir.

Ölçülen değerler cinsinden Nusselt sayısı (5) numaralı bağıntıdan:

$$Nu = \frac{hL}{k}$$

Nusselt sayısı için belirsizlik ifadesi:

$$W^*_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial h} w^*_h \right)^2 \right]^{1/2} \quad (36)$$

Taşınım katsayısındaki belirsizlik w^*_h , bir sıralama dahilinde; önce taşınım ile ısı transferi ardından ışıınım ile ısı transferi için belirsizlikler hesaplandıktan sonra bulunmuştur. Belirsizlik ile ilgili bu ifadeler aşağıda belirtilmiştir. Ölçümlenen belirsizlikler hariç, diğer belirsizlikler bu çalışmada ihmal edilmiştir.

Taşınım katsayısındaki belirsizlik:

$$W^*_h = \left[\left(\frac{\partial h}{\partial Q_{\text{taşınım}}} w^*_{Q_{\text{taşınım}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_W} w^*_{T_W} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_\infty} w^*_{T_\infty} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (37)$$

(8) numaralı bağıntıdan ($Q_{\text{taşınım}} = V.I - Q_{\text{ışınım}}$) taşınım için belirsizlik:

$$W_{Q_{\text{taşınım}}}^* = \left[\left(\frac{\partial Q_{\text{taşınım}}}{\partial I} w_I^* \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{\text{taşınım}}}{\partial V} w_V^* \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{\text{taşınım}}}{\partial Q_{\text{ışınım}}} w_{Q_{\text{ışınım}}}^* \right)^2 \right]^{1/2} \quad (38)$$

(11) numaralı bağıntıdan ($Q_{\text{ışınım}} = F_{\varepsilon} \cdot F_{1-2} \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_W^4 - T_{\infty}^4)$) ışıınım ile olan ısı transferindeki belirsizlik:

$$W_{Q_{\text{ışınım}}} = \left[\left(\frac{\partial Q_{\text{ışınım}}}{\partial T_W} w_{T_W} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{\text{ışınım}}}{\partial T_{\infty}} w_{T_{\infty}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (39)$$

$$W_{Nu} = \frac{W_h L}{k} \quad (40)$$

şeklinde bulunur.

Nusselt sayısı için toplam belirsizlik yüzdesel olarak:

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} \times 100 \quad (41)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Tablo 3.1 Hesaplanan değişkenlere ait belirsizlik değerleri

Taşınımdaki toplam belirsizlik ($W_{Q_{\text{taşınım}}}$)	$\pm 0,12$	Sadece ışıınımdan dolayı Nusselt sayısındaki belirsizlik	$\pm \%0,375$
İşınımdaki toplam belirsizlik ($W_{Q_{\text{ışınım}}}$)	$\pm 0,006$	Sadece elektrik geriliminin ölçümünden dolayı Nusselt sayısındaki belirsizlik	$\pm \%2,686$
Taşınım toplam katsayısındaki belirsizlik (W_h)	$\pm 0,5$	Sadece elektrik akımının ölçümünden dolayı Nusselt sayısındaki belirsizlik	$\pm \%5,655$
Nusselt sayısındaki toplam belirsizlik (W_{Nu})	$\pm 1,6$		
Nusselt sayısındaki toplam yüzdesel belirsizlik			$\pm \%7,54$

Yukardaki tabloda belirtilen değerler; yalnızca bir deneye ait verilere göre hesaplanmıştır. Ölçülen parametrelerin belirsizlik değerleri incelendiğinde Nusselt sayısına toplam etkinin, $\pm 1,6$ ve $\pm \%7,54$ olarak saptandığı görülmektedir.

Bu belirsizliğin oluşmasındaki başlıca etkiye; taşınım hesaplamasında kullanılan elektrik enerjisindeki akım ve gerilim ölçümlerindeki kullanılan cihazın sebep olduğu görülmektedir. Bu sebeple elektrik enerjisinin değerlerinin daha hassas biçimde ölçülmesi gerekliliği sonucuna varılmaktadır.



4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu araştırmada yapılan deneyler; beş farklı test seti ile (düz plaka, dikdörtgen kesitli kanatçıklı plaka, 2 periyotlu H/30, H/15 ve H/10 genlikli sinüzoidal kanatçıklı plaka ile gerçekleştirilmiştir. Isıtılan yüzey yukarı bakacak şekilde yatay konumlandırılmış test numuneleri için farklı güç değerlerinde, her bir test için yaklaşık 2 W'lık artışlarla ve her bir test seti için ayrı ayrı ölçümler yapılmıştır. Deney sonuçlarının güvenilirliği, düz plaka için literatürde verilen bazı korelasyonlar kullanılarak (Şekil 4.1, 4.2, 4.3 ve 4.4) karşılaştırılmış; teorik ve deneysel verilerin tutarlılığı saptanmıştır.

Yatay levha için sıcak yüzeyin yukarı bakması durumunda Mc Adams korelasyonu;

$$10^5 < Ra_L < 2 \times 10^7 \quad Nu = 0,54 \times Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad (42)$$

$$2 \times 10^7 < Ra_L < 3 \times 10^{10} \quad Nu = 0,15 \times Ra_L^{\frac{1}{3}} \quad (43)$$

(42) ve (43) numaralı eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir. Rayleigh sayısının hesaplanmasında karakteristik uzunluk olarak (L^*), aşağıda belirtilen eşitliklerin kullanılmasıyla daha hassas sonuçların elde edilebileceği belirtilmektedir (Yüncü H., Kakaç S., 1999).

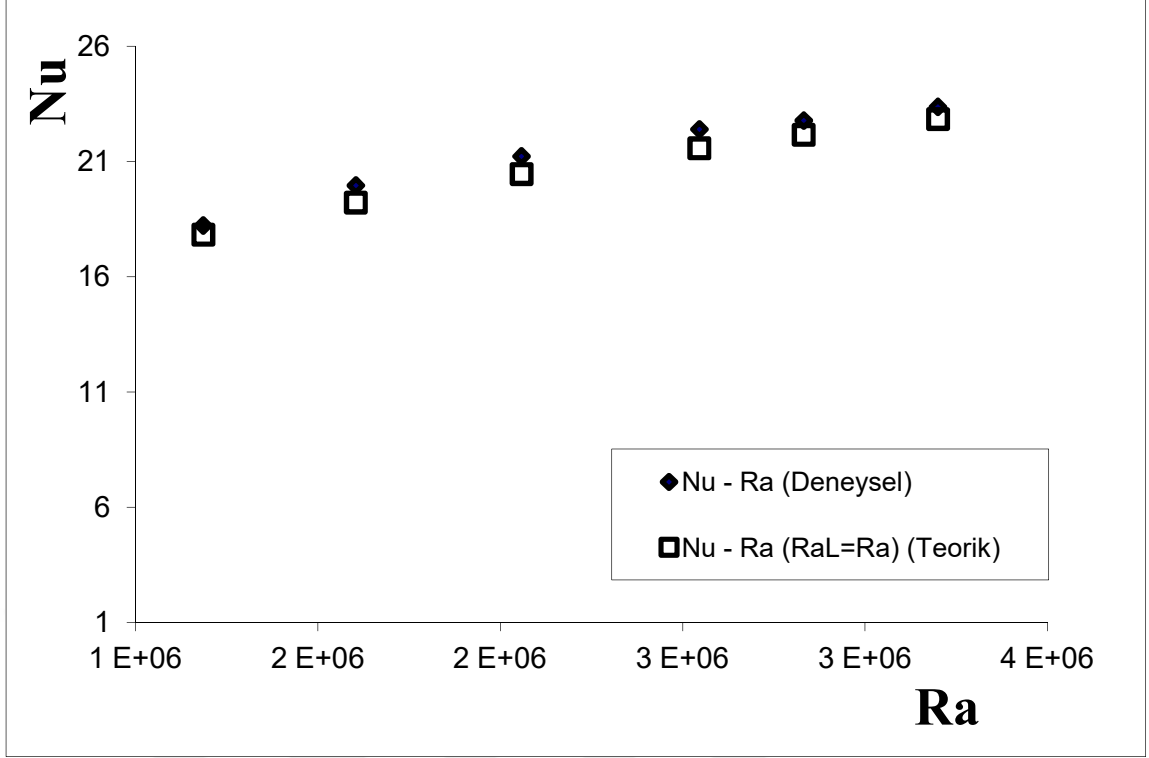
$$L^* = L \quad (44)$$

$$L^* = A/\rho \quad (45)$$

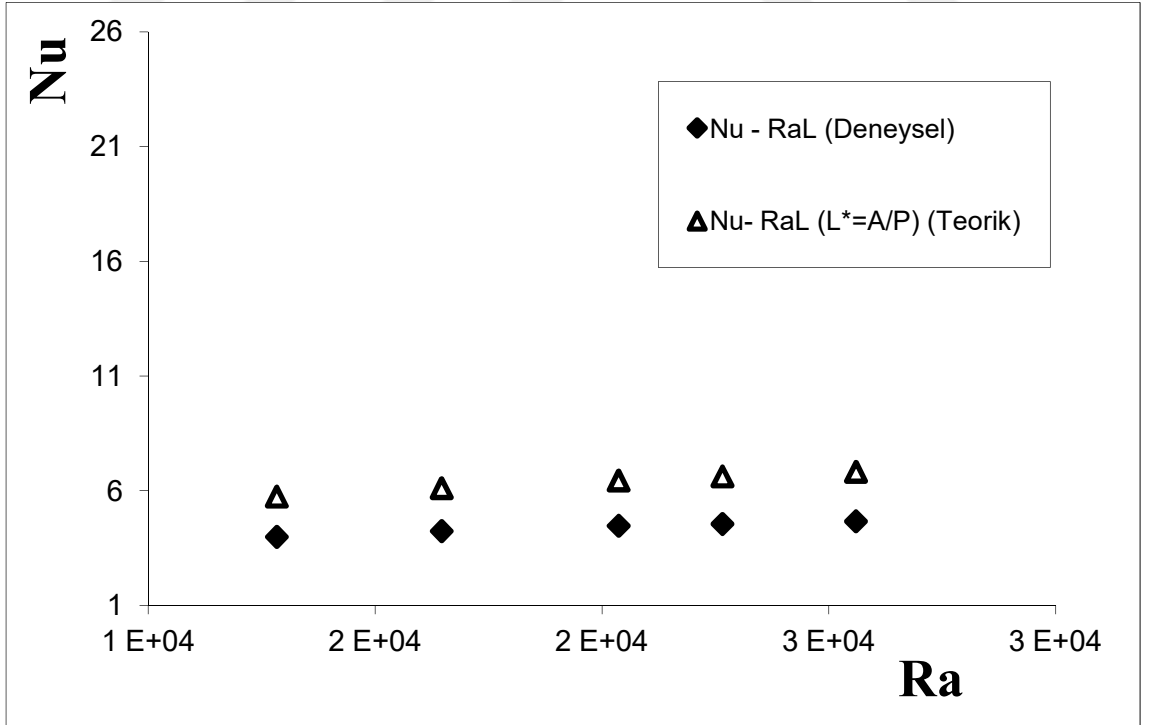
$$L^* = (L+W)/2 \quad (46)$$

$$L^* = W \quad (47)$$

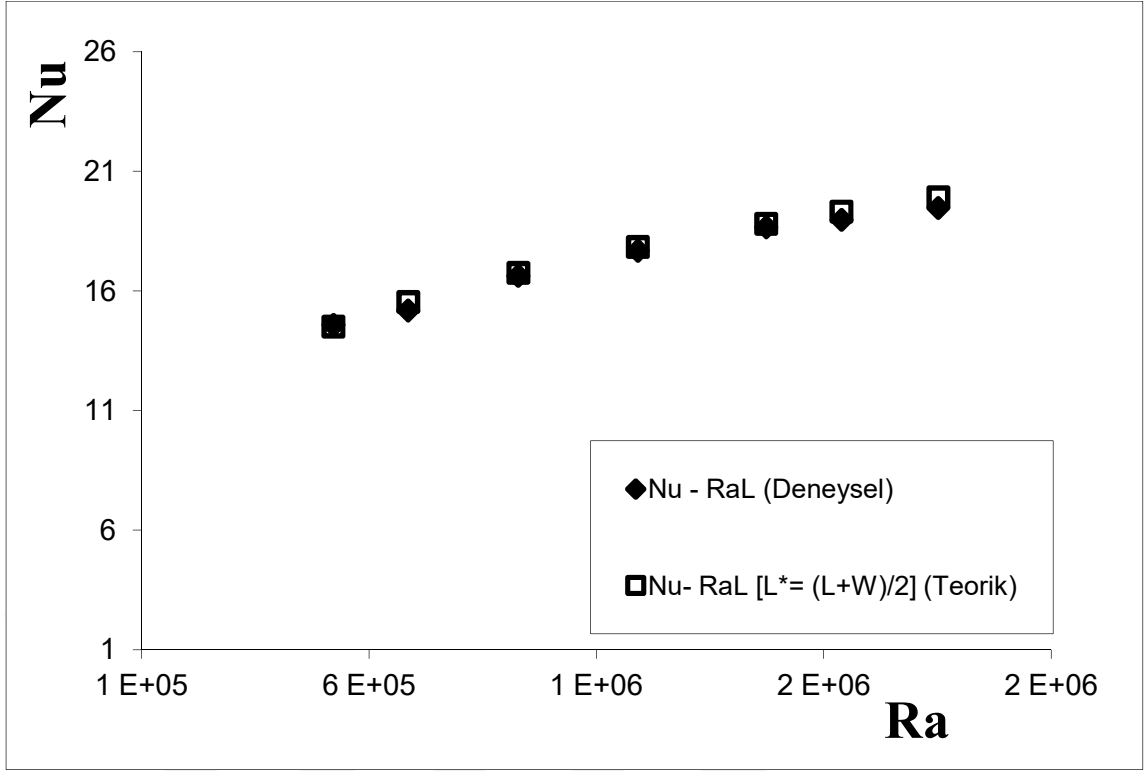
Buna göre şekil 4.1, 4.2, 4.3 ve 4.4'te, düz plakada farklı karakteristik uzunluklar için Mc Adams korelasyonu kullanılarak Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimleri gösterilmektedir. Bu şekiller incelendiğinde hesaplamalarda kullanılan bütün karakteristik uzunluk değerlerinde düz plaka için deneysel sonuçların Mc Adams korelasyonu ile uyum sağladığı görülmektedir. Böylelikle deneysel ölçümlerin doğrulunun sağlandığı da görülmüştür. Bu çalışmada kanatçıklı plakalarda literatürde en çok kullanılan karakteristik uzunluk, $L^* = L$ değerleri için hesaplamalar yapılmıştır.



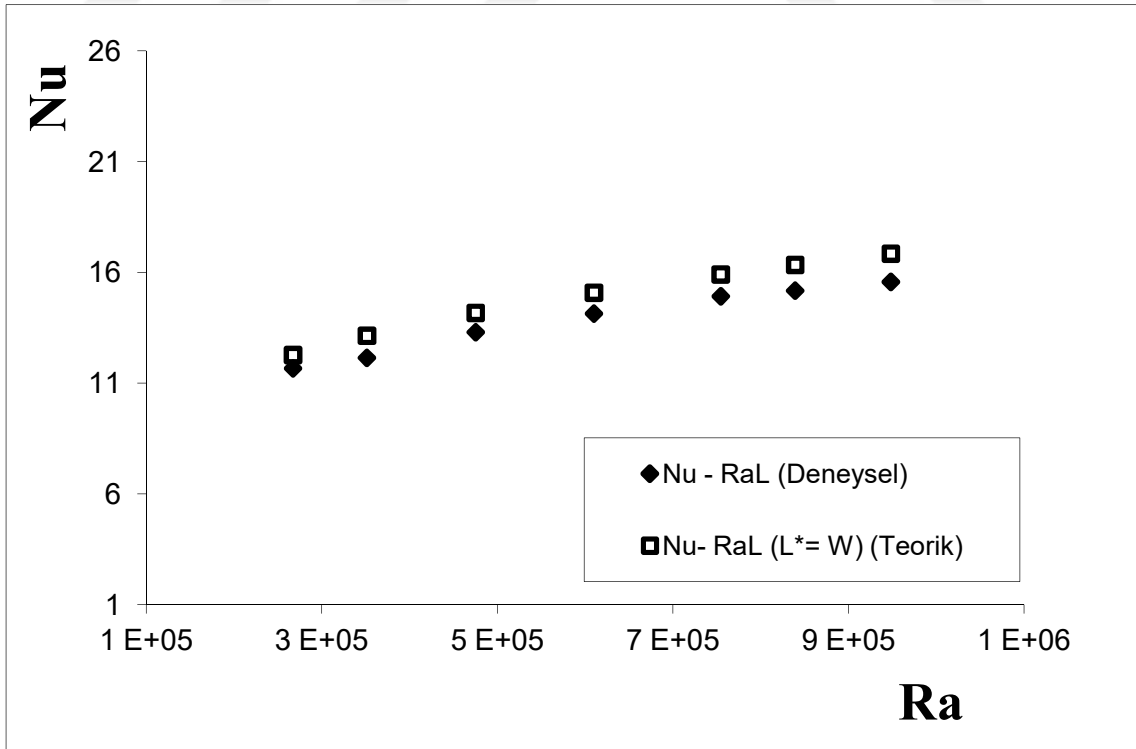
Şekil 4.1 Karakteristik uzunuk, $L^* = L$ için Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi



Şekil 4.2 Karakteristik uzunuk, $L^* = A/P$ için Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi



Şekil 4.3 Karakteristik uzunluk, $L^* = (L+W)/2$ için Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi



Şekil 4.4 Karakteristik uzunluk, $L^* = W$ için Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi

Şekil 4.5'te Rayleigh sayısına göre Nusselt sayısındaki değişimler gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde kanatçıklı plakaların değişim eğrileri benzerlik göstermektedir. Bu eğriler daha detaylı incelendiğinde ise Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi düz plaka için çok az artış oranı gösterirken, kanatçıklı plakalarda bu oranın oldukça fazla olduğu görülmektedir. Bu durum kanatçıklı plakalarda taşınım katsayısı değerlerinin Rayleigh sayısı değişimine göre daha yüksek değerler alması ile açıklanabilir. Plakaların birbirlerine göre Nusselt sayısındaki değişimleri incelendiğinde, başta bütün kanatçıklı plakaların düz plakaya göre Nusselt sayısının büyük değerler aldığı görülmektedir. Beklenildiği gibi Nusselt sayısındaki değişim değerleri dikdörtgen kesitli kanatçıkta en az iken, H/15 ve H/30 genlikli dalgalı kanatçıkta daha büyük Nusselt sayıları değerleri görülmektedir. Ancak yüksek Rayleigh sayılarında H/10 genlikli kanatçıklı plaka en düşük Nusselt sayısı değerleri almaktadır. Yine eğriler incelendiğinde kanatçıklı plakalarda genlik değerinin azalması ile Nusselt sayısı değerlerinin arttığı görülmektedir. Bunun yanında H/10 genlikli kanatçıklı plakanın Nusselt değerlerinin, düz kanatçıklı plakaya yakın değerler aldığı görülmektedir. Hatta belli bir Rayleigh sayısına kadar düz kanatçıklı plakaya kıyasla daha yüksek değerler daha sonralarında ise daha düşük değerler almaktadır. Dalgalı kanatçıklarda, genlik değerinin artması ile Nusselt değerlerin düşmesinin nedeni, genliğin büyümesi ile akışkan hareketinin engellenmesi sonucunda gerçekleşecek olan ısı transferi miktarının azalması olduğu düşünülmektedir. Sonuç olarak H/30 ve H/15 genlik değerine sahip dalgalı kanatçıklı plakanın ısı performanslarının düz kanatçığa göre daha yüksek olduğu ve H/30'un en yüksek olduğu görülmektedir.

Şekil 4.6'da Rayleigh sayısına göre ışıınım ile gerçekleşen ısı transferinin toplam ısı transferine etkisi gösterilmiştir. Düz plaka için ışıınım ile gerçekleşen ısı transferinin Rayleigh sayısından etkilenmediği görülmektedir. Bu durum toplam ısı transferinde ışıınım ve taşınım etkilerin değişiminin hemen hemen aynı olmasından kaynaklanmaktadır. Kanatçıklı plakalara ait eğriler incelendiğinde ise ışıınım ile ısı transferi oranı çok daha belirgin ve birbirlerine benzer biçimde belirli bir Rayleigh sayısına kadar hemen hemen doğrusal olarak azaldığı sonrasında ise Rayleigh sayısına göre değişmediği görülmektedir. Eğrilerdeki bu değişim, düşük Rayleigh sayılarında ışıınımın daha etkili olduğunu ve belirli bir Rayleigh sayısı artışına kadar taşınım etkisinin arttığı ve de ışıınım etkisinin azaldığını göstermektedir. Belirli bir Rayleigh sayısı ($Ra \approx 1,8 \cdot 10^6$) sonrasında ise ışıınım ve taşınım etki oranlarının aynı olduğunu

göstermektedir. Kanatçıklı plakalarda ışınlım oranının toplam ısı transferine göre belirli bir Rayleigh sayısına kadar ($Ra \approx 1,8 \cdot 10^6$) en çok etkinin dikdörtgen kesitli kanatçıklı plakada olduğu görülürken, en az oranın H/30 genlikli plakada olduğu görülmektedir. Belirli bir Rayleigh sayısından ($Ra \approx 1,8 \cdot 10^6$) sonrasında ise en çok etkinin H/10 genlikli dalgalı kanatçıklı plakada olduğu görülürken, en az etkinin yine H/30 genlikli dalgalı kanatçıklı plakada olduğu görülmektedir.

Şekil 4.7’de ise Rayleigh sayısına göre taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarının toplam ısı transferine etkisi gösterilmektedir. Düz plaka için taşınım ile gerçekleşen ısı transferi Rayleigh sayısından etkilenmediği görülmektedir. Bu durum şekil 4.6’daki eğride de gösterildiği ve açıklandığı üzere; toplam ısı transferinde ışınlım ve taşınım etkilerin değişiminin hemen hemen aynı olduğundan kaynaklanmaktadır. Kanatçıklı plakalara ait eğriler incelendiğinde ise taşınım ile ısı transferi oranı çok daha belirgin ve birbirlerine benzer biçimde belirli bir Rayleigh sayısına kadar hemen hemen doğrusal olarak arttığı sonrasında ise Rayleigh sayısına göre değişmediği görülmektedir. Eğrilerin bu değişimi, düşük Rayleigh sayılarında taşınımın daha az etkili olduğunu ve sonrasında belirli bir Rayleigh sayısı artışına kadar taşınım etkisinin arttığı ve de ışınlım etkisinin azaldığını göstermektedir. Belirli bir Rayleigh sayısına ($Ra \approx 1,8 \cdot 10^6$) ulaştıktan sonra ise ışınlım ve taşınım etki oranlarının aynı olduğunu göstermektedir. Kanatçıklı plakalarda taşınım oranının toplam ısı transferine göre belirli bir Rayleigh sayısına kadar ($Ra \approx 1,8 \cdot 10^6$) en çok etkinin oranın H/30 genlikli plakada olduğu görülürken dikdörtgen kesitli kanatçıklı plakada en az olduğu görülmektedir. Belirli bir Rayleigh sayısından ($Ra \approx 1,8 \cdot 10^6$) sonrasında ise en çok etkinin H/30 genlikli dalgalı kanatçıklı plakada olduğu görülürken, en az etkinin yine H/10 genlikli dalgalı kanatçıklı plakada olduğu görülmektedir.

Şekil 4.8 Kanatçıklı plakalarda taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin sıcaklık farkına göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.8 incelendiğinde kanatçıklı plakalar için değişimin benzer doğrultuda olduğu görülmektedir. Düz plakada taşınım ile gerçekleşen ısı transferi kanatçıklı plakalara göre daha az miktarda artış göstermektedir. Bunun sebebi kanatçıklı plakalarda ısı transferi yüzey alanın artmasıyla birlikte ısı taşınım miktarının artması olarak gösterilebilir. Şekil incelendiğinde sıcaklık farkının artması ile genlik değeri arttıkça H/10’a kadar taşınım miktarları da artış göstermiştir. Bununla beraber kanatçıklı plakalarda dikdörtgen kesitli kanatçıklı plaka, belli sıcaklık farkına

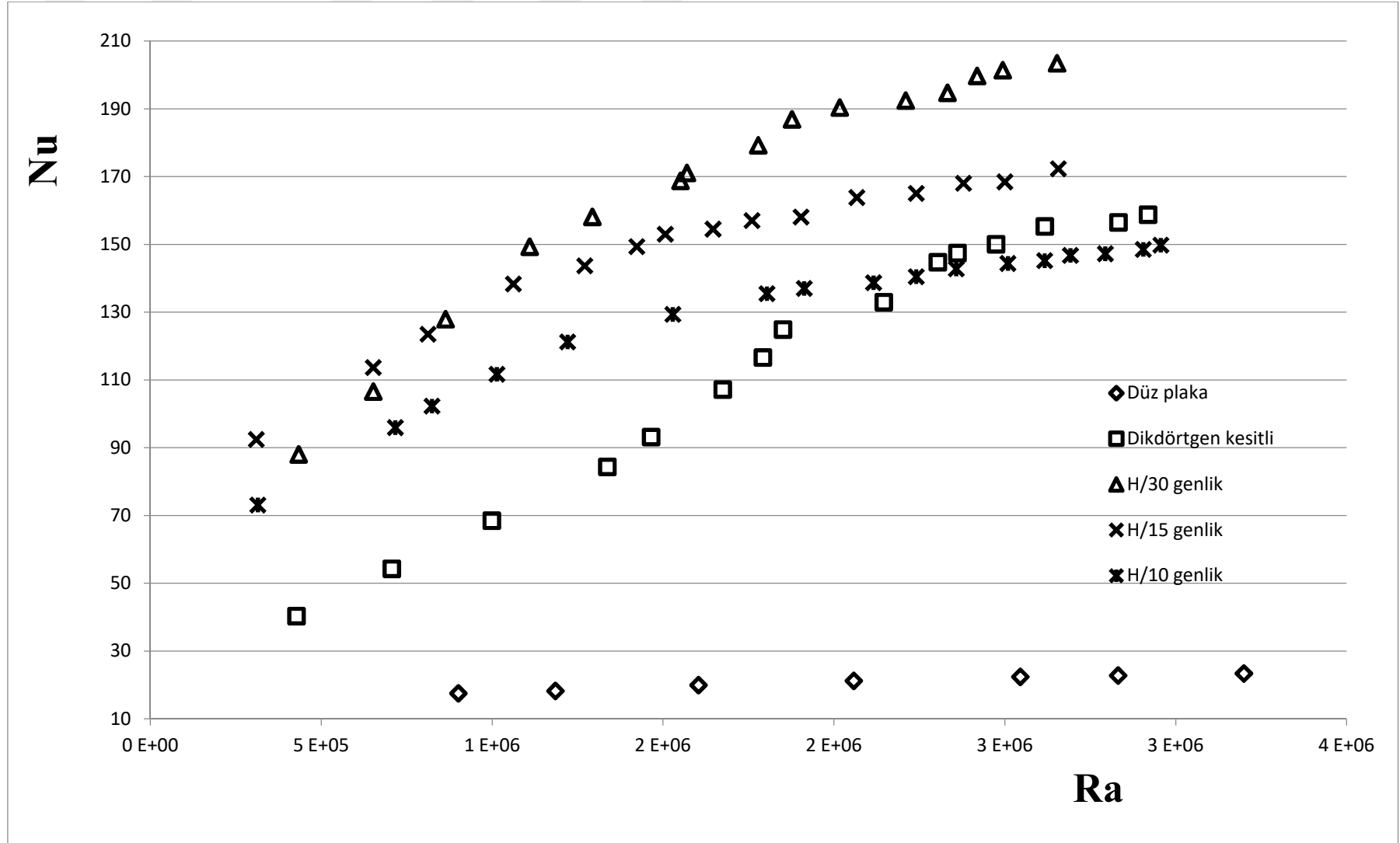
kadar ($\Delta T \approx 50^\circ$) taşınım ile gerçekleşen ısı transferi en az olduğu görülmektedir. Ancak belli bir sıcaklık farkı değerine ulaşıldıktan sonra ($\Delta T \approx 50^\circ$), H/10 genlikli dalgalı kanatçık dikdörtgen kesitli kanatçıklı plakadan daha düşük bir performans göstermektedir. Diğer yandan sıcaklık farkına göre en fazla taşınım miktarı H/30 genlikli dalgalı kanatçıkta olarak görülmektedir. Sonuç olarak, H/15 genlikli dalgalı kanatçıklı plaka belirli sıcaklık farkına kadar ($\Delta T \approx 30^\circ$), H/30 genlikli dalgalı kanatçıklı plaka ile hemen hemen benzer bir taşınım miktarı değeri göstermiş fakat sonrasında sıcaklık farkı arttıkça H/30 genlikli numune en iyi taşınım miktarını sağlamıştır.

Şekil 4.9 sıcaklık farkının değişimine göre ışıınım miktarlarını göstermektedir. Bütün plakalar için sıcaklık farkının arttıkça ışıınım miktarlarının da arttığı görülmektedir. Düz plaka tahmin edildiği gibi en az ışıınım artışı gösteren numune olmuştur. Bunun sebebi yüksek sıcaklık farklarına ulaşmasına rağmen, ışıınım yüzey alanının diğer numunelere göre daha az olması olarak değerlendirilmektedir. Kanatçıklı plakalar incelendiğinde dikdörtgen kesitli ve H/30 genlikli dalgalı kanatçıklı plakaların en az ışıınım ile ısı transferi miktarına sahip olduğu görülmektedir. ışıınım ile ısı transferi miktarı, genlikteki ve sıcaklık farkındaki artış ile yükselmektedir. H/10 genlikli dalgalı kanatçıklı plaka tüm sıcaklık farkı aralıklarında en yüksek ışıınım ile transfer miktarını gerçekleştirmiştir. Bu sebeple dalgalı kanatçıklı plakalarda; genlik değerinin azalması ile birlikte ,ışıınımın gerçekleştiği yüzey alanının da azalması sonucu ışıınım miktarının da azaldığı sonucuna varılabilir.

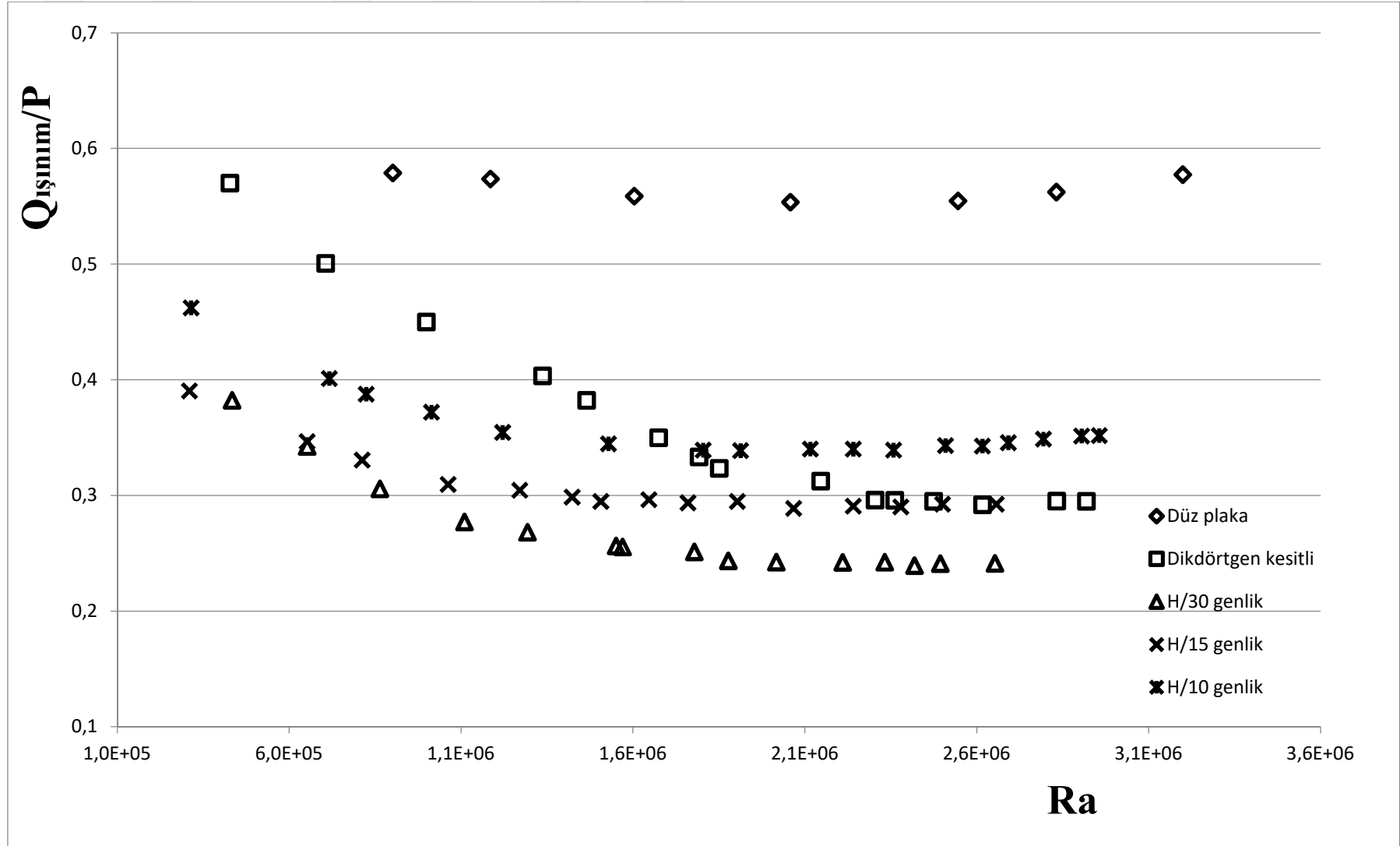
Şekil 4.10'da toplam ısı transferi miktarının (ışıınım+taşınım) sıcaklık farkı ile değişim eğrileri gösterilmiştir. Sıcaklık farkı arttıkça, bütün plakalar için toplam ısı transferi miktarında artış gözlemlenmiştir. Daha önce de açıklandığı üzere düz plaka bütün sıcaklık farkı değerlerinde kanatçıklı plakaların tamamından kötü bir ısı transferi(ışıınım+taşınım) performansı göstermiştir. Buna sebep olarak artan Rayleigh sayılarında düz plakanın, Nusellit sayısında bir artış göstermemesi ve ışıınım miktarının da Rayleigh sayısı ve sıcaklık farkı artışlarında, taşınım oranının benzer biçimde kalması gösterilebilir. Kanatçıklı plakalar için ise beklenildiği gibi en düşük toplam ısı transfer oranı belirli bir sıcaklık farkına kadar ($\Delta T \approx 50^\circ$), dikdörtgen kesitli kanatçıklı plakada olmuştur. Ancak belirli bir sıcaklık farkı değerinden ($\Delta T \approx 50^\circ$) sonra ise dikdörtgen kesitli kanatçık ve H/10 genlikli dalgalı kanatçık benzer toplam ısı transfer eğrileri göstermişlerdir. Dalgalı kanatçıklı plakalar ise kendi aralarında incelendiğinde H/30 genlik değeri haricinde genlik değerinin artması toplam ısı transfer miktarına

olumsuz yönde etki etmiştir. Yani H/30 genlik değeri hariç H/15 ve H/10 genlikli dalgalı kanatçıklı plakalar zayıf bir soğutma performansı göstermişlerdir. Sonuç olarak dalgalı kanatçıklı plakalar için genlik değeri sadece belirli bir noktaya kadar (H/30) toplam ısı transferi iyileştirmesi sağlamaktadır. Genlik değerinin bu noktadan sonra artışı her ne kadar ışıınım açısından fayda sağlasa dahi kanatçıklar arasındaki kanallarda hava akışını engelleyerek taşınımla ısı transferine olumsuz yönde etki etmekte olduğu, bu sebeple de toplam ısı transferi bakımından olumlu etki sağlayamadığı sonucuna varılmaktadır.

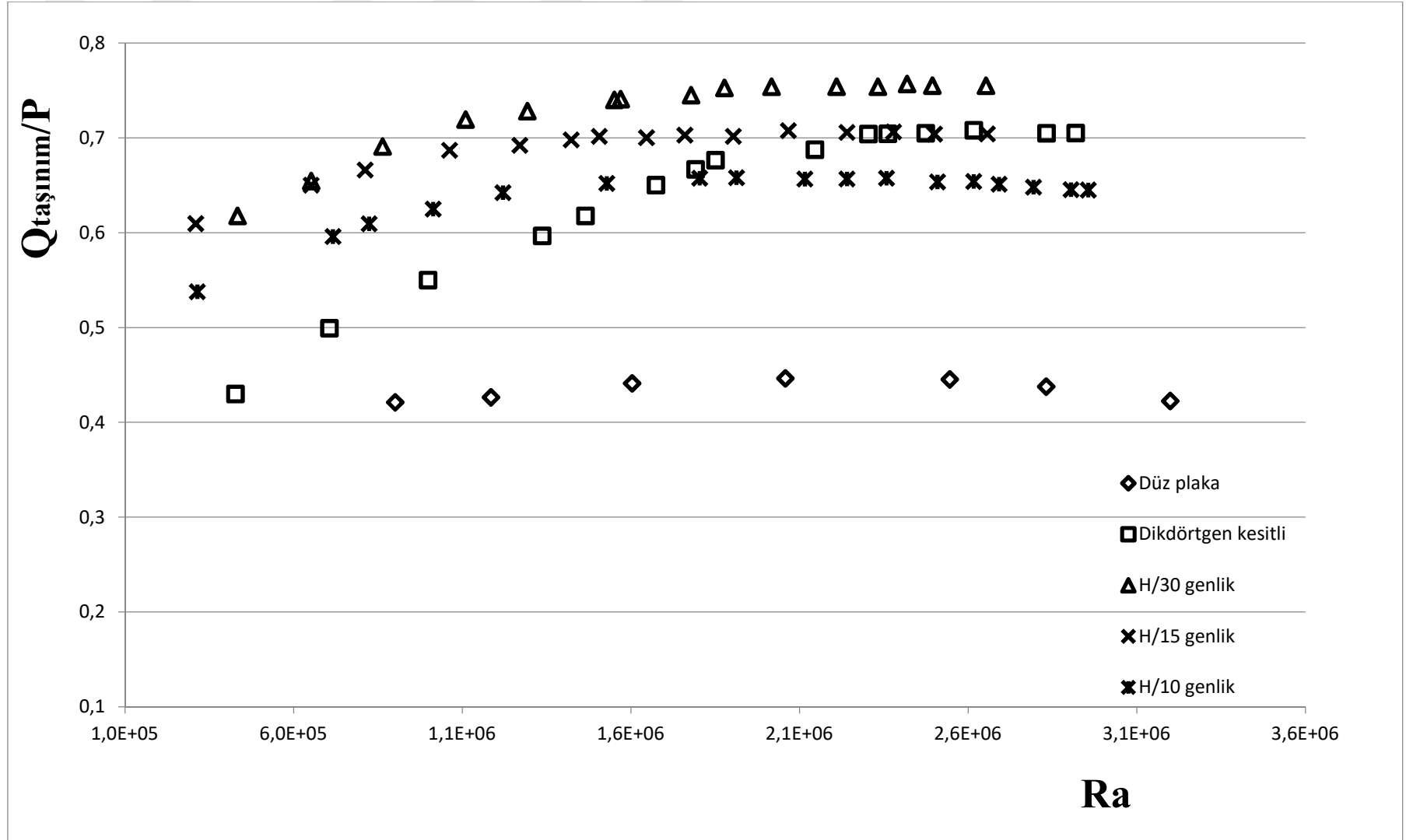




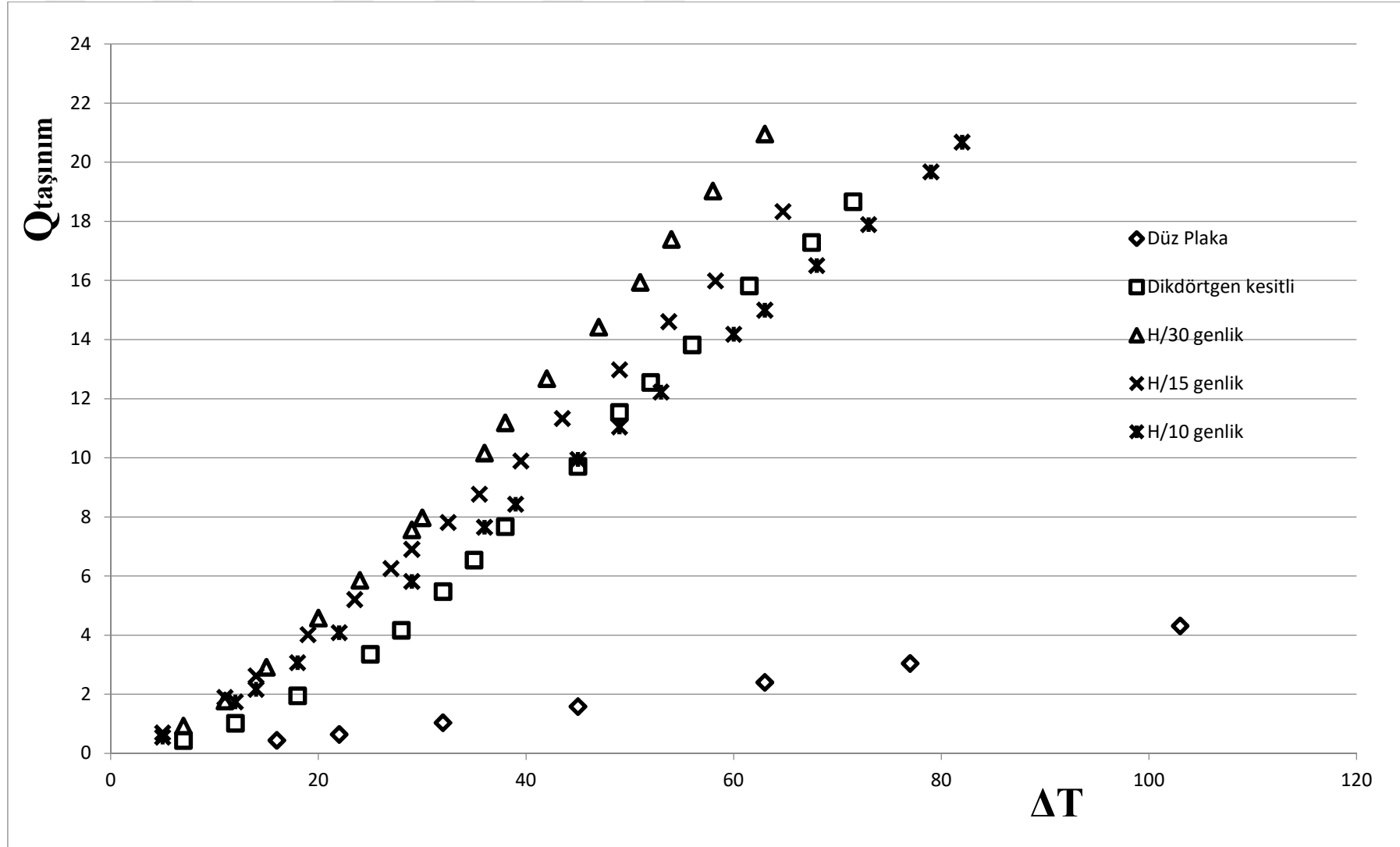
Şekil 4.5 Kanatçıklı plakalarda Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi



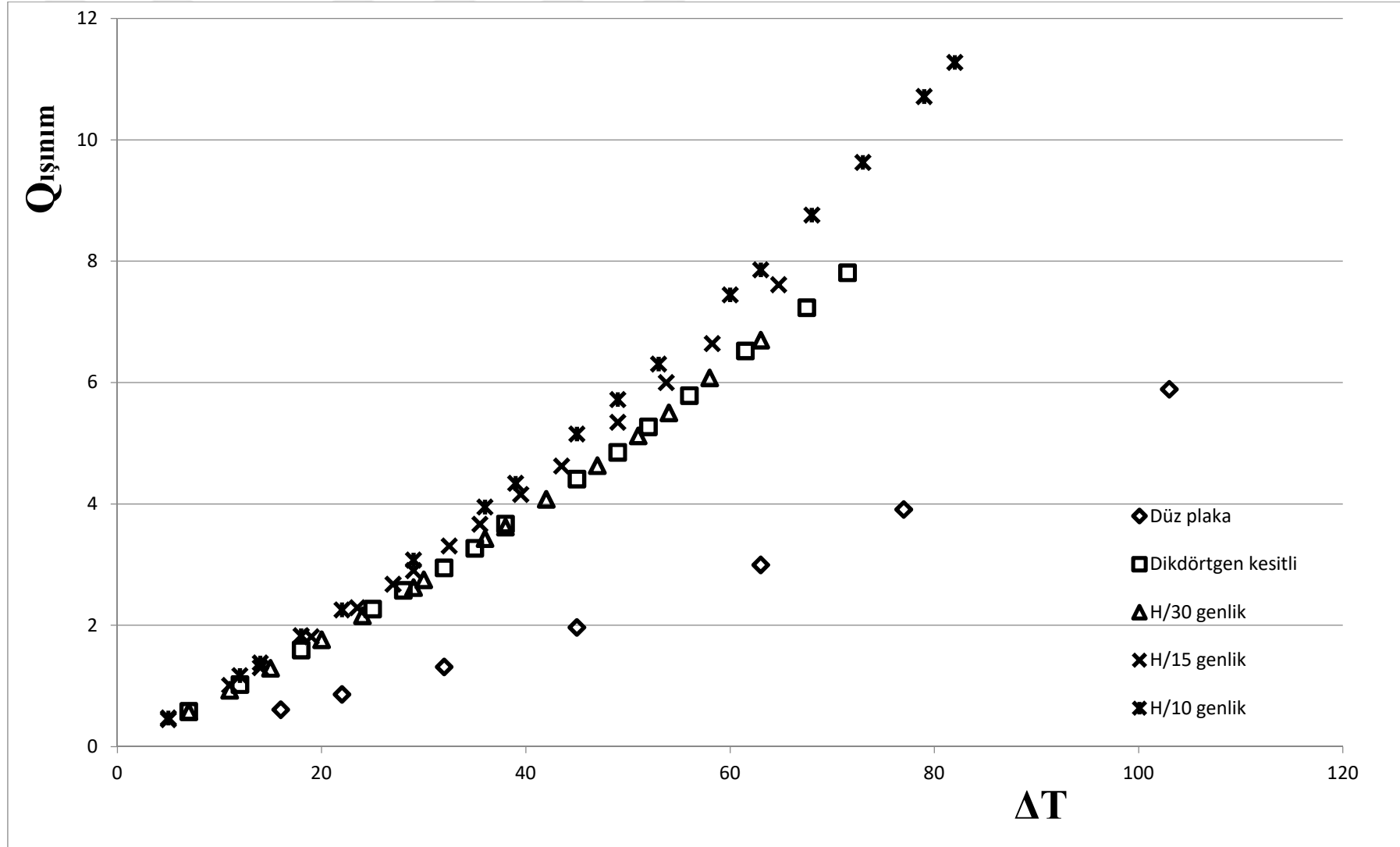
Şekil 4.6 Işınım ile gerçekleşen ısı transferin toplam ısı transferine etkisinin Rayleigh sayısına göre değişimi



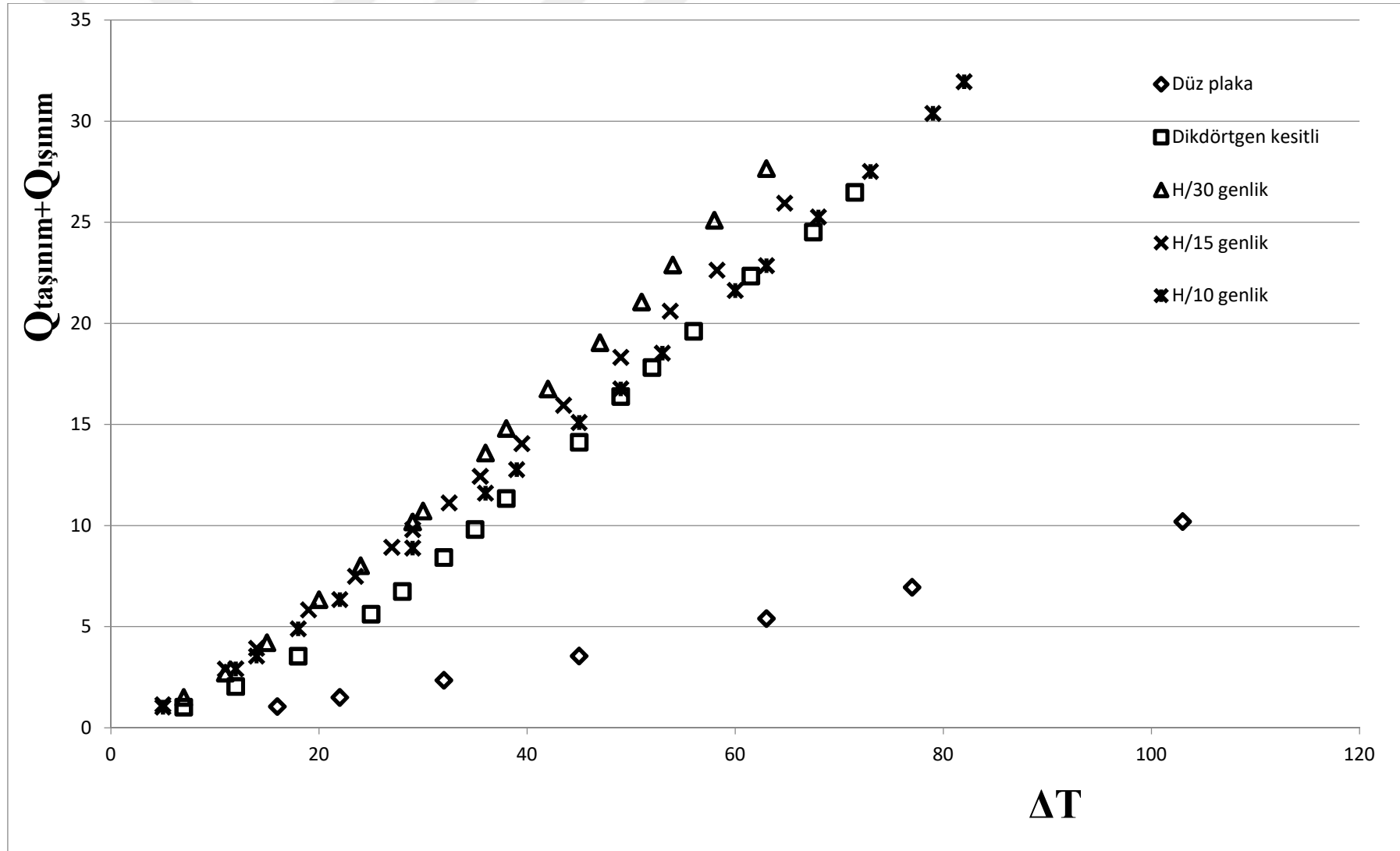
Şekil 4.7 Taşınım ile transferin toplam ısı transferine oranının Rayleigh sayısına göre değişimi



Şekil 4.8 Kanatçıklı plakalarda taşınım ile gerçekleşen ısı transferinin sıcaklık farkına göre değişimi



Şekil 4.9 Kanatçıklı plakalarda ışıınım ile gerçekleşen ısı transferinin sıcaklık farkına göre değişimi



Şekil 4.10 Kanatçıklı plakalarda toplam ısı transferinin sıcaklık farkına göre değişimi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Yapılan araştırmada; üst kısmı hariç diğer tarafları izole edilmiş bir muhafazaya yerleştirilen düz plaka, dikdörtgen kesitli kanatçıklı plaka ve 2 periyotlu H/30, H/15 ve H/10 genlikli dalgalı kanatçıklı plakaların ısı transfer etkileri incelenmiştir. Deneyler ısıtıcıya verilen farklı güç değerleri için tekrarlanmıştır. Deneylerle doğal taşınım ve ışınım bakımından ısı transferi etkileri incelenmiştir.

Bu tez çalışmasında elde edilen bulgular doğrultusunda şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- En yüksek doğal taşınım ile ısı transferi değerleri, H/30 genlikli dalgalı kanatçıklı plakada elde edilmiştir.
- Işınım ile en yüksek ısı transferi değerleri ise H/10 genlik değerine sahip dalgalı kanatçıklı plakada gözlemlenmiştir.
- Toplam ısı transferi (taşınım+ışınım) açısından ise en iyi sonucu H/30 genlikli dalgalı kanatçıklı plaka vermiştir.
- Isı transfer yüzeyinin artırılmasının belirli bir genlik değeri (H/15) ve sonrasında taşınım yoluyla transfer açısından olumsuz etki yaptığı saptanmıştır. Belirtilen genlik değeri ve sonrası hava akışını bloke ederek taşınım ile ısı transferine olumsuz etki ortaya çıkarmaktadır.
- Dalgalı kanatçıklı plakalar için yalnızca genlik değerleri açısından ısı transferi etkisini incelemek yanıltıcı sonuçlara yöneltebilmektedir, her bir genlik değeri için kanatçıklar arasındaki ideal mesafenin ayrı ayrı belirlenmesi ile genlik artışına bağlı olarak ısı transferi iyileştirmesinde, daha iyi ısı transferi performansı sağlanabileceği sonucuna ulaşılmıştır.
- Yapılan araştırma sonucunda; elektronik malzemelerin soğutmasında kullanılan kanatçık türleri için dalgalı kanatçıklı plakaların kullanılmasının fayda sağlayabileceği gösterilmiştir.

5.2. Öneriler

- Bu tez kapsamında yapılan deneylerde kullanılan dalgalı kanatçıklı plakalar sabit periyot sayısına sahiptirler; bu kanatçıklara ait periyot sayılarının artırılması, ısı transferinin iyileştirmesini sağlayabilir.
- Kanatçık yüzeylerine yapılacak işlemler ile yüzey alanı artırılarak Nusselt sayısında artış sağlanabilir.
- Kanatçıklar farklı konum açıları ile yerleştirilerek; konuma açısına bağlı olarak ısı transfer etkileri incelenebilir.
- Doğal taşınımından farklı olarak; cebri-zorlanmış taşınım etkileri araştırılabilir.
- Kanatçıklar arası farklı mesafelere sahip plaklar için ısı transferi etkileri incelenebilir.
- Farklı dalgalı kanatçık yükseklerine sahip boyutlandırmalardaki kanatçık dizimleri için ısı transferine etkileri araştırılabilir.
- Farklı ortam sıcaklarında veya farklı ısıtıcı güçlerinde benzer çalışmalar yapılabilir.
- Düz plaka ve kanatçıklı plakaların imalatında kullanılan “Al 5083” kalite malzeme yerine, ısıl iletkenliği daha yüksek bir malzeme kullanılarak bu çalışma tekrarlanabilir.

KAYNAKLAR

- Alessio M. E., Kaminski D. A., 1989, Natural convection and radiation heat transfer from an array of inclined pin fins, *J. Heat Transfer* 111(1), 197-199.
- Başkaya S., Sivrioğlu M., Özek M., 2000, Parametric study of natural convection heat transfer from horizontal rectangular fin arrays, *International Journal of Thermal Science, Volume 39, Issue 8*, 797-805.
- Bejan A. and Ledezma G. A., 1996, Thermodynamic optimization of cooling techniques for electronic packages, Elsevier Science Ltd, *Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No.6*, pp 1213-1221.
- Bhaumik S. K., Behera R., 2015, CFD optimization of free convective cooling of finned heat sinks: Effect of fin spacing, *Procedia Engineering, Volume 127*, 155-161.
- Bilgen E., 2005, Natural convection in cavities with a thin fin on the hot wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 48, Issue 17*, 3493-3505.
- Cengel Y. A., Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed., 2003, McGraw-Hill. S., A. Klein and F. L. Alvarado developed EES software data, Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984; and Thermophysical Properties of Matter. Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, and P. Hestermans, IFI/Plenun, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.
- Daechan J., Chan B., 2017, Thermal performance of plate fin heat sinks with dual-height fins subject to natural convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 113*, 1086-1092.
- Feng S., Shi M., Yan H., Sun S., Li F., Jian Lu T., 2017, Natural convection in a cross-fin heat sink, *Applied Thermal Engineering, Volume 132*, 30-37.
- Frederick RL, Moraga SG, 2007, Three-dimensional natural convection in finned cubical enclosures, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28: 289-298.
- Genceli, O.F., 1998, Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Harahap F., McManus H. N., 1967, Natural Convection Heat Transfer From Horizontal Rectangular Fin Arrays, *J. Heat Transfer* 89(1), 32-38.
- Harahap, F & Setio, D., 2001, Correlation for heat dissipation and natural convection heat-transfer from horizontally based, vertically-finned arrays. *Appl. Energy.* 69. 273-278.
- Holman J. P., 1984, Heat Transfer.

- Incropera F.P.,1998, Convection heat transfer in electronic equipment cooling, *J. Heat Transfer* 110, 1097–1111.
- Jones C. D., Smith L. F., 1970, Optimum Arrangement of Rectangular Fins on Horizontal Surfaces for Free-Convection Heat Transfer, *J. Heat Transfer* 92(1), 6-10.
- Kakaç S., 1970, Örneklerle Isı Transferi, ODTÜ, Yayın No.27, Ankara.
- Karagiozis A, Raithby GD and Hollands KT, 1994, Natural convection heat transfer from arrays of isothermal triangular fins in air, *J. of Heat Transfer* 116: 105-110.
- Ko, Y. M., Leung, C. W. and Probert, S. D., 1989, SteadyState Free-Convective Cooling of Heat Exchangers with Vertical Rectangular Fins: Effect of Fin Material, *Applied Energy*, 34 (3), 181-191.
- Kulkarni, D.P., Das, D.K., 2005, Analytical and Numerical Studies on Microscale Heat Sinks for Electronic Applications, Applied Thermal Engineering , Elsevier Science Ltd, Pergamon Press, Vol.25, No. 14-15, pp. 2432-2449.
- Mobedi, M. and Yuncu, H., 2003, A three dimensional numerical study on natural convection heat Transfer from short rectangular fin array”, Springer – Verlag Heidelberg, *Heat Mass transfer*, 39, 267 – 275.
- S.NaikS.D.ProbertC.I.Wood, 1987, Natural-convection characteristics of a horizontally-based vertical rectangular fin-array in the presence of a shroud, *Applied Energy*, Volume 28, Issue 4, 295-319.
- Sparrow, E. M., & Prakash, C. (1980), Enhancement of natural convection heat transfer by a staggered array of discrete vertical plates, *Journal of Heat Transfer*, 102(2), 215-220.
- Sparrow, E. M., & Bahrami, P. A. (1980), Experiments on natural convection from vertical parallel plates with either open or closed edges, *Journal of Heat Transfer*, 102(2), 221-227.
- Sparrow E. M., & Chrysler G. M., 1981, Natural Convection Heat Transfer Coefficients for a Short Horizontal Cylinder Attached to a Vertical Plate, *J. Heat Transfer* 103, 630-637.
- Sparrow E. M., & Vermuri S. B., 1985, Natural convection/radiation heat transfer from highly populated pin fin arrays, *Journal of Heat Transfer* 107, 190-197.
- Sparrow E. M., & Vermuri S. B., 1986, Orientation Effects on Natural Convection/Radiation Heat Transfer from Pin-Fin Arrays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29, 359-368.

- Starner K. E., McManus H. N., 1963, An Experimental Investigation of Free-Convection Heat Transfer From Rectangular-Fin Arrays, *J. Heat Transfer* 85(3), 273-277.
- Tari I., M. Mehrtash, 2013, Natural convection heat transfer from inclined plate-fin heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 56, 574–593.
- Umesh V. Awasarmol, Ashok T. Pise, 2015, An experimental investigation of natural convection heat transfer enhancement from perforated rectangular fins array at different inclinations, *Experimental. Thermal and Fluid Science* 68, 145–154.
- Wang Z., Mayinger F., 1995, Natural convection and heat transfer in the pcb's array of electronic equipments, *Lehrstuhl A für Thermodynamik*, TU München, 8000 Munich 2, F.R.G.
- Younghwan J., Sung J. K., 2015, Comparison of thermal performance between plate-fin and pin-fin heat sinks in natural convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer Volume* 83, 345-356.
- Yüncü H., Kakaç S., 1999, Temel Isı Transferi, Bilim Yayıncılık, Ankara 283-307.

EKLER**EK-1 Düz plaka için deney sonuçları**

P	$Q_{ışınım}$	$Q_{taşınım}$	T_w	T_∞	T_f	ΔT	β	Pr	k	$9*10^6$	$Ra*10^{-6}$	Nu
1,05	0,6078	0,4421	322,15	306,15	314,15	16	0,00318	0,7252	0,0263	17,12	0,90	17,50
1,50	0,8604	0,6396	328,15	306,15	317,15	22	0,00315	0,7244	0,0266	17,41	1,19	18,22
2,35	1,3132	1,0367	338,15	306,15	322,15	32	0,00310	0,7230	0,0271	17,89	1,60	19,96
3,55	1,9651	1,5848	351,15	306,15	328,65	45	0,00304	0,7214	0,0277	18,52	2,06	21,22
5,40	2,9954	2,4045	369,15	306,15	337,65	63	0,00296	0,7192	0,0284	19,41	2,55	22,39
6,95	3,9081	3,0418	383,15	306,15	344,65	77	0,00290	0,7174	0,0289	20,12	2,83	22,77
10,20	5,8895	4,3104	409,15	306,15	357,65	103	0,00280	0,7144	0,0299	21,44	3,20	23,37

EK-2 Dikdörtgen kesitli kanatçık için deney sonuçları

P	$Q_{ışınım}$	$Q_{taşınım}$	T_w	T_{∞}	T_f	ΔT	β	Pr	k	$9*10^6$	$Ra*10^{-6}$	Nu
1,02	0,5815	0,4385	312,15	305,15	308,65	7	0,00324	0,7266	0,0268	16,60	0,43	40,32
2,04	1,0215	1,0185	317,15	305,15	311,15	12	0,00321	0,7260	0,0270	16,83	0,71	54,28
3,54	1,5928	1,9472	324,15	306,15	315,15	18	0,00317	0,7249	0,0272	17,21	1,00	68,47
5,62	2,2670	3,3530	330,15	305,15	317,65	25	0,00315	0,7242	0,0274	17,46	1,34	84,35
6,74	2,5761	4,1639	333,15	305,15	319,15	28	0,00313	0,7238	0,0275	17,60	1,47	93,17
8,42	2,9459	5,4741	335,15	303,15	319,15	32	0,00313	0,7238	0,0275	17,60	1,67	107,17
9,81	3,2692	6,5408	338,15	303,15	320,65	35	0,00312	0,7234	0,0276	17,75	1,79	116,64
11,34	3,6686	7,6714	343,15	305,15	324,15	38	0,00308	0,7225	0,0279	18,09	1,85	124,89
14,12	4,4109	9,7091	348,15	303,15	325,65	45	0,00307	0,7222	0,0280	18,23	2,15	132,97
16,39	4,8515	11,5385	351,15	302,15	326,65	49	0,00306	0,7219	0,0280	18,33	2,30	144,77
17,82	5,2708	12,5491	355,15	303,15	329,15	52	0,00304	0,7213	0,0282	18,57	2,36	147,44
19,61	5,7856	13,8244	359,15	303,15	331,15	56	0,00302	0,7208	0,0284	18,77	2,47	150,08
22,34	6,5221	15,8179	364,65	303,15	333,90	61,5	0,00299	0,7202	0,0286	19,04	2,62	155,31
24,52	7,2349	17,2851	368,65	301,15	334,90	67,5	0,00299	0,7199	0,0282	19,14	2,83	156,53
26,48	7,8102	18,6697	372,65	301,15	336,90	71,5	0,00297	0,7194	0,0284	19,34	2,92	158,79

EK-3 2 Periyotlu H/30 genlikli numune için deney sonuçları

P	$Q_{ışınım}$	$Q_{taşınım}$	T_w	T_∞	T_f	ΔT	β	Pr	k	$9*10^6$	$Ra*10^{-6}$	Nu
1,50	0,5733	0,9267	311,15	304,15	307,65	7	0,00325	0,7269	0,0259	16,51	0,43	88,05
2,71	0,9277	1,7734	316,15	305,15	310,65	11	0,00322	0,7261	0,0261	16,79	0,65	106,56
4,22	1,2900	2,9154	320,15	305,15	312,65	15	0,00320	0,7556	0,0262	16,97	0,86	127,94
6,36	1,7623	4,5747	325,15	305,15	315,15	20	0,00317	0,7249	0,0264	17,21	1,11	149,35
8,04	2,1562	5,8544	329,15	305,15	317,15	24	0,00315	0,7244	0,0266	17,41	1,29	158,16
10,22	2,6195	7,5625	332,15	303,15	317,65	29	0,00315	0,7242	0,0266	17,46	1,55	168,78
10,76	2,7487	7,9713	334,15	304,15	319,15	30	0,00313	0,7238	0,0268	17,60	1,57	171,08
13,64	3,4271	10,1619	341,15	305,15	323,15	36	0,00309	0,7228	0,0272	17,99	1,78	179,26
14,86	3,6187	11,1851	342,15	304,15	323,15	38	0,00309	0,7228	0,0272	17,99	1,88	186,92
16,82	4,0773	12,6790	346,15	304,15	325,15	42	0,00308	0,7223	0,0273	18,18	2,02	190,40
19,12	4,6307	14,4168	350,15	303,15	326,65	47	0,00306	0,7219	0,0275	18,33	2,21	192,48
21,14	5,1220	15,9379	354,15	303,15	328,65	51	0,00304	0,7214	0,0277	18,52	2,33	194,78
22,98	5,5015	17,3911	357,15	303,15	330,15	54	0,00303	0,7211	0,0278	18,67	2,42	199,73
25,20	6,0770	19,0274	362,15	304,15	333,15	58	0,00300	0,7204	0,0281	18,96	2,49	201,43
27,76	6,6989	20,9558	366,15	303,15	334,65	63	0,00299	0,7200	0,0282	19,11	2,65	203,45

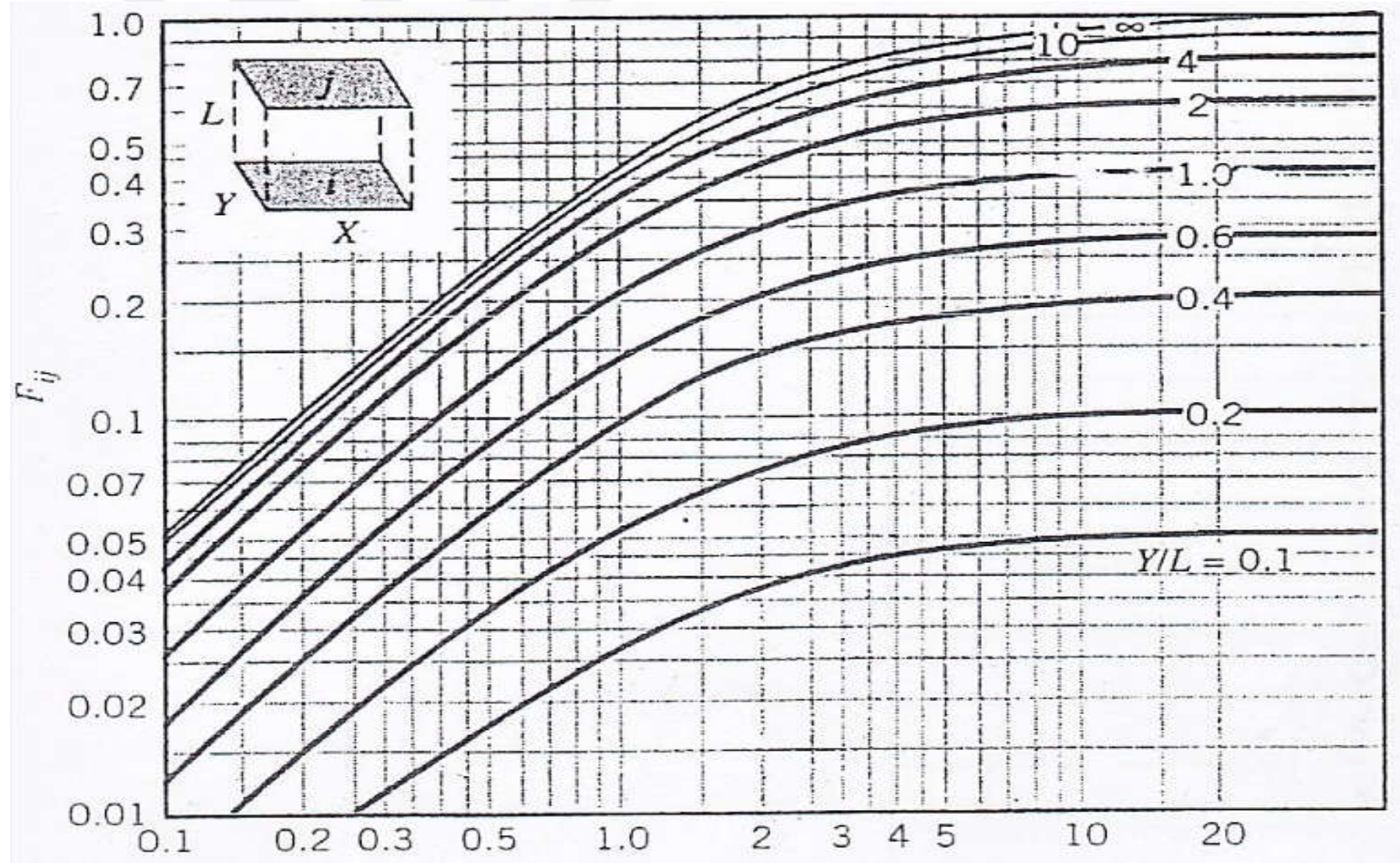
EK-4 2 Periyotlu H/15 genlikli numune için deney sonuçları

P	$Q_{ışınım}$	$Q_{taşınım}$	T_w	T_{∞}	T_f	ΔT	β	Pr	k	$9*10^6$	$Ra*10^{-6}$	Nu
1,14	0,4451	0,6949	310,15	305,15	307,65	5	0,00325	0,7269	0,0259	16,51	0,31	92,43
2,91	1,0084	1,8921	316,15	305,15	310,65	11	0,00322	0,7261	0,0261	16,79	0,65	113,69
3,94	1,3024	2,6244	319,15	305,15	312,15	14	0,00320	0,7257	0,0262	16,93	0,81	123,52
5,85	1,8111	4,0187	324,15	305,15	314,65	19	0,00318	0,7251	0,0264	17,17	1,06	138,34
7,52	2,2895	5,2044	328,65	305,15	316,90	23,5	0,00316	0,7244	0,0266	17,38	1,27	143,71
8,96	2,6754	6,2532	332,15	305,15	318,65	27	0,00314	0,7240	0,0267	17,55	1,42	149,37
9,84	2,9015	6,9038	334,15	305,15	319,65	29	0,00313	0,7237	0,0268	17,65	1,51	153,01
11,16	3,3070	7,8137	337,65	305,15	321,40	32,5	0,00311	0,7232	0,0268	17,82	1,65	154,53
12,48	3,6648	8,7711	340,65	305,15	322,90	35,5	0,00310	0,7228	0,0271	17,97	1,76	157,04
14,10	4,1567	9,8935	344,65	305,15	324,90	39,5	0,00308	0,7223	0,0273	18,16	1,90	158,11
16,01	4,6236	11,3295	347,65	304,15	325,90	43,5	0,00307	0,7221	0,0274	18,26	2,07	163,85
18,39	5,3470	12,9778	353,15	304,15	328,65	49	0,00304	0,7214	0,0277	18,52	2,24	165,08
20,68	5,9995	14,6070	357,90	304,15	331,03	53,75	0,00302	0,7209	0,0279	18,75	2,38	168,04
22,71	6,6422	15,9874	362,40	304,15	333,28	58,25	0,00300	0,7203	0,0281	18,97	2,50	168,47
26,04	7,6137	18,3341	368,90	304,15	336,53	64,75	0,00297	0,7195	0,0283	19,30	2,66	172,35

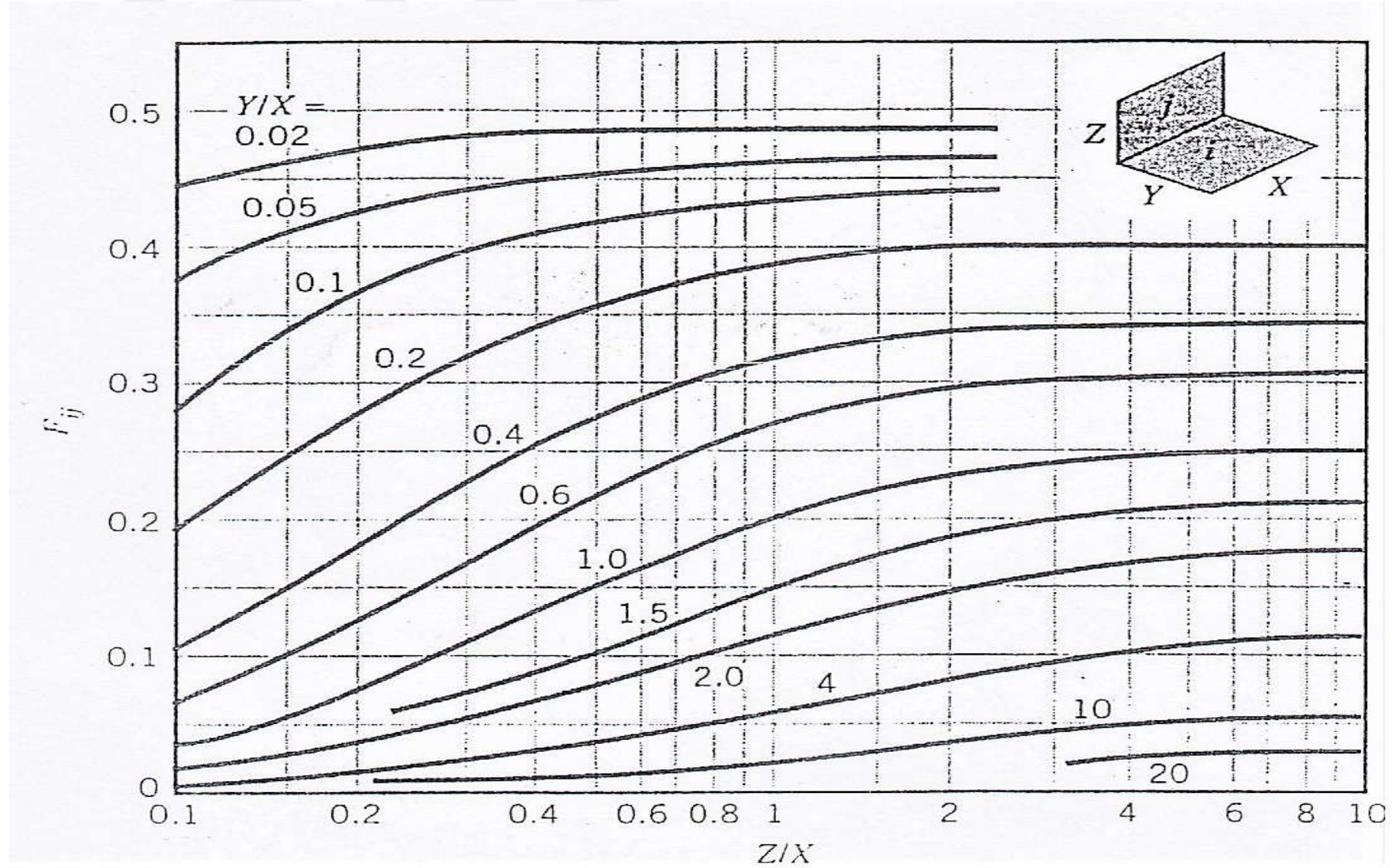
EK-5 2 Periyotlu H/10 genlikli numune için deney sonuçları

P	$Q_{ışınım}$	$Q_{taşınım}$	T_w	T_{∞}	T_f	ΔT	β	Pr	k	$9*10^6$	$Ra*10^{-6}$	Nu
1,02	0,4715	0,5485	309,15	304,15	306,65	5	0,003261	0,7271	0,0259	16,42	0,31	73,11
2,92	1,1712	1,7400	316,15	304,15	310,15	12	0,003224	0,7262	0,0261	16,74	0,72	95,95
3,56	1,3798	2,1693	318,15	304,15	311,15	14	0,003214	0,7260	0,0261	16,83	0,82	102,31
4,91	1,8264	3,0681	323,15	305,15	314,15	18	0,003183	0,7252	0,0263	17,12	1,01	111,69
6,36	2,2546	4,0849	326,15	304,15	315,15	22	0,003173	0,7249	0,0264	17,21	1,22	121,24
8,92	3,0747	5,8161	333,15	304,15	318,65	29	0,003138	0,7240	0,0267	17,55	1,53	129,35
11,64	3,9481	7,6534	340,15	304,15	322,15	36	0,003104	0,7230	0,0271	17,89	1,80	135,47
12,81	4,3393	8,4283	343,15	304,15	323,65	39	0,003090	0,7227	0,0272	18,04	1,91	137,00
15,15	5,1532	9,9468	349,15	304,15	326,65	45	0,003061	0,7219	0,0275	18,33	2,12	138,70
16,82	5,7195	11,0450	353,15	304,15	328,65	49	0,003043	0,7214	0,0277	18,52	2,24	140,49
18,59	6,3055	12,2231	357,15	304,15	330,65	53	0,003024	0,7209	0,0278	18,72	2,36	142,78
21,70	7,4455	14,1832	365,15	305,15	335,15	60	0,002984	0,7198	0,0282	19,16	2,51	144,40
22,93	7,8590	14,9957	367,15	304,15	335,65	63	0,002979	0,7197	0,0283	19,21	2,62	145,21
25,35	8,7616	16,5054	373,15	305,15	339,15	68	0,002949	0,7188	0,0285	19,56	2,69	146,76
27,61	9,6284	17,8917	378,15	305,15	341,65	73	0,002927	0,7182	0,0287	19,81	2,79	147,26
30,49	10,7149	19,6762	384,15	305,15	344,65	79	0,002901	0,7174	0,0289	20,12	2,91	148,52
32,06	11,2776	20,6785	387,15	305,15	346,15	82	0,002889	0,7171	0,0290	20,27	2,96	149,81

EK-6 Birbirine paralel iki plaka için şekil faktörü



EK-7 Birbirine dik iki plaka için şekil faktörü



EK-8 1 atm basınçta havanın özellikleri

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific Heat $c_p, \text{J/kg}\cdot\text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m}\cdot\text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Orkun ZİYLAN
Uyruğu : T. C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Adana - 18/09/1986
e-mail : orkunziylan@yahoo.com.tr

EĞİTİM

Lise :

- Özel Diltaş Lisesi, Konya, 2003

Lisans :

- Yakın Doğu Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, Lefkoşa, 2014
- Gedik Üniversitesi, Türk Kaynak Teknolojileri Akademisi, Uluslararası Kaynak Mühendisliği, İstanbul, 2016
- Anadolu Üniversitesi, İktisat Fakültesi, Kamu Yönetimi, Eskişehir, devam ediyor.

Yüksek Lisans :

- Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Konya, 2018

İŞ DENEYİMLERİ

2014-2016 Kayahan A.Ş., Proje Mühendisi

UZMANLIK ALANI

Kanatçıklı düz plakalarda doğal taşınım ve ışınlımla ısı transferi

YABANCI DİLLER

İngilizce