



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

EKSENEL KANATÇIKLI SİLİNDİRLERDEN
DOĞAL TAŞINIMLA ISI TRANSFERİ

Emre GÜVENTÜRK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Mart-2019
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Emre GÜVENTÜRK tarafından hazırlanan “Eksenel Kanaçıklı Silindirlere Doğal Taşınım ile Isı Transferi” adlı tez çalışması 07/03/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof.Dr. Şefik BİLİR

Danışman

Dr.Öğr.Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA

Üye

Dr.Öğr.Üyesi Dilek Nur ÖZEN

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Yakup KARA
Enstitü 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.


Emre GÜVENTÜRK

07/03/2019

ÖZET**YÜKSEK LİSANS TEZİ****EKSENEL KANATÇIKLI SİLİNDİRLERDEN
DOĞAL TAŞINIMLA ISI TRANSFERİ****Emre GÜVENTÜRK****Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı****Danışman: Dr.Öğr.Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA****2019, 61****Jüri****Dr.Öğr.Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA
Prof.Dr. Şefik BİLİR
Dr.Öğr.Üyesi Dilek Nur ÖZEN**

Taşınım ile ısı transferi akışkan bir ortam ile bir yüzey arasında gerçekleşir. Isı transferinin iyileştirilmesi için üç yöntem vardır. Bunlar; ısı transfer katsayısını arttırmak, ısı transfer yüzey alanını arttırmak ve ortamlar arasındaki sıcaklık farkını arttırmak olarak sıralanabilir. Bazen ısı transfer katsayısını veya ortamlar arasındaki sıcaklık farkını arttırmak olanaklı olmayabilir. Isı transferini arttırmak için ısı transfer yüzey alanını arttırmak en çok kullanılan yöntemdir. Bu yöntem elektrik ve elektronik uygulamalarında ve ısıtma sistemlerinde sıkça karşımıza çıkmaktadır.

Doğal taşınım ile ısı transferi için Nusselt ve Rayleigh sayılarının aldığı değerlere göre yorumlar yapılır. Genellikle doğal taşınımda $Ra \leq 10^8$ değeri için ısı geçişinin laminar sınır tabaka içinde gerçekleştiği, $Ra \geq 10^9$ değeri içinse sınır tabakadaki hareketin türbülanslı olduğu kabul edilir. Doğal taşınım için $10^8 \leq Ra \leq 10^9$ aralığı geçiş bölgesidir. Deneyler doğal taşınım bölgesinde yapılmıştır.

Bu çalışmada, yatay olarak yerleştirilen, alüminyum silindir üzerine ekstenel olarak tutturulmuş dikdörtgen kesitli kanatçıklardan doğal taşınım ile ısı transferi incelenmiştir. Hesaplamalarda taşınım ile ısı transferinin yanı sıra ışınım ile ısı transferinin etkileri de dikkate alınmıştır. Deneyler farklı kanatçık boyutlarında, farklı kanatçık sayılarıyla ve farklı giriş güçlerinde tekrarlanarak ölçümler yapılmıştır. Dene sonuçları Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi olarak sunulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre kanatçıkların ısı transferini önemli ölçüde artırdığı görülmüştür. Örneğin, 30 mm kanatçık yüksekliğinde 6 adet ekstenel kanatçığa sahip silindirde, düz silindire göre yaklaşık 3 kat ısı transferi artmıştır. Ayrıca ışınım ile ısı transferinin taşınım ile olan ısı transferi yanında azımsanamayacak kadar önemli olduğu belirlenmiştir. Kanatçısız silindirde ışınım ile gerçekleşen ısı transferinin toplam güce oranı, düşük güç değerinde % 49 gerçekleşirken güç değeri arttıkça % 43,4'e düştüğü belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınım, ısı transferi, kanatçıklı silindir, pimli yüzeylerden ısı transferi,

ABSTRACT**MS THESIS****NATURAL CONVECTION HEAT TRANSFER FROM AXIALLY
FINNED CYLINDERS****Emre GÜVENTÜRK****Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department Of Mechanical Engineering****Advisor: Dr.Assist.Prof. Şükrü Ulaş ATMACA****2019, 61****Jury****Dr.Assist.Prof. Şükrü Ulaş ATMACA****Prof.Dr. Şefik BİLİR****Dr.Assist.Prof. Dilek Nur ÖZEN**

Convection heat transfer occurs between a surface and a fluid. There are three ways to enhance the heat transfer. These are; to increase the heat transfer coefficient, to enlarge the heat transfer area and to increase the temperature difference between the mediums. It may be impossible to increase the heat transfer coefficient and the temperature difference of the mediums in occasional conditions. The most preferred way to improve the heat transfer is the enlargement of the heat transfer surface area. This method is especially preferred in electrical and heating systems.

Those interprets can be made according to the values of Nusselt and Rayleigh numbers in natural convection heat transfer. It is usually accepted as the heat transfer is in laminar boundary layer if $Ra \leq 10^8$ and is in turbulent boundary layer if $Ra \geq 10^9$. It is assumed as transition region for natural convection $10^8 \leq Ra \leq 10^9$. The experiments were handled in natural convection region.

Natural convection heat transfer are investigated by considering the effects of thermal radiation heat transfer from axially finned cylinders. The experiments were repeated for different angular positions and for various thermal power inputs. Not only the angular position, but also the thermal power input; fin dimensions and the spaces among the fins were taken as variables as well. The measurement were made for the unfinned cylinder for the same angular position and thermal power inputs and comparisons are made. It is observed from the result of the experiments that the fin increase the heat transfer considerably when compared with the unfinned surface. For example, by flat cylinder with 6 axial fin height of 30 mm it increased approximately 3-fold heat transfer cylinder. Furthermore it appears that the radiation heat transfer is next to be underestimated the importance of heat transfer by convection. Total power ratio of actual radiation heat transfer has a flat cylinder at low power value of 49% was realized that the increased power value is determined to fall to 43,4%.

Keywords: Natural convection heat transfer, heat transfer from finned surfaces, finned cylinder

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmam boyunca daima, bana zaman ayırmayı ihmal etmeyen, tez konum üzerinde bilgi ve tecrübesi ile farklı öneri ve yaklaşımlarda bulunarak beni yönlendiren danışman hocam Sayın; Dr.Öğr.Üyesi Şükrü Ulaş ATMACA'ya beni her zaman destekleyen, hep arkamda olan ve gösterdikleri fedakârlıklar nedeniyle eşim İmran GÜVENTÜRK'e sonsuz teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Emre GÜVENTÜRK
KONYA-2019



İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE İNDİSLER	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	2
2.1. Giriş.....	2
2.2. Konu ile ilgili Yapılan Çalışmalar	3
2.2.1 Silindirlerde doğal taşınım ile yapılan çalışmalar	3
2.2.2. Plaka yüzeylerde doğal taşınım ile yapılan çalışmalar	4
2.2.3. Farklı geometrik yüzeylerde doğal taşınım ile yapılan çalışmalar	5
2.2.4. Silindirlerde zorlanmış taşınım ile yapılan çalışmalar	6
2.2.5. Plaka yüzeylerde zorlanmış taşınım ile yapılan çalışmalar	6
2.2.6. Farklı geometrik yüzeylerde zorlanmış taşınım ile yapılan çalışmalar	7
.....	7
3. MATERYAL VE METOD	10
3.1. Deney Düzeneginin Tanıtımı	12
3.2. Deneyin Yapılışı	14
3.3 Data Analizi	14
3.4. Işınım ile Isı Transferi.....	15
3.5. Grafiklerin Çizilmesi.....	18
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	20
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	35
5.1 Sonuçlar	35
5.2 Öneriler	36
6. KAYNAKLAR	37
7. EKLER	40
KİŞİSEL BİLGİLER	61

SİMGELER VE İNDİSLER

Simgeler	Birimler
A : Silindir yüzey alanı	m^2
$A_{ışınım}$: Silindir ışınlım yüzey alanı	m^2
b : Kanatçıklar arası mesafe	m
t : Kanatçık kalınlığı	m
F : Işınlım şekil faktörü	-
g : Yerçekimi ivmesi	m/s^2
h : Isı taşınlım katsayısı	$W/m^2°C$
I : Akım	A
k : Isı iletkenlik katsayısı	$W/m°C$
Nu : Nusselt sayısı	-
P : Isıtıcı gücü	W
Ra : Rayleigh sayısı	-
T : Sıcaklık	$°C$
T_w : Boru cidar sıcaklığı	$°C$
$T_∞$: Çevre sıcaklığı	$°C$
T_{iz} : Yalıtım sıcaklığı	$°C$
V : Gerilim	V
$β$: Isıl genleşme katsayısı	K^{-1}
$ΔT$: Sıcaklık farkı	$°C$
$Δx$: Yalıtım kalınlığı	m
$ρ$: Yoğunluk	kg/m^3
$ν$: Kinematik vizkosite	m^2/sn
$α$: Isıl yayılım katsayısı	m^2/sn
Q : Isı transferi	W
$Q_{yalıtım}$: Yalıtımdan kaybolan ısı	W
$Q_{ışınım}$: Işınlımla kaybolan ısı	W

İndisler

- ε : Işınım yayımlama katsayısı
 $iş$: Işınım
 $i_{z_{iç}}$: Yalıtım iç yüzeyinde
 $i_{z_{dış}}$: Yalıtım dış yüzeyinde
Taş : Taşınım
 w : Silindir yüzeyinde
 ∞ : Ortam
AB : A yüzeyinden B yüzeyine gerçekleşen
AC : A yüzeyinden C yüzeyine gerçekleşen
BC : B yüzeyinden C yüzeyine gerçekleşen
BA : B yüzeyinden A yüzeyine gerçekleşen
CA : C yüzeyinden A yüzeyine gerçekleşen
CB : C yüzeyinden B yüzeyine gerçekleşen
1-1 : Yüzeyler arasında gerçekleşen
1-2 : Yüzey ile ortam arasında gerçekleşen

1. GİRİŞ

Endüstrideki ısıtma ve soğutma uygulamalarının kullanıldığı birçok mühendislik sistemi doğal taşınım ile ısı geçişinden yararlanmaktadır. Doğal taşınım ile ısıtılan ve soğutulan sistemlerde, yeterli ısı geçişinin sağlanabilmesi için genellikle genişletilmiş yüzeyler kullanılmaktadır. Teknolojinin özellikle elektrikli cihazların gelişmesi ile birlikte, daha fazla ısıyı daha küçük alandan atma ihtiyacı, kullanılan kanatlı yapıların daha etkin tasarlanmasını gerektirmektedir.

Doğal taşınımla ısı geçişinin olduğu yüzeylerde, yoğunluk farkı sebebiyle hareket eden akışkan, yüzey ile arasında ısıl sınır tabaka oluşturmaktadır. Yükseklik boyunca ısıl sınır tabakanın gelişmesi, ısı taşınım katsayısının azalmasına ve kanatlardan geçen ısı miktarının düşmesine sebep olmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda ısıl sınır tabakanın dağıtılarak ısı taşınım katsayısının artırılması kullanılan bir yöntemdir. Ancak bazen ısı transfer katsayısını ve ortamlar arasındaki sıcaklık farkını artırmak mümkün olmayabilir. Bu yüzden ısı transfer yüzey alanını artırmak en çok kullanılan yöntemdir.

Taşınımla ısı transferi bir akışkan ile bir katı yüzey arasında oluşur. Bu yolla yapılan ısı transferi değerlendirmelerinde Nusselt ve Rayleigh sayılarının aldığı değerlere göre yorumlar yapılır. Genellikle doğal taşınımda $Ra \leq 10^8$ değeri için ısı geçişinin laminer sınır tabaka içinde gerçekleştiği, $Ra \geq 10^9$ değeri içinse sınır tabakadaki hareketin türbülanslı olduğu kabul edilir. Doğal taşınım için $10^8 \leq Ra \leq 10^9$ aralığı geçiş bölgesidir.

Bu çalışmada, yatay olarak yerleştirilen, alüminyum silindir üzerine eksenal olarak tutturulmuş dikdörtgen kesitli kanatçıklardan doğal taşınım ile ısı transferi incelenmiştir. Hesaplamalarda taşınım ile ısı transferinin yanı sıra ışınlam ile ısı transferinin etkileri de dikkate alınmıştır. Deneysel farklı kanatçık boyutlarında, farklı kanatçık sayılarıyla ve farklı giriş güçlerinde tekrarlanarak ölçümler yapılmıştır. Deneysel sonuçları Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi olarak sunulmuştur.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Giriş

Zorlanmış taşınım, bir fan, üfleyici bir ünite veya bir pompa vasıtasıyla akışkan hareketinin sağlanması sonucu ortaya çıkar. Doğal taşınım ise akışkan hareketi dışarıdan bir etkenle akışkana hareket verilmesiyle gerçekleşir. Örneğin, üniform sıcaklıktaki bir akış ortamına sıcak bir plaka bırakılacak olursa ve ortamın sıcaklığı plaka sıcaklığının altında veya üzerinde ise doğal taşınım ısı geçişi gerçekleşir. Akışkanlarda ki sıcaklık değişimleri yerçekimi etkisinin sebep olduğu bir yoğunluk farkının oluşmasına bu da akışkanın hareketi ile ısı transferinin oluşmasına sebep olur.

Doğal taşınım ile ısı geçişinde, bilindiği üzere ısı geçişinin olduğu yüzeyle akışkan arasında ısı sınır tabaka oluşmaktadır. Sıcak olan bir yüzeyden akışkana ısı geçtiği durum için, kanal yüzeyinde yükseklik arttıkça, ısı sınır tabakanın kalınlığı da artmaktadır. Bunun sonucunda yerel ısı taşınım katsayısı, tam gelişmiş akış oluncaya kadar, yükseklik boyunca düşer ve kanatlardan akışkana ısı geçişi kötüleşir.

Diğer taraftan, sonlu sıcaklığa sahip olan her yüzey Stefan-Boltzmann yasasına göre birim yüzeyinden $\epsilon\sigma T^4$ kadar ısı yayar. Yüzeyin gördüğü çevrenin yaydığı ısı da $\epsilon\sigma T^4_c$ kadar ise yüzey ile çevre arasındaki ışınlama net ısı geçişi $\epsilon\sigma(T^4_y - T^4_c)$ kadar olur. Böylece, taşınım ile ısı transferi gerçekleşen yüzeylerden aynı zamanda ışınlama ile de ısı transferi meydana gelir. Bir yüzeyden gerçekleşen toplam ısı transferi üzerine taşınım ve ışınlama ısı transferi mekanizmalarından her birinin ayrı ayrı etkisi değişik parametrelere bağlıdır. Bu parametreler, başta yüzey ve çevre sıcaklıkları ya da bunların farkı olmak üzere ısı taşınım katsayısı ve yüzey yayma katsayısı olarak sıralanabilir. Bir yüzeyden gerçekleşen ısı transferinde diğer parametreler sabit kalsa bile sıcaklığın değişmesi ile taşınım ve ışınlama toplam ısı transferine olan oransal katkısı da değişecektir.

Elektronik cihazların performanslarının soğutmaya bağlı olması, çeşitli uygulama yöntemlerinin ve sayısal analizlerin geliştirilmesini de gerekli kılmıştır. Birçok bilim adamı doğal taşınım ve zorlanmış taşınım ile ilgili farklı tasarımlı kanatçık ve farklı geometrik yüzeylerle deneysel ve sayısal çalışmalar yapmış, çeşitli ampirik bağıntılar elde etmiştir.

2.2. Konu ile ilgili Yapılan Çalışmalar

2.2.1. Silindirlerde doğal taşınım ile yapılan çalışmalar

Kanatçıklı silindirler özellikle elektronik sistemlerin soğutulmasında kullanılmaktadır. Bu konuda Wang ve ark. (1999) yayınlarında sabit sıcaklıklı yatay dairesel kanatçıklardan laminer akış doğal taşınım problemini ele almışlardır.

Isı transferinin kütle transfer denklemlerine benzerliğinden faydalanılarak yapılan çalışmalar vardır. Örneğin Chang ve ark. (2017) farklı mesafe/çap oranlarında, Prandtl ve Rayleigh sayılarını yatay yan yana iki silindirden doğal taşınım ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Isı transferinin kütle transferine benzerliği analojisinden ısı transferi kat sayıları yerine kütle transferi katsayıları bulunmuştur. Mesafe/çap oranı arttıkça alt ve üst silindirlerin Nusselt sayısı değerleri oranının arttığı belirlenmiştir. Prandtl sayısının değerinin Nusselt sayısı ile doğru orantılı olduğu makalelerinde belirtilmiştir.

Hassan ve ark. (2014) çalışmalarında, yatay ve düşey silindirlerde doğal taşınım kütle transferini elektrokimyasal yöntemle bulmuşlardır. Kanatçıklar arası mesafe, kanatçık çapı ve içinde deney yaptıkları solüsyonun fiziksel özellikleri değişken parametreler olarak belirlenmiştir. Kütle taşınım katsayısının kanatçık yüksekliği ile doğru ve kanatçıklar arası boşluk ile ters orantılı olduğu belirtilmiştir. Kanatçıklı silindirlerde kütle taşınım katsayısının kanatçıksız olanlarına göre %44 ila %96 arasında fazla olduğu görülmüştür. Kütle transferi katsayısının düşey silindirlerde yatay silindirlere göre daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

Rayleigh sayısının 1.69×10^8 ila 5.07×10^{10} arası değiştiği durumlarda bir silindirden yatay konumdan düşey konuma gelinceye kadar doğal taşınım ile ısı transferi Heo ve Chung (2012) tarafından incelenmiştir. Bakır kaplanmış bir silindirde deneyler yapılmıştır. Isı ve kütle transferinin benzerliği analojisinden deneyler kütle transferi deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Silindir yatay konumda iken kütle transfer katsayısının daha yüksek olduğu ve dik konuma geldikçe kademeli olarak azaldığı belirlenmiştir.

Haldar (2004) yayınında yatay, çevresinde aksenal kanatçıklar olan bir silindirden doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak çözmüştür. Problemi çözerken silindirin yüzey sıcaklığını ve çevre ortam sıcaklığını sabit ve üniform kabul etmiştir. Isı transferinin Grashof sayısı, kanatçık sayısı ve kanatçık boyutu ile arttığını belirtmiştir.

Haldar ve ark. (2007) yayınlarında eksenleri doğrultusunda çevresine kanatçıklar takılan bir silindirde laminer akış şartlarında birleşik doğal taşınım problemini sayısal olarak çözmüşlerdir. Isı transferini etkileyen değişken içinde en önemlisinin kanatçık kalınlığı olduğunu belirlemişlerdir. Isı transferinin en fazla olacağı durum için değişkenlerin optimum değerlerini vermiştir.

Prakash ve Patankar (1981) yayınlarında düşey içten kanatçıklı borularda tam gelişmiş laminer akış problemini ve ısı transferini kaldırma etkisini de göz önüne alarak incelemişlerdir. Problemi çözerken sonlu farklar metodunu kullanmışlardır. Sonuçlar geniş bir Rayleigh sayısı aralığında farklı kanatçık boyları ve kanatçık sayıları için verilmiştir. kaldırma kuvveti etkisinin ısı transferini önemli oranda arttırdığı belirlenmiştir.

An ve ark. (2012) çevresinde düşey plakalar olan bir silindirde doğal taşınımında Nusselt sayısını belirlemek için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Kanatçık sayısının farklı kanatçık boyutunun ve farklı plaka taban sıcaklıklarının değişken olarak alındığı deneyler sonucunda, Nusselt sayısını veren bir bağıntı verilmiştir.

2.2.2. Plaka yüzeylerde doğal taşınım ile yapılan çalışmalar

Literatürde sadece silindirik geometride cisimler değil kanatçıklı plaka biçiminde geometriler de vardır. Düşey uzun bir plakadan doğal taşınım ile ısı transferi için deneysel çalışmalar da yapılmıştır.

Kiwan (2007)'da yaptığı sayısal çalışmada düşey sabit plaka üzerine yerleştirilen poroz kanatçıklardan doğal taşınım ısı transferine, ışınım ısı transferinin etkisini belirlemiştir. Rayleigh sayısı arttıkça ışınım ısı transferinin öneminin azaldığı bulunmuştur.

Yine poroz kanatçık çalışması olarak, dikdörtgen kesitli poroz kanatçıklarda taşınım ve ışınım etkileri incelenmiştir (Gorla ve Bakier, 2011). Poroz malzeme özelliği gereği temas halinde olduğu akışkanın içinden geçmesini sağlar. Porozite parametresi, sıcaklık oranı ve ışınım parametreleri değiştirilerek yerel ısı transferi katsayısı ve kanatçıklardaki sıcaklık dağılımları belirlenmiştir.

Yu ve ark. (2010) yaptıkları çalışmada, yatay dairesel bir plaka üzerinde dikdörtgen kesitli kanatçıktan doğal taşınım ısı transferini hem deneysel hem de sayısal olarak çözümlenmişlerdir. Kanatçık boyu, kanatçık yüksekliği ve kanaçlık sayısı gibi üç

değişkenin ısı transferine etkisi incelenmiştir. Çalışmada ayrıca ortalama Nusselt sayısını veren bir bağıntı da verilmiştir.

Plaka yüzeyine yerleştirilen yivli ve ondüleli kanatçıklar deneysel olarak incelenmiştir (Sikka ve ark., 2002). Plaka hem yatayda hem de düşey konumda iken deneyler tekrarlanmıştır. Sonuçlar, Nusselt sayısının Rayleigh sayısı ile değişimi olarak verilmiştir.

2.2.3. Farklı geometrik yüzeylerde doğal taşınım ile yapılan çalışmalar

Küre üzerinde kanatçıklar için de literatur çalışmaları bulunmaktadır.(Singh ve Patil, 2015; Singh ve Singh, 2015) kanatçıklı küresel cisimler üzerinde doğal taşınım ısı transferini hem laminer hem de türbülanslı akışlar için ele almışlardır. Kanatçık yüksekliği/ küre çapı, kanatçıklar arası mesafe/ küre çapı gibi değişkenlerin Nusselt sayılarına etkileri sayısal olarak çözülmüştür. Çalışmada bir değişken olarak da kanatçığın iletken olup olmaması alınmıştır. İletken kanatçıkların sayısının artması laminer akış rejiminde Nusselt sayısının değerini azaltmıştır. İletken olmayan kanatçıklarda ise Nusselt sayısı hem laminer hem de türbülanslı akışta kanatçık sayısı ile azalmıştır. Ayrıca çalışmada kanatçıklı küreler için Nusselt sayısını veren korelasyonlar geliştirilmiştir.

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

Kotcioglu ve ark. (2013) dikdörtgen kesitli düşey bir kanalda doğal ve zorlanmış taşınım ile ilgili yapılan deney çalışmalarının sonuçlarını sunmuşlardır. Kanal içerisine üç farklı kanatçıklı deney elemanı yerleştirilerek deneyler yapılmıştır. Deney elemanlarına ait kanatçıklar, düzlem yüzey, silindirik ve hava akış yönüne, 60°'lik açı yapan daralan-genişleyen kanatçıklar şeklindedir. Deneysel çalışmaların sonucunda, kanal içerisine farklı şekilde yerleştirilen kanatçık tiplerine ait Nusselt sayıları arasındaki değişim incelenmiştir. Ayrıca her bir tip kanatçık modeli için kanatçık sıcaklığı incelenmiştir.

Zhang ve ark. (2017) çeşitli sıvılarla dolu ($Pr = 5, 9, 25$ ve 130), dikey duvarlarından birine yüzeye tamamen gömülü olarak yerleştirilmiş 3×3 diziliimli ısı kaynakları bulunan ve karşısındaki duvar tarafından soğutulan dikdörtgen kesitli bir kutudaki doğal taşınımı 3 boyutlu ve sayısal olarak incelemiştir. Boyutsuz temel denklemler uygun sınır koşulları kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalar kapalı ortam geometrik oranı 1 ve 20 arasındayken, 104 ve 108 aralığında değişen düzeltilmiş Rayleigh sayılarına göre gerçekleştirilmiştir. Düzeltilmiş Rayleigh sayısının, kapalı ortam geometri oranı ve Prandtl sayısının ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Ortaya çıkan sonuçlar akış alanının karmaşık ve ayrık ısıtıcılardan transfer edilen ısının uniform bir yapıda olmadığını göstermiştir.

2.2.4. Silindirlerde zorlanmış taşınım ile yapılan çalışmalar

2500-12800 Reynolds sayısı aralığında ve aynı hücum açısında dikdörtgen kanatçığa sahip bir silindir etrafındaki ısı transferi ve akış karakteristiklerini belirlemek üzere bir deneysel çalışma yapılmıştır (Igarashi ve Mayumi, 2001). Bu çalışmada silindirin genişlik/yükseklik oranı 5 seçilmiş ve hücum açısı $0-20^\circ$ aralığında değiştirilmiştir. Silindirin yatay ile yaptığı açı olan $\alpha=0^\circ$ pozisyonunda silindir eksenine ile akış aynı hizaya getirilmiştir. $\alpha < 15^\circ$ için yeniden birleşen akışın türbülanslı olduğu, $\alpha > 15^\circ$ için ise akışın laminer kaldığı gözlemlenmiştir. Alt ve üst yüzeylerdeki yerel ısı transferi katsayısı ampirik formülüyle korole edilmiştir. Buradaki C katsayısının $\alpha > 5^\circ$ için, artan α ile azaldığı bildirilmiştir. Deneysel sonuçlarda maksimum ortalama ısı transferinin α 'nın 0° ve 5° değerleri arasında meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

2.2.5. Plaka yüzeylerde zorlanmış taşınım ile yapılan çalışmalar

Tahat ve ark. (1994) yatay bir taban plaka üzerine yerleştirilen iğne kanatçıklarla zorlanmış taşınım ile deneysel çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada kararlı durumda kanatçıkların termal performanslarını, akış direncini, değişik kanatçık konfigürasyonlarını ve hava akış hızının etkilerini incelemiştir. Düz ve şaşırtmalı dizilimde akışa dik doğrultuda optimum kanatçık dağılımı $1\text{mm} < S_x$ (kanatçıklar arasındaki yatay boşluk) $< 3\text{mm}$ ve $7.6\text{mm} < S_y$ (kanatçıklar arasındaki dikey boşluk) $< 7.8\text{mm}$ olarak tespit edilmiştir.

Hava akışına dik olarak yerleştirilmiş, şaşırtmalı ve düzgün dizimli iğne kanatçıklarla deneysel çalışmalarda yapılmıştır (Tahat ve ark., 2000). Bu çalışmada kararlı haldeki ısı transferi incelenmiştir. Akışa dik yönde ve akış yönünde kanatçıklar arası optimum mesafe değerleri belirlenmiştir. Düzgün ve şaşırtmalı dizilimde de artan Reynolds sayısı ile kararlı hal ısı kaybının arttığını, akış yönünde ve akışa dik yönde artan iğne kanatçıkların aralığı ile kararlı hal ısı kaybının azaldığını ifade etmişlerdir. Ortalama ısı transferi katsayısının da artan Reynolds sayısı ile birlikte arttığı belirtilmiştir.

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

2.2.6. Farklı geometrik yüzeylerde zorlanmış taşınım ile yapılan çalışmalar

Ahmed ve Yovanovich (1997) yayınlarında, farklı geometrilerdeki cisimlerde zorlanmış taşınımında ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerini rüzgar türbininde yapmışlardır. Reynolds sayısının farklı geometriler için Nusselt sayısına etkileri incelenmiştir. Zorlanmış taşınım için ampirik bir model sunulmuştur.

Zhao ve Bar-Ziv (2002) çalışmalarında mikrokanal ısı alıcı boyunca zorlanmış konveksiyonla ısı transferini analitik ve numerik olarak incelemişlerdir. İki analitik yaklaşım kullanılmıştır; gözenekli ortam ve kanatçık uygulaması. Her iki yaklaşım da göstermiştir ki, Nusselt sayısı kanal açısı arttıkça artmakta ve ısı iletim katsayısı azaldıkça artmaktadır. Fakat, ısı dağılımları konusunda bu iki yaklaşım büyük farklılıklar göstermiştir.

Dikdörtgen kanal içinde düz ve şaşırtmalı dizilmiş baklava dilimi şeklindeki kanatçıklarla deneysel olarak çalışma yapılmıştır (Tanda, 2001). Bu çalışmada ısı transferi, basınç kaybı karakteristiklerini ve kanatçık diziliminin yerel ısı transfer

katsayısına etkisi incelemiştir. Her kanatçık dizilimi için Nusselt sayısı korelasyonları Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak geliştirilmiştir. Bu geometrideki kanatçıkların boş dikdörtgen kanala göre aynı kütleli debide ısı transferini 4.4 kat kadar artırdığı, eşit pompalama gücünde ise 1.65 kat artırdığı ifade edilmiştir.

Al-Jamal ve Khashashneh (1998) sabit ısı akısında üçgen ve iğne kanatçıklı ısı alıcılarında deneysel olarak çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada ısı alıcılarının ısı transfer değerleri incelenmiştir. Her iki geometride için Nusselt Sayısı, Reynolds ve Prandtl sayılarının bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Maksimum Reynolds sayısının aynı değeri için iğne kanatçıkların ısı transferi üçgen kanatçıklardan daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.

Sara ve ark. (2001) dikdörtgen bir kanal içerisinde akışa dik ve paralel olarak dizilmiş dikdörtgen kesitli kanatçıklarda deneysel olarak çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada diziliş parametresinin ısı transferi iyileşmesine etkisi incelenmiştir. Deneyler esnasında 80x160 mm² kesit alanına sahip bir kanal kullanılmış ve Reynolds sayısı 6670-40000 arasında değiştirilmiştir. Kanatçıkların kendi aralarındaki mesafeye, akışa paralel veya dik olmalarına ya da düzgün veya şaşırtmalı dizilişlerine göre ısı transferinin artış veya azalışı gözlemlenmiştir. Verilen sabit bir basınç kaybında, kanatçıkların akışa paralel ve şaşırtmalı olduğu diziliş geometrisinde en iyi ısı transferinin gerçekleştiği ifade edilmiştir.

Değişik kanal geometrilerinde boyuna kanatçıklarla ısı transferinin iyileştirilmesi üzerine deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir (Naik ve ark., 1999). Sabit taban plaka sıcaklığında, kanatçıklardan oluşan maksimum ısı transferinin gerçekleştiği optimum kanatçık aralığının, kanatçık yüksekliğinin kanatçık boyuna oranı ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğunu gözlemlenmiş ve kanatçıklar üzerindeki boşluk miktarından etkilenmediği ifade edilmiştir. İğne kanatlı ısı değiştirici konfigürasyonu ile boyuna kanatçık konfigürasyonu karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak boyuna kanatçık yüksekliklerinin uzunluklarına oranı 0.24'den daha büyük olduğunda bu kanatçıkların daha fazla ısı transferi gerçekleştirildiği belirlenmiştir.

Dogruoz ve ark. (2005) tarafından kare ve sıralı iğne kanatlı ısı alıcıların davranışlarını gözlemleyen analitik ve deneysel çalışmalardan bazı bulgular sunulmuştur. Deneysel çalışmada sabit yüzey 25*25 mm de ve kanat yüksekliği 12,5 mm, 17,5 mm ve 22,5 mm de çeşitli ölçülerde alüminyum ısı alıcıları kullanıldı. Temel analizlerle ısı alıcısı içindeki giriş, çıkış ve basınç kaybı korelasyonları açıklanmıştır. Basınç kaybı tahminleri; kullanılan ısı alıcısı için basınç kayıp katsayıları ölçülmüş ve

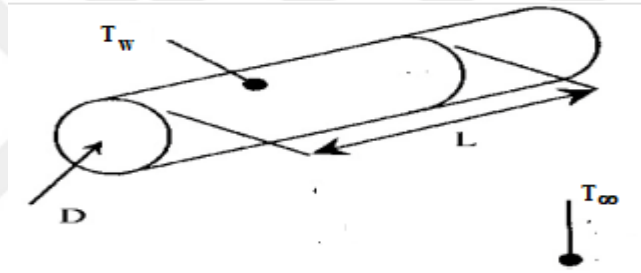
deneysel sonuçlar ile ilişkilendirilmiştir. Sürtünme faktörü, basınç kaybı ve by-pass oranı sonuçları çeşitli yüksekliklerle sıralı iğne ve kare kanatçıklı ısı alıcıları için gösterilmiştir. Deneysel ve teorik sonuçlar birbiriyle karşılaştırılmıştır. Detaylı basınç kaybı ölçümleri yapabilmek için SLA model kurulmuş ve test edilmiştir.



3. MATERYAL VE METOD

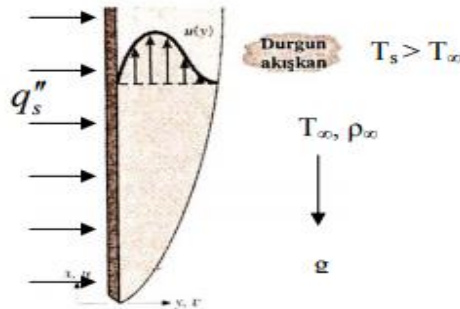
Bu bölümde deney düzeneği tanıtılarak deneyin yapılışı anlatılmakta ve deney sonuçları verilmektedir. Deney tesisatında kullanılan ekipmanın tanıtılması yapıldıktan sonra data analizi yapılmakta, ışınlım ile ısı transferine değinilmekte ve örnek hesaplama yapılmaktadır. Son olarak da deney verileri, yapılan hesaplamalar ve deney verilerinden yararlanılarak sonuçlar ortaya konulmaktadır.

Çapı D , ısıtılan uzunluğu L ve yüzey sıcaklığı T_w olan bir silindirin üzerini çevreleyen hava T_∞ sıcaklığında iken $T_w > T_\infty$ ise silindir yüzeyi ile temasta olan hava ısınmaya başlar. Bu nedenle havanın yoğunluğu azalır. Kaldırma kuvveti nedeniyle yukarı doğru bir akış meydana gelir. Böylece hava herhangi bir dış etki olmaksızın silindirden yukarı doğru hava akışı gerçekleşecektir. Şekil 3.1’de şematik olarak deney silindirinin resmi verilmiştir.



Şekil 3.1. Deney silindiri

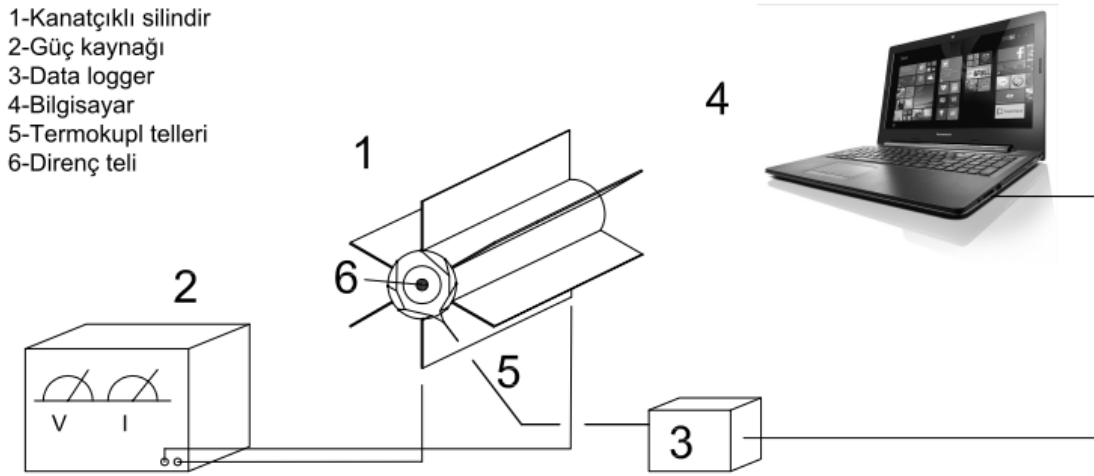
Doğal taşınımındaki akış zorlanmış taşınımındaki akış hızına kıyasla çok daha küçüktür. Bu yüzden doğal taşınımla ısı geçişi zorlanmış taşınımla ısı geçişine göre çok daha azdır. Şekil 3.2’de kaldırma kuvvetine bağlı olarak sıcak düşey levhada oluşan akışkan hareketi ve hız sınır tabakası gösterilmektedir. Levha etrafında ısınan akışkan hareketsiz bölgedeki akışa katılmak suretiyle yükselir.



Şekil 3.2. Isıtılan dikey bir levha üzerinde akışkanın hareketi ve sınır tabakanın gelişimi

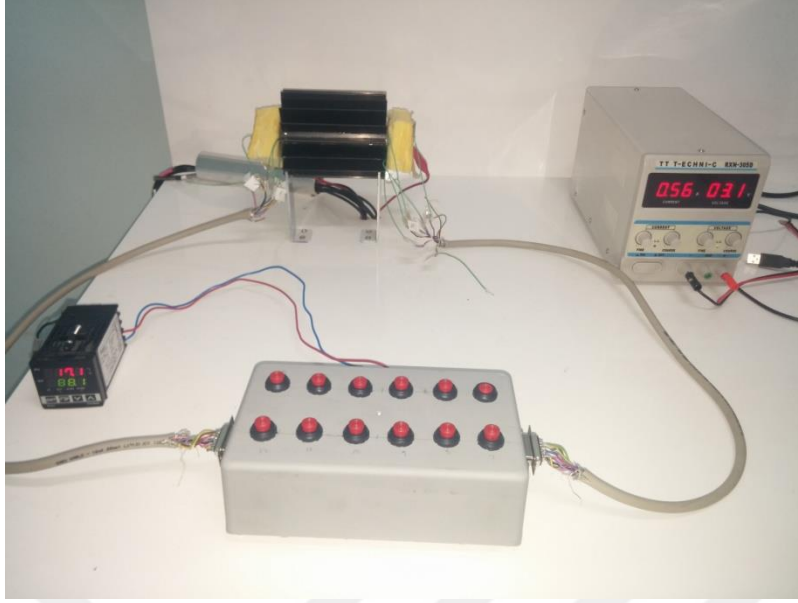
3.1. Deney Düzeneğinin Tanıtımı

Deney düzeneği ayarlı bir güç kaynağı, kanatçiksız ve farklı boyut ve sayılarda siyah anot kaplama yapılmış kanatçıklı silindirik test parçaları, seçici anahtar, termokupul ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Deney düzeneğinin şematik resmi Şekil 3.5’de genel görünümü ise 3.6’de gösterilmiştir. Sıcaklıklar belirli aralıklarla kaydedilmektedir.



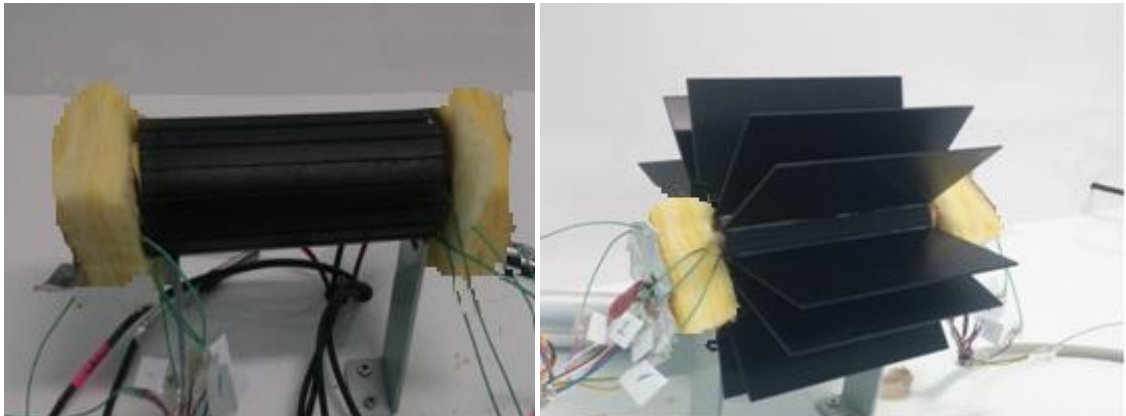
Şekil 3.5. Deney düzeneğinin şematik resmi

Deney silindirinin ısıtılması ve ısı transferinin gerçekleşmesi için gerekli ısı, ayarlı bir güç kaynağı vasıtasıyla silindir içerisine yerleştirilen 1200 watt lık bir direnç teline verilen akım sayesinde gerçekleşmektedir. Deney silindirleri içerisinde 8 farklı noktadan termokupullar ile sıcaklık ölçümü yapılarak ortalama cidar sıcaklığı tespit edilmektedir. Sıcaklığın dış yüzeyden ölçülmemesinin sebebi ortamdaki termokupul kablolarının doğal taşınım akışını etkilemesidir. Bu yüzden silindir sıcaklığı olarak ortalama silindir iç yüzey sıcaklığı alınmıştır. Silindir iç ve dış yüzey sıcaklıkları arasındaki fark çok küçüktür ve ihmal edilebilecek mertebededir. Silindir her iki uc kısmından 1 cm lik cam yünü ile ısı yalıtımı yapılmış ve ısı kaybı önlenmeye çalışılmıştır. 2 termokupul ile ortam sıcaklığı ölçülmeye çalışılırken 2 termokupul ile de yalıtım sıcaklıkları ölçülerek buradan gerçekleşen kayıp ısı bulunmuştur. Varyak 220 volt şehir şebekesine bağlanmış ve çıkış gücü amper- voltaj değerleri değiştirilerek ayarlanmaktadır. Akım ve voltaj değerlerinden ısıtıcının gücü hesaplanmıştır.



Şekil 3.6. Deney düzeneğinin genel görünümü

Kanatçıklı ve kanatlıksız silindirlerin genel görünüm Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Deney silindiri, $\Phi 38$ mm iç çapında ve $\Phi 42$ mm dış çapında 120 mm boyunda alüminyum malzemeden imal edilmiş ve yüzeyleri anot kaplama yapılmıştır. Kaplama yapılmasının sebebi alüminyum siyah cisim kabulüne yaklaştırarak ışınım yayımlama katsayısını hesaplamalarda 1 almaktır. Siyah anot kaplanmış alüminyum plakaların emisivite değerleri 0,76-0,82 arasındadır. Bu değer kanatçıklar arasında birçok yansımadan (kavite etkisi) dolayı siyah cisim değerine yaklaşır. Hesaplamalarda bu yüzden emisivite değeri 1 alınır (Sprarrow ve Vemuri, 1985; Sprarrow ve Vemuri, 1986).



(a)

(b)

Şekil 3.7. Kanatçıklı ve kanatlıksız deney silindirinin genel görünümü (a) kanatçıklı silindir (b) kanatlıksız silindir

3.2. Deneylerin Yapılışı

Deneyler kanatçıklı ve kanatçıksız silindirlerde mukayeseli ve sistemin güvenilirliği için çok sayıda tekrarlı yapılmıştır. Doğal taşınım da çevrenin ve ışınımın etkilerini minimuma indirmek için karanlık ve stabil bir deney ortamı sağlanmıştır.

Kanatçıklı silindirler ile kanatçıksız silindirler arasında kıyaslama yapılırken aynı Rayleigh sayılarında değerlendirebilmek için kanatçıksız silindirde güç değerleri 2 W ile 20 W arasında 2 watlık artışlarla yapılırken, kanatçıklı silindirlerde 5 W ile 50 W arasında 5 watlık artışlarla yapılmıştır. Kullanılan kanatçık boyutları 1.5 mm kalınlığında ve 30 mm, 60 mm ve 90 mm kanatçık yüksekliğinde olup genişliği silindir boyunca 120 mm dir. Kanatçıklı silindirlerde deneyler 6 kanatçık sayısı ile başlamış sırasıyla her bir farklı kanatçık boyu için 12 ve 18 kanatçık olacak şekilde devam etmiştir. Silindir yüzey sıcaklığı için 8 adet termokupulla ölçülen sıcaklıkların aritmetik ortalaması alınmış ortam sıcaklığı için ise 2 adet termokupul ile ölçülen sıcaklık değerlerinin aritmetik ortalaması alınmıştır. EK-1'de sunulan atmosfer basıncındaki havanın termo fiziksel özellikleri tablosundan (Frank P., 1981) Film sıcaklığına (T_f) karşılık gelen değerler alınmış ve hesaplamalarda kullanılmıştır. Sistemin rejime girmesi başlangıçta 2.5-3 saat sürerken daha sonraki deneylerde 1.5-2 saate kadar düşmüştür.

3.3 Data Analizi

Deneyler esnasında her bir ısıtıcı gücü için silindir yüzey sıcaklığı, ortam sıcaklığı, yalıtım dış yüzey sıcaklığı veri olarak alınmıştır. Ölçüm sıcaklıkları hesaplamada Kelvin (K) olarak ifade edilmiştir.

Rayleigh sayısı;

$$Ra = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D^3 / \nu \alpha \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Çelik (2003), Morgan (1975)

Burada D; karakteristik çaptır ve kanatçıkların tutturulduğu silindirin dış çapıdır.

g: yer çekim ivmesi β Isıl genleşme katsayısıdır.

Hacimsel Genleşme Katsayısı;

$$\beta = 1 / T_f \quad \text{Çelik (2003), Holman (1984)} \quad (3.2)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Film Sıcaklığı;

$$T_f = (T_w + T_\infty) / 2 \quad \text{Çelik (2003), Sparrow ve Chrysler (1981)} \quad (3.3)$$

şeklin de tanımlanmıştır.

ΔT : yüzey sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki fark;

$$\Delta T = T_w - T_\infty \quad (3.4)$$

Deney silindirin karakteristik çapı D 'ye bağlı olarak Nusselt sayısı için

$$Nu = h \cdot D / k \quad (3.5)$$

ve taşınım katsayısı için

$$h = Q / A (T_w - T_\infty) \quad (3.6)$$

bağlantıları kullanılmıştır.

Denklem 3.5 ve 3.6 birleştirilerek Nusselt ifadesi

$$Nu = Q_{taş} \cdot D / A (T_w - T_\infty) \quad (3.7)$$

halini alır. Taşınım ile gerçekleşen ısı transferi

$$Q_{taş} = P - Q_{ışınım} - Q_{kayıp} \quad (3.8)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir.

Silindirin yüzey alanı

$$A = \Pi \cdot D \cdot L \quad (3.9)$$

Şeklindedir.

Kanatçıklı ve kanatçıksız silindirlere taşınım yüzey alanı aynı alınmıştır. Bunun nedeni benzer şartlarda iki silindirin karşılaştırmasını yapabilmek içindir. Uç kısımlardan kaybolan ısı miktarı ;

$$Q_{kayıp} = Q_{kayıp1} + Q_{kayıp2} \quad (3.10)$$

$$\Delta T_{kayıp} = T_{iz iç} - T_{iz dış} \quad (3.11)$$

Deneyde ızalasyon iç sıcaklığı boru iç cidar sıcaklığı ile aynı kabul edilmiştir.

$$Q_{kayıp} = k \cdot A_1 \cdot \Delta T_{kayıp} / \Delta x_1 + k \cdot A_2 \cdot \Delta T_{kayıp} / \Delta x_2 \quad (3.12)$$

$A_1 = A_2$ ve $L_1 = L_2$ olduğundan değerler yerine konularak $Q_{kayıp}$ hesaplanır.

3.4. Işınım ile Isı Transferi

Cisimlerin sıcaklıkları sebebiyle etraflarına yaydıkları ışınlarla ısı ışını bu olaya ise ısı ışınımı denilmektedir. Doğal taşınım ile ısı transferi gerçekleşen bir sistemde ışınım ile gerçekleşen ısı transferi ihmal edilemeyecek kadar büyük boyutlardadır. Deney setinde kullanılan kanatçıklardan ısı transferi şekil faktörünü veren direkt bir ifade mevcut değildir. Bunun için sistemin önce bir tanımlanması ve buna göre bir takım kabullerin yapılması gerekir.

Işınım ile gerçekleşen ısı transferi;

$$Q_{\text{ışınım}} = F_{(\epsilon)} \cdot F_{12} \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (3.13)$$

Şeklinde ifade edilebiliriz.

Kanatçıklı ve kanatçıksız silindir yüzeyinden ışıınım ile ısı transferini hesaplayabilmek için bazı kabuller yapılmış ve bu kabuller aşağıda açıklanmıştır.

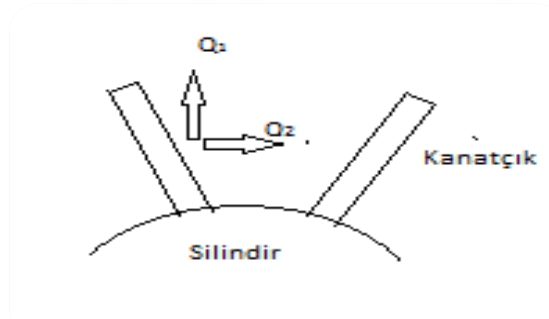
1. Silindir, kanatçıklar ve tüm yüzeyler siyah cisim kabul edilmiştir. $F_{(\epsilon)} = 1$
2. Ortamın ışıınımı etkilemediği kabul edilmiştir. (Gaz ışıınımı sıfır)
3. Tüm çevre yüzeyler izotermal ve sıcaklığı hava sıcaklığına eşit kabul edilmiştir.
4. Silindir ve kanatçıkların sıcaklığının aynı sıcaklıkta ve tüm yüzeylerde sıcaklığın üniform olduğu kabul edilmiştir.

$F_{(\epsilon)} = 1$ alındığı zaman

$$Q_{\text{ışınım}} = F_{12} \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (3.14)$$

şeklini alır.

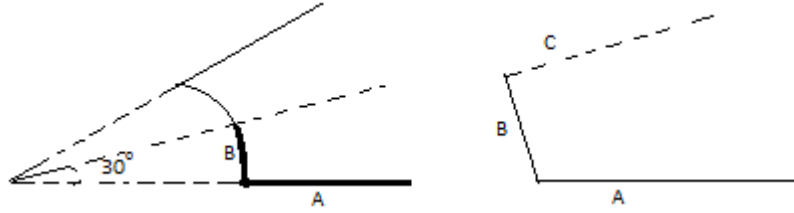
Şekil 3.8'de görüldüğü gibi kanatçıklı silindirden olan ısı transferinde, ışıınımın bir kısmı kendi içinde absorbe edilmekte, geriye kalan kısmı ise dış ortama transfer olmaktadır.



Şekil 3.8. Kanatçıklardan ışıınım ile gerçekleşen ısı transferi

Aralarında 60 derece olan ve 30 mm uzunluğundaki kanatçık modülü için şekil faktörü hesabı;

Şekil 3.9'da şekil faktörü hesabında izlenen yöntem şematik olarak ifade edilmiştir.



Şekil 3.9. Şekil faktörü hesabının şematik ifadesi

Şekil 3.9'da görüleceği üzere A'dan B ve C yüzeylerine F_{AB} ve F_{AC} şekil faktörü, B'den A ve C yüzeylerine F_{BA} ve F_{BC} şekil faktörü, C'den ise A yüzeyine F_{CA} ve F_{CB} şekil faktörlerinin bulunması gerekecektir.

Burada;

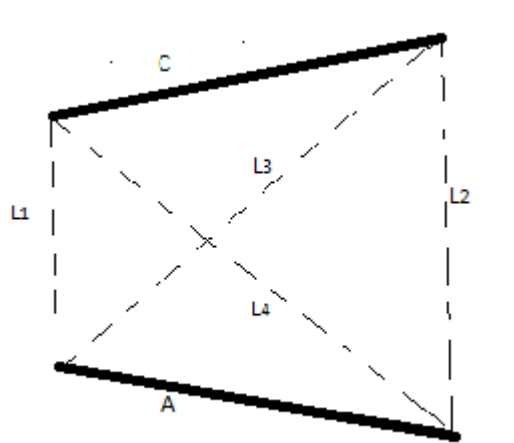
$$A_A = 3 \cdot 10^{-2} \times 12 \cdot 10^{-2} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_B = \pi \times 0,042 \times 12 \times 10^{-2} / 12 = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

A yüzeyinde B yüzeyine olan F_{AB} , iki yüzeyin birbirine dik kabulü ile Ek-2'de sunulan ışınlım şekil faktörü grafiğinden hesaplanmıştır. (Holman, 2010) ($F_{AB} = 0,15$)

A yüzeyinde C yüzeyine olan F_{AC} şekil faktörü Şekil 3.10'de şematik resmi sunulan ip germe yöntemi ile hesaplanmıştır.

$$F_{AC} = (L_3 + L_4) - (L_1 + L_2) / 2 * L_A \quad (3.15)$$



Şekil 3.10 İp germe yöntemi

$$F_{AC} = (2 \times 34,45) - (10,87 + 26,4) / (2 \times 30) = 0,527 \text{ bulunur.}$$

A alanından çıkan ve B alanı tarafından durdurulan ışınlım için;

$$F_{AB} \times A_A = F_{BA} \times A_B \quad \text{ifadesinden} \quad (3.16)$$

$$F_{BA} = 0,15 \times (3,6 \times 10^{-3}) / (1,32 \times 10^{-3}) = 0,41 = F_{BA}$$

Tek tarafı kapalı modül için kanatçıklı sistemin bünyesinde kalan şekil faktörünün (F_{11}) hesaplanabilmesi için aşağıdaki formül kullanılabilir.

$$F_{11} = A_A / A_{Top} \times (F_{AB} + F_{AC}) + A_B / A_{Top} \times (F_{BA} + F_{BC}) + A_C / A_{Top} \times (F_{CA} + F_{CB}) \quad (3.17)$$

$$A_{Top} = A_A + A_B + A_C \quad (3.18)$$

$$F_{11} = 3,6/8,52 \times (0,15+0,527) + 1,32/8,52 \times (0,41+0,41) + 3,6/8,52 \times (0,527+0,15)$$

$$F_{11} = 0,286+0,127+0,286 = 0,699$$

$$F_{11} + F_{12} = 1 \quad (3.19)$$

$$F_{12} = 1 - F_{11} = 1 - 0,699 = 0,301 \text{ hesaplanır.}$$

Kanatçıksız silindir ve kanatçıklı silindir için örnek hesaplamalar Ek-3'de sunulmuştur. Kanatçıklı silindirler için hesaplanan şekil faktörleri çizelgesi 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Farklı sayı ve uzunlukta kanatçıklı silindirlere şekil faktörü değerleri.

Kanatçık Yüksekliği (mm)	Kanatçık sayısı (Adet)	Şekil Faktörü (F_{1-2})
30	6	0,301
	12	0,148
	18	0,102
60	6	0,278
	12	0,126
	18	0,106
90	6	0,233
	12	0,146
	18	0,118

3.5. Grafiklerin Çizilmesi

Deneyler sonucunda hesaplanan R_a ve N_u değerleri en küçük kareler yöntemine göre grafiklendirilmişlerdir.

$$N_u = A R_a^B \quad (3.20)$$

$$\text{LnNu} = \text{LnA} + B \text{LnRa} \quad (3.21)$$

$$\text{ve } y = \text{LnNu} \quad (3.22)$$

$$c = \text{LnA} \quad (3.23)$$

$$x = \text{LnRa} \quad (3.24)$$

Dönüşümleri ile

$$y = Bx + c \quad (3.25)$$

ifadesi yazılır. Bu ifade bir doğru denklemini gösterir ve en küçük kareler yöntemine göre, deney sayısı $i=1$ den $i=10$ 'a kadar olmak üzere 3.25 eşitliğinden elde edilen $y(x_i)$ değerlerinin deneyden elde edilen y_i değerlerine yaklaşabilmesi için aradaki farkın karelerinin toplamı minimum olmalıdır.

$$\sum_{i=1}^n [y_i - y(x_i)]^2 = \min. \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial}{\partial c} \sum_{i=1}^n [y_i - (Bx_i + c)]^2 = 0 \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial}{\partial B} \sum_{i=1}^n [y_i - (Bx_i + c)]^2 = 0 \quad (3.28)$$

olmalıdır işlem yapılırsa

$$cn + B \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n y_i \quad (3.29)$$

$$c \sum_{i=1}^n x_i + B \sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n (x_i y_i) \quad (3.30)$$

ifadeleri bulunur. Bu iki eşitlikten;

$$B = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i y_i) - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i}{\sum_{i=1}^n x_i^2 - \frac{1}{n} \left[\sum_{i=1}^n x_i \right]^2} \quad (3.31)$$

$$c = \frac{\sum_{i=1}^n y_i - B \sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (3.32)$$

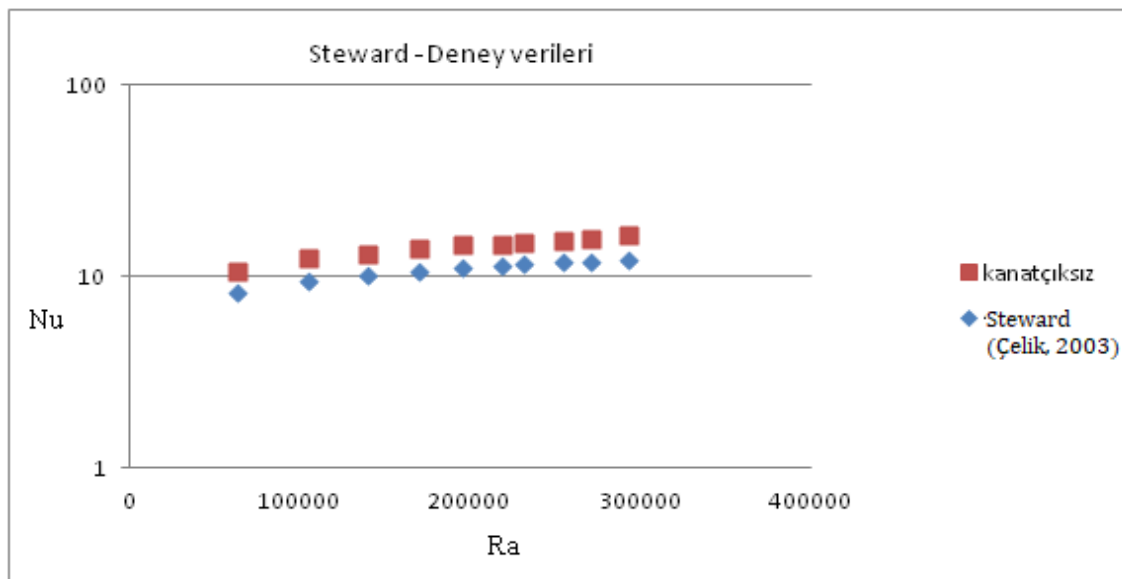
bulunur ve $A = e^c$ elde edilir. Deney sonuçlarına göre hesaplanan A ve B değerleri dördüncü bölümde verilmiştir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

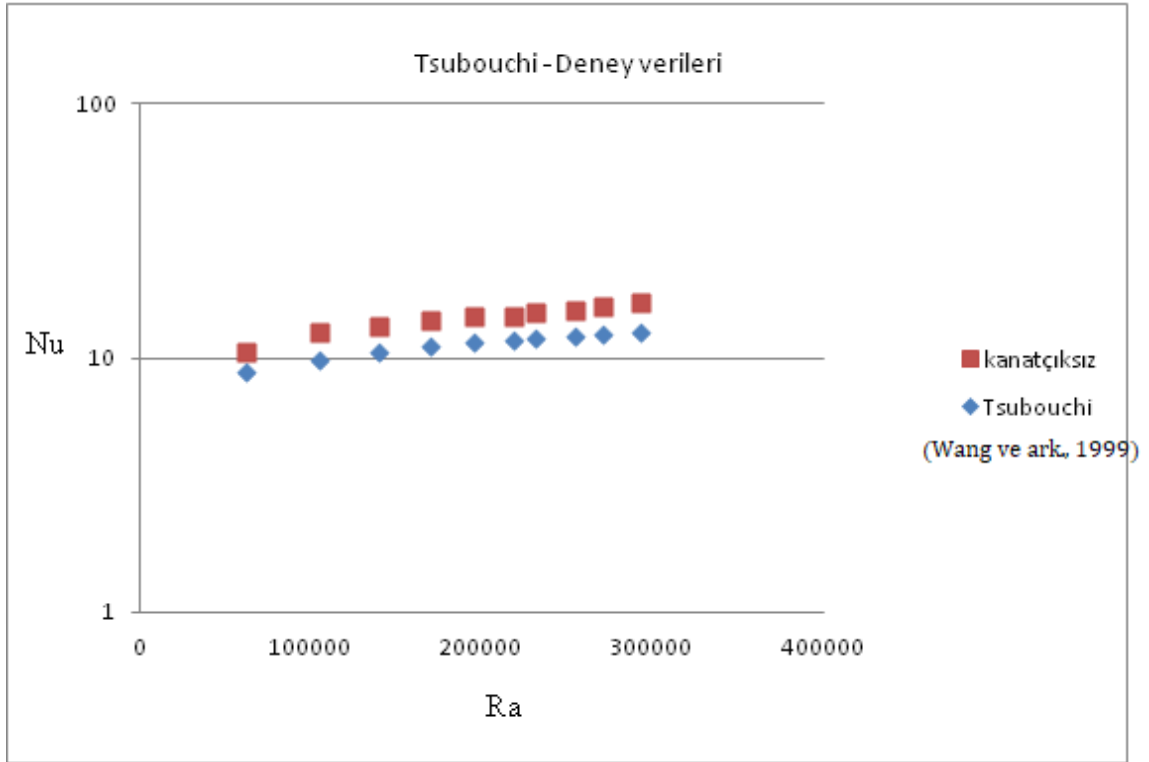
Deneylerde ölçümler kanatçıksız düz silindir için 2 Watt'dan başlamak üzere 2 şer Watt artışlarla 10 farklı ısıtıcı gücünde yapılmış, kanatçıklı silindirlerde 5 Watt'dan başlamak üzere 5'er Watt artışlarla 50 Watt güc değerine kadar 10 farklı ısıtıcı gücün de yapılmıştır. Ölçümlerde silindirin konumu eksenine "0" derece açı yapacak şekilde sabit konumlandırılmıştır. Kanatçıklı ve kanatçıksız silindirlerde bu çalışma güç aralığının farklı olmasının nedeni aynı Rayleigh sayı aralığı ile çalışabilmektir. Çıkan sonuçlar bize doğal taşınımda ışınım ile olan ısı transferinin ihmal edilemeyecek kadar az olmadığını göstermiştir.

Deneylerden elde edilen sonuçlar ile, kanatçıksız ve kanatçıklı silindirdeki farklı güç değerleriyle Nu- Ra sayısındaki değişimin nasıl olduğu, kanatçık uzunluğunun ve sayısının ısı transferini nasıl etkilediği ve farklı güç değerlerinde ışınım ile meydana gelen ısı transferindeki değişim ortaya konmuş, yapılan diğer deneysel çalışmalarla karşılaştırma yapılmıştır.

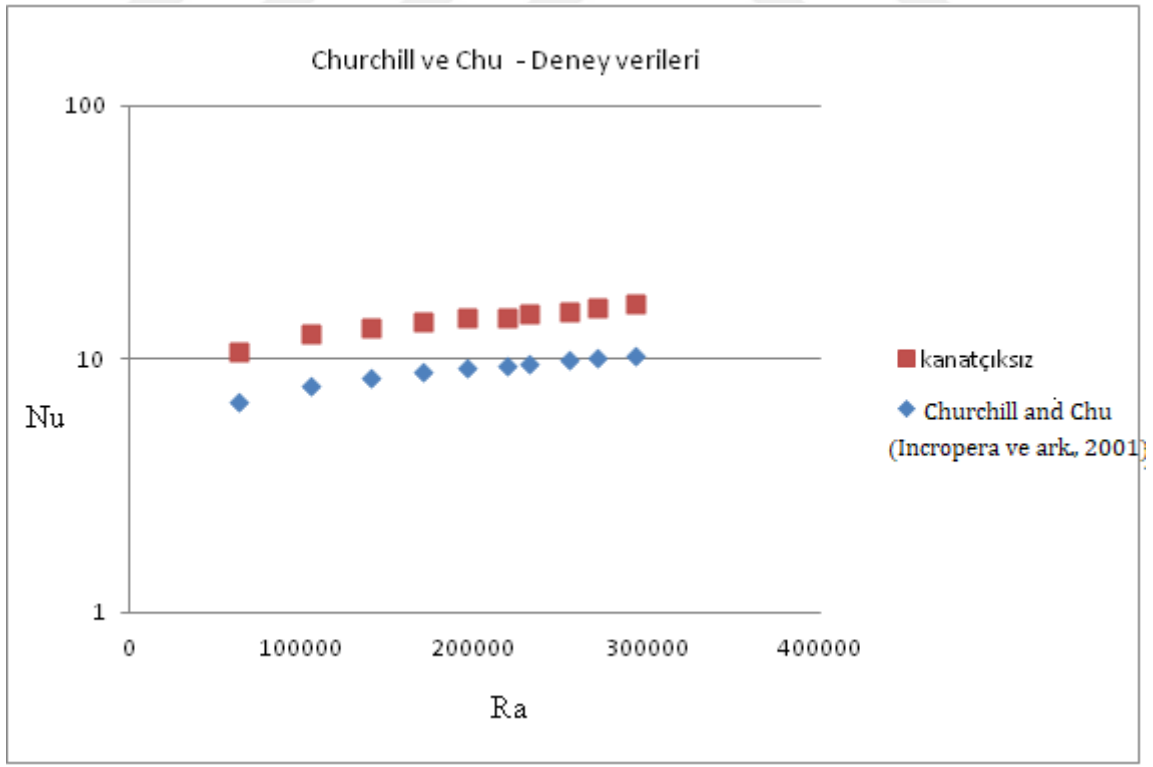
Yapılan deney sonuçlarının güvenilirliğini belirlemek için düz (kanatçıksız) silindir sonuçları literatürdeki sonuçlar ile Şekil 4.1'de Steward (Çelik, 2003), 4.2'de Tsubouchi (Wang ve ark., 1999), 4.3'de Churchill and Chu (Incropera ve ark., 2001) ve 4.4'de ise Holman (Çelik, 2003) ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekillerden de anlaşılacağı üzere sonuçlar % 9,6- % 16,8 arasındadır. Bu değerler ve sonuçlar kabul edilebilir sınırlar içerisindedir.



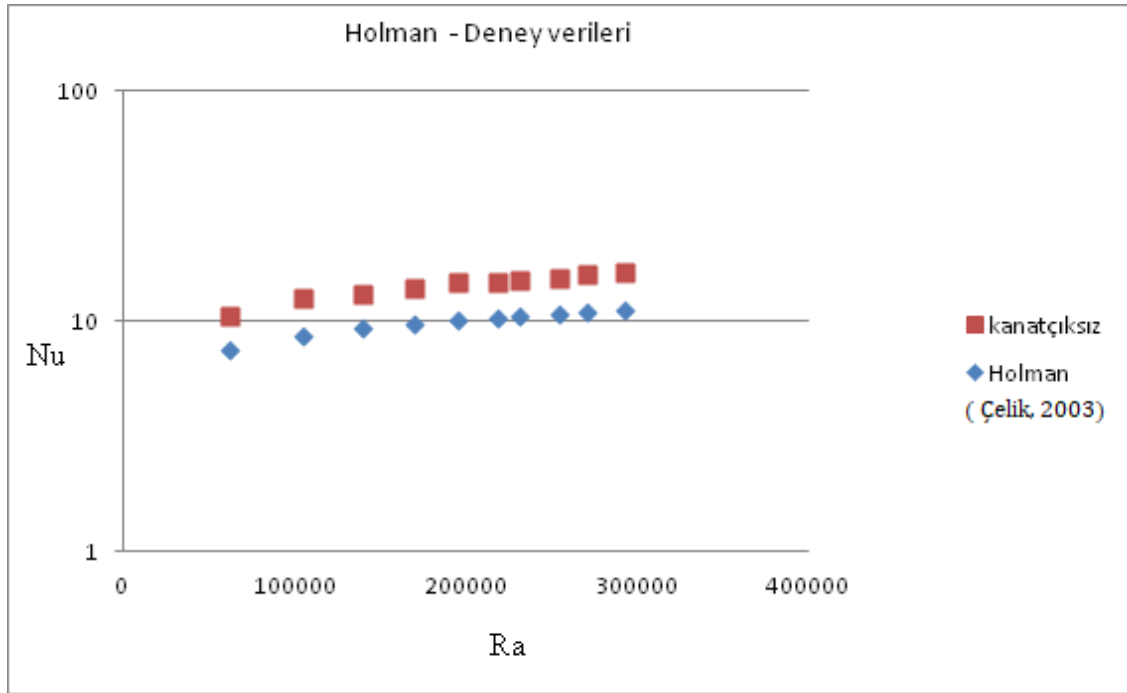
Şekil 4.1. Kanatçıksız silindir deney verileri ile Steward bağıntısının karşılaştırılması



Şekil 4.2. Kanatçksız silindir deney verileri ile Tsubouchi bağıntısının karşılaştırılması



Şekil 4.3. Kanatçksız silindir deney verileri ile Churchill ve Chu bağıntısının karşılaştırılması



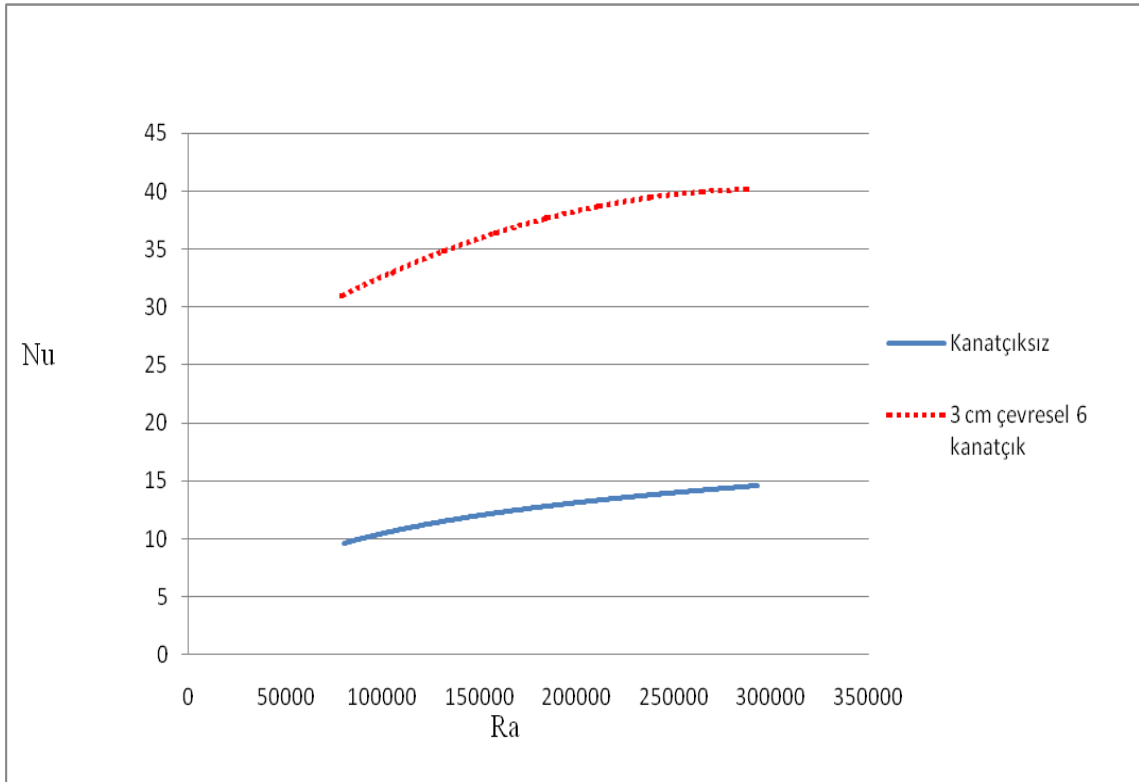
Şekil 4.4. Kanatçksız silindir deney verileri ile Holman bağıntısının karşılaştırılması

Genel olarak Ra ve Nu arasındaki ilişki $Nu = A Ra^B$ ile ifade edilmektedir. Deneyler sonucunda hesaplanan Ra ve Nu değerleri en küçük kareler yöntemine göre elde edilen A ve B değerleri çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Kanatçksız ve farklı sayı ve uzunlukta kanatçıklı silindirlere elde edilen A ve B değerleri

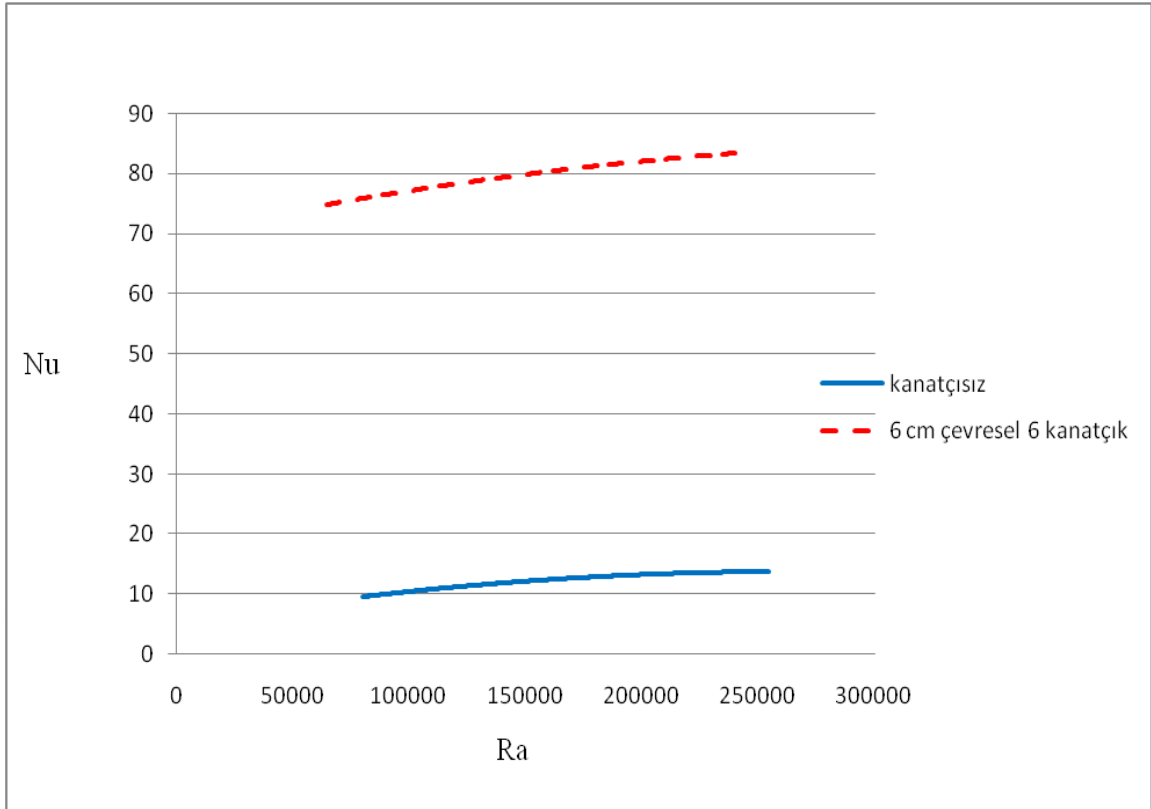
	Kanatçık Sayısı	Kanatçık Uzunluğu	A	B
Düz Silindir	-	-	0,41	0,283
Kanatçıklı Silindir	6	30 mm	2,56	0,220
		60 mm	20,94	0,112
		90 mm	17,66	0,147
	12	30 mm	8,11	0,169
		60 mm	25,53	0,124
		90 mm	26,31	0,123
	18	30 mm	5,20	0,213
		60 mm	55,8	0,075
		90 mm	17,34	0,198

Şekil 4.5’de kanatçıklı (30 mm kanatçık yüksekliğinde 6 adet çevresel kanatçık sayısı) ve kanatçıksız silindir için yatay konumda Ra-Nu grafiği verilmiştir. Kanatçıklar ısı transferini artırmış, dolayısıyla silindirin cidarındaki ölçülen sıcaklığın daha düşük seviyede kalmasını sağlamıştır. Grafikten anlaşılacağı üzere iki eğrinin karektersitliği birbirine benzerlik göstermektedir. Kanatçıklı silindirin Nusselt değeri, kanatçıksız silindirin Nusselt değerinden üç kat fazla olduğu görülmüştür. Yani ısı transfer katsayısı üç kat artmıştır.

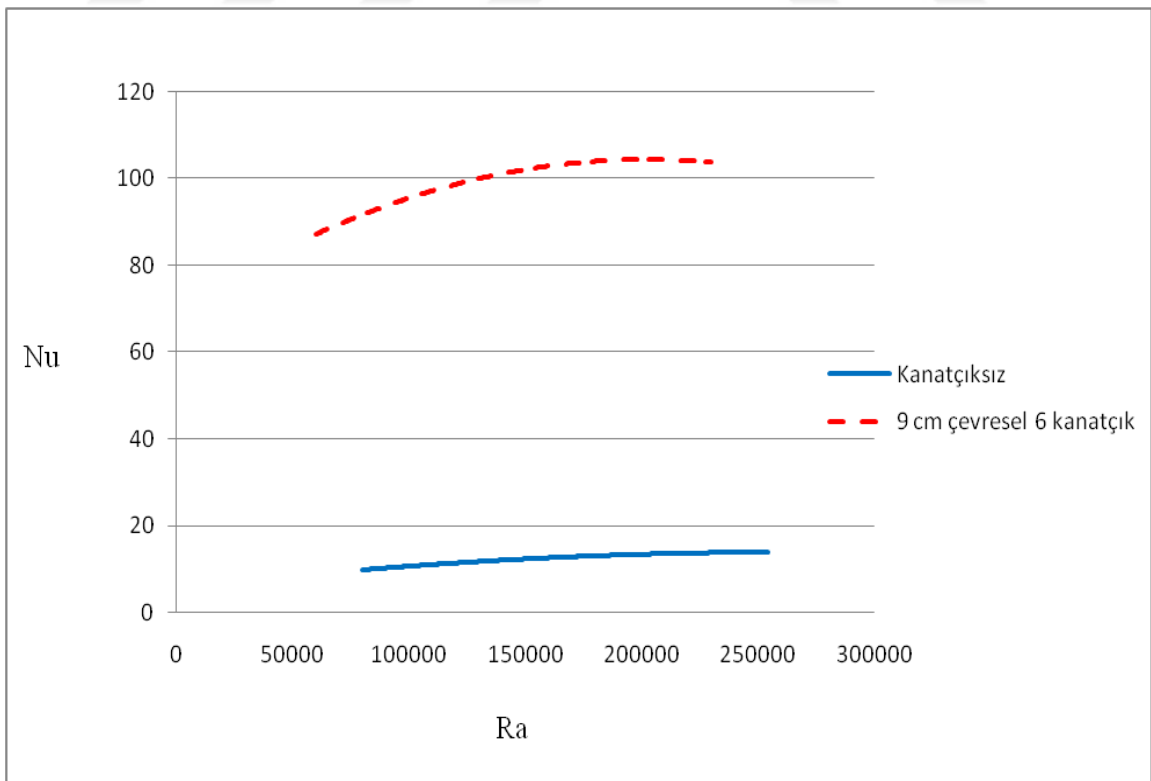


Şekil 4.5. Kanatçıksız silindir ile 30 mm kanatçık yüksekliği ve çevresel olarak 6 adet eksenel kanatçığa sahip silindirin Ra- Nu değişimi

Şekil 4.6’de kanatçıksız silindirin, 60 mm kanatçık boyunda ve çevresel olarak 6 adet eksenel kanatçık sayısına sahip silindir ile Şekil 4.7’de ise 90 mm kanatçık boyunda ve çevresel olarak 6 adet eksenel kanatçık sayısına bağlı Ra-Nu değişim grafikleri verilmiştir. Grafiklerden anlaşılacağı üzere kanatçık sayısı aynı kalmakla birlikte kanatçık uzunluğunda ki değişim ciddi manada ısı transferini artırmıştır.

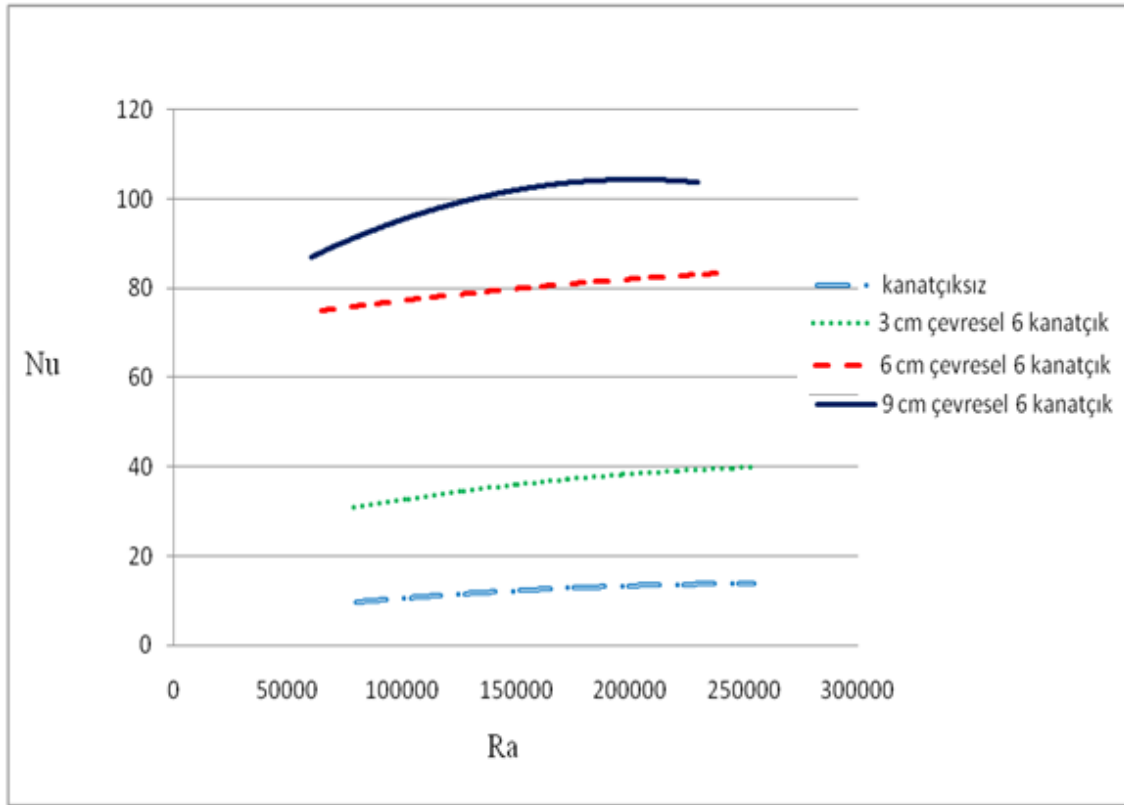


Şekil 4.6. Kanatçısız silindir ile 60 mm kanatçık yüksekliğine ve çevresel 6 adet kanatçığa sahip silindirin Ra- Nu değişimi



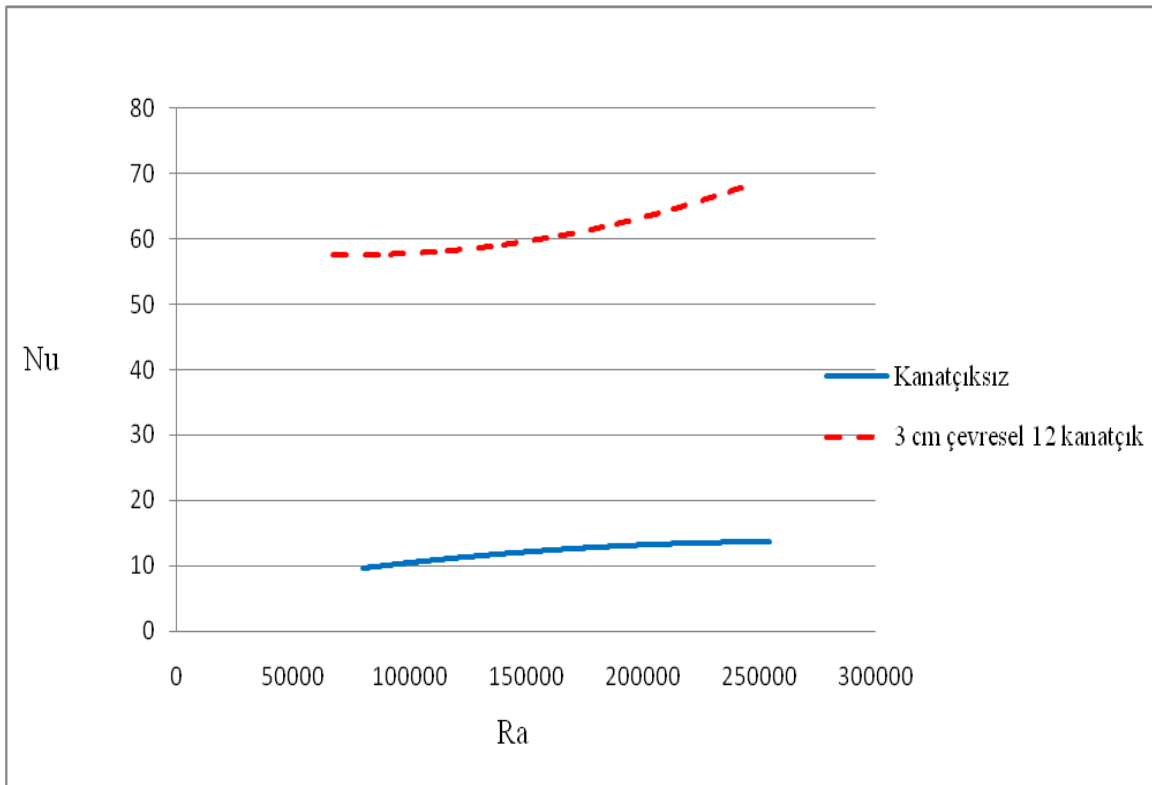
Şekil 4.7. Kanatçısız silindir ile 90 mm kanatçık yüksekliğine ve çevresel 6 adet kanatçığa sahip silindirin Ra- Nu değişimi

Şekill 4.8’de çevresel olarak 6 adet kanatçık sayınına sahip farklı kanatçık boylarında (30, 60 ve 90mm) kanatçıklı silindirler ile kanatçıksız silindir in karşılaştırılması yapılmıştır.

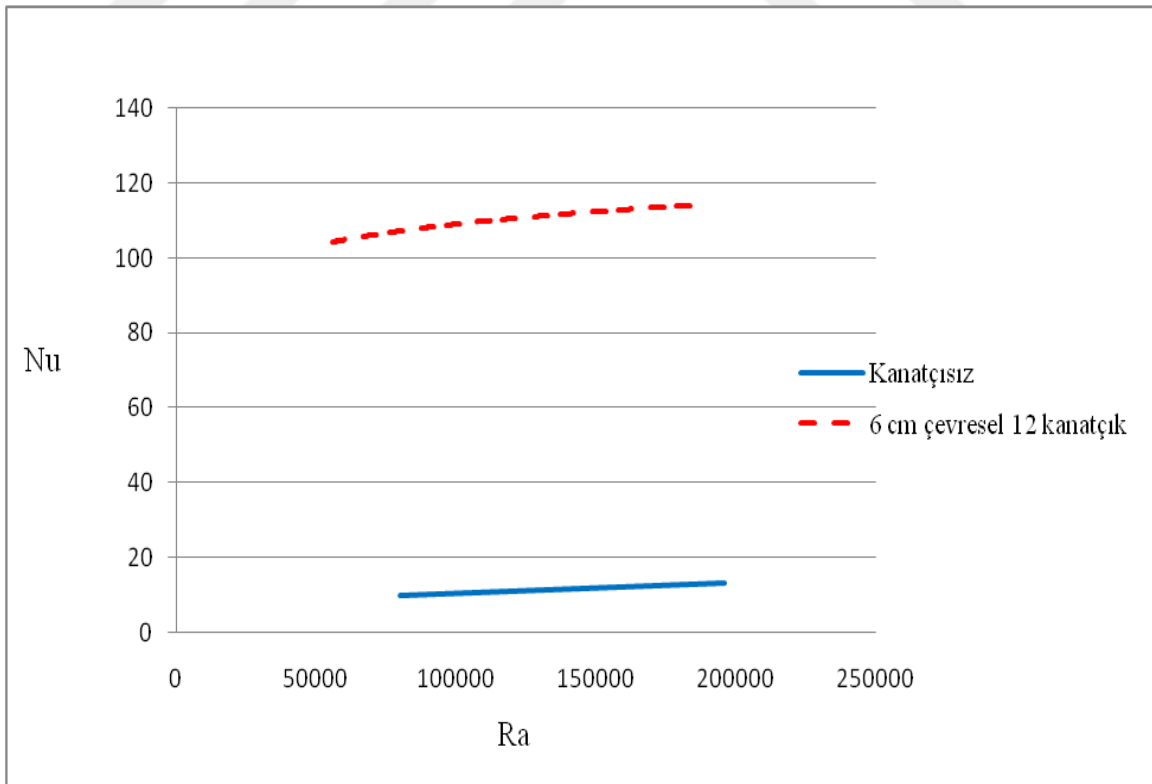


Şekil 4.8. Kanatçıksız silindir ile 6 adet kanatçığa sahip farklı kanatçık boylarında (3, 6 ve 9 cm) Ra- Nu değişimi

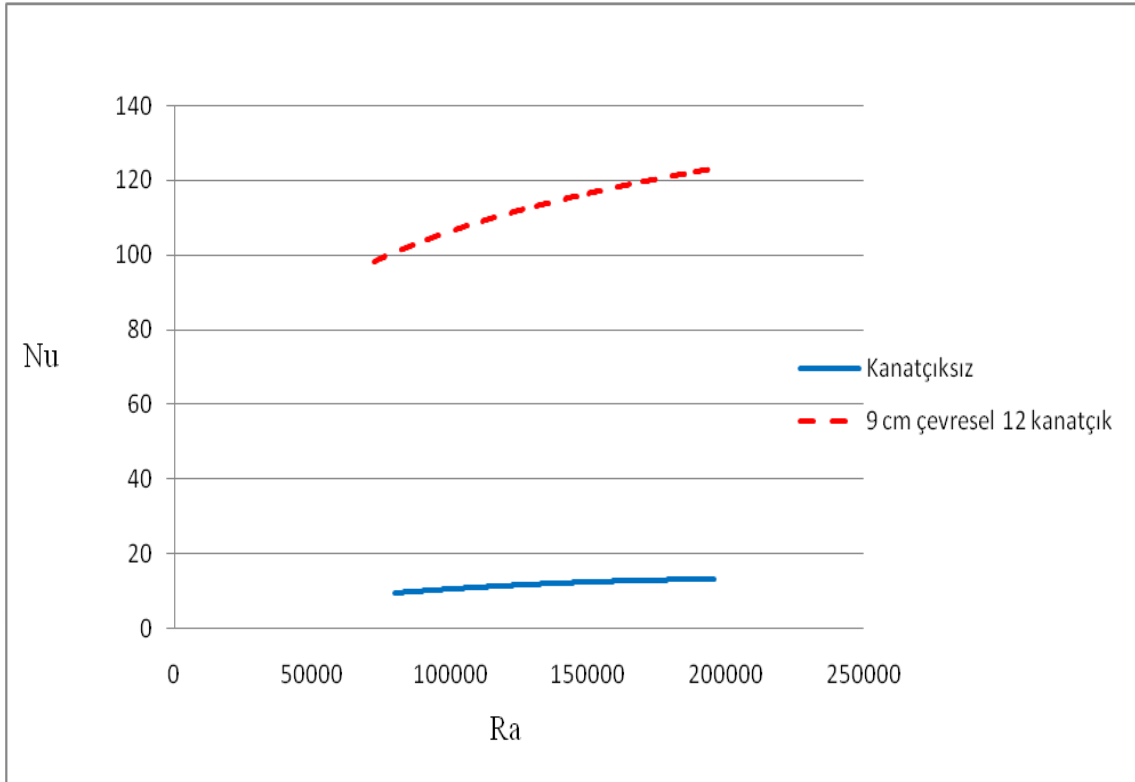
Şekil 4.9, 4.10, ve 4.11’de kanatçıksız silindir ile 12 adet kanatçığa sahip farklı kanatçık boylarında (30, 60 ve 90) kanatçıklı silindire ait elde edilen verilerin karşılaştırılması yapılmış 4.12’de ise bu karşılaştırmalar tek grafik halinde sunulmuştur. Şekil 4.13, 4.14 ve 4.15’de ise kanatçıksız silindir ile 18 adet kanatçığa sahip farklı kanatçık boylarında (30, 60 ve 90) kanatçıklı silindire ait elde edilen verilerin karşılaştırılması yapılmış ve 4.16’da bu karşılaştırmalar tek grafik halinde sunulmuştur.



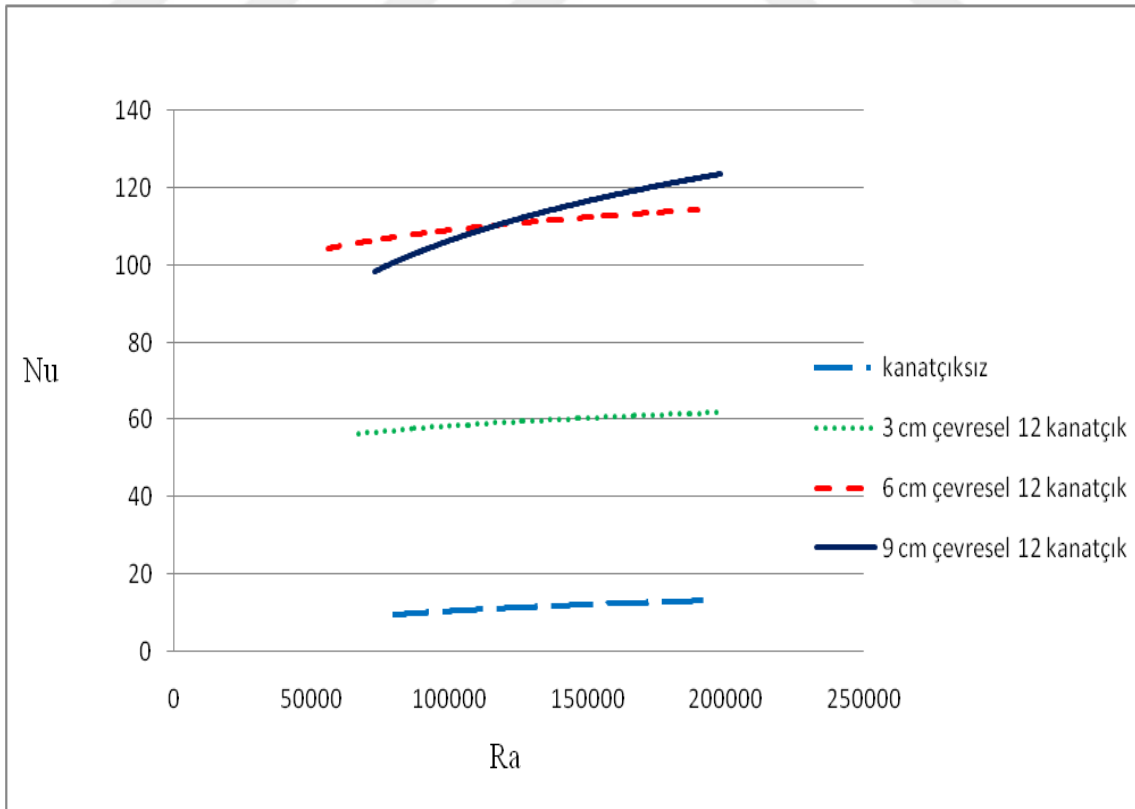
Şekil 4.9. Kanatçksız silindir ile 30 mm kanatçık yüksekliğine ve çevresel 12 adet kanatçığa sahip silindirin Ra- Nu değişimi



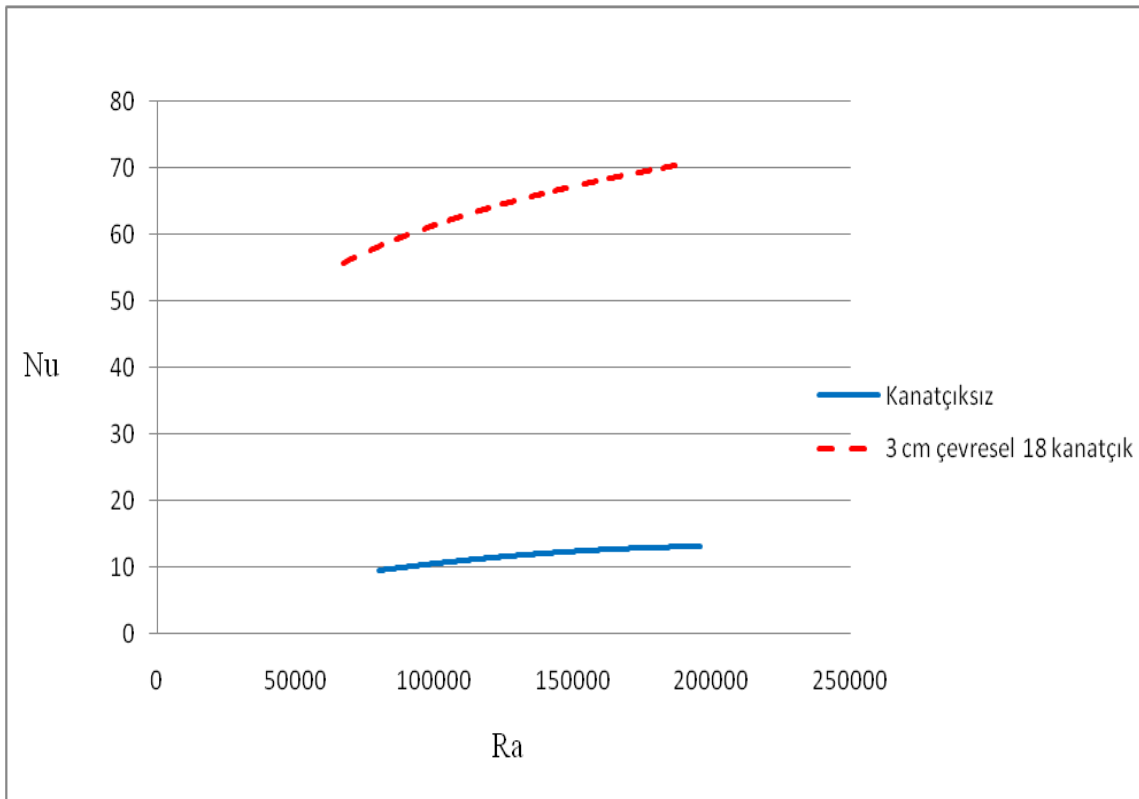
Şekil 4.10. Kanatçksız silindir ile 60 mm kanatçık yüksekliğine ve çevresel 12 adet kanatçığa sahip silindirin Ra- Nu değişimi



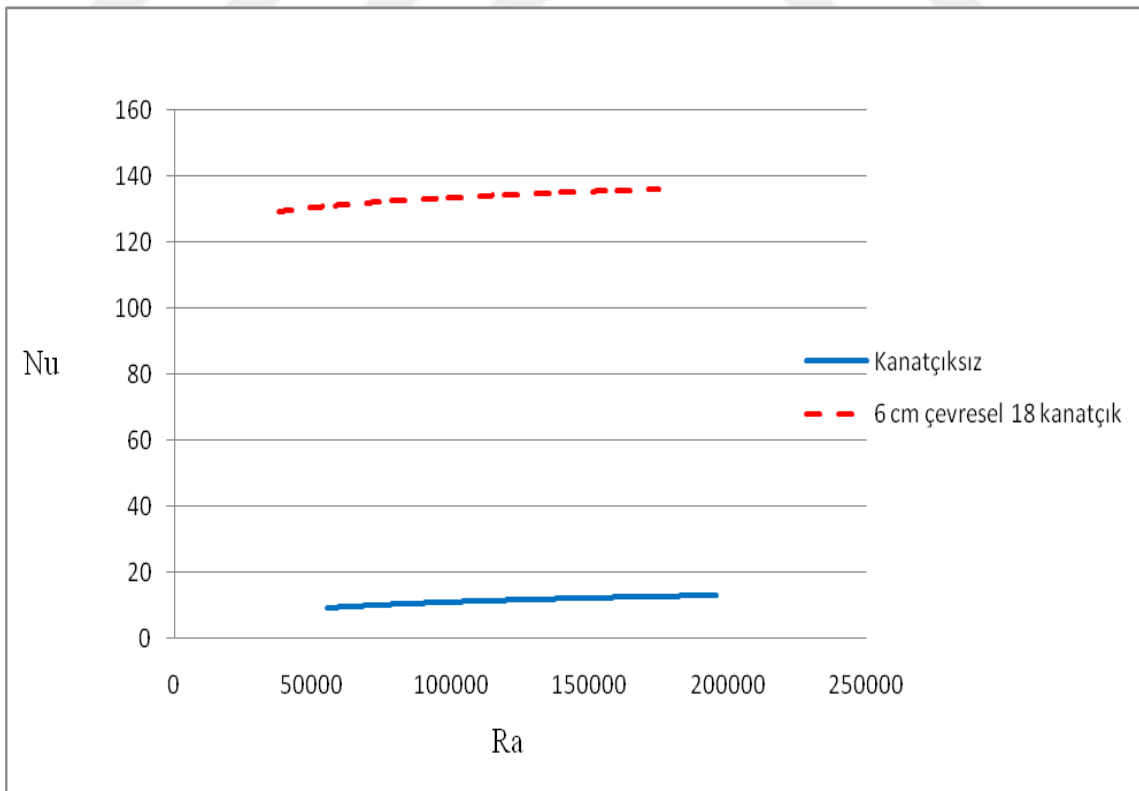
Şekil 4.11. Kanatçıksız silindir ile 90 mm kanatçık yüksekliğine ve çevresel 12 adet kanatçığa sahip silindirin Ra- Nu değişimi



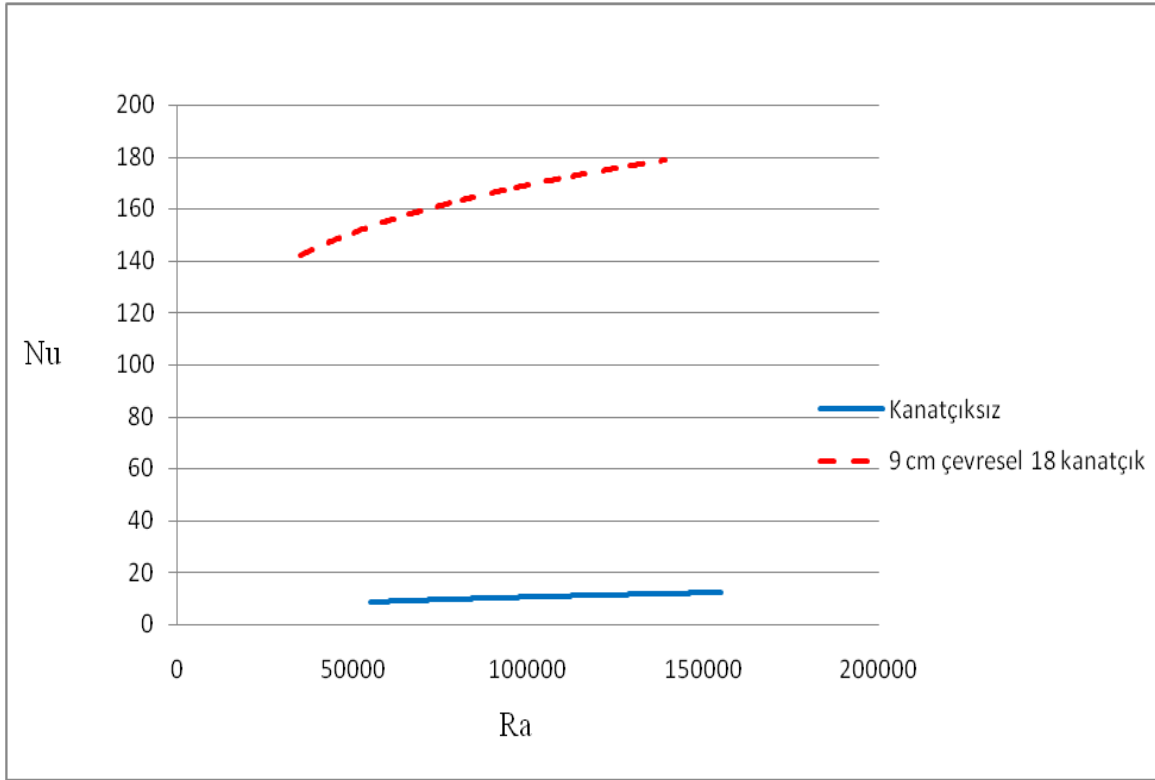
Şekil 4.12. Kanatçıksız silindir ile 12 adet kanatçığa sahip farklı kanatçık boylarında (3, 6 ve 9 cm) Ra- Nu değişimi



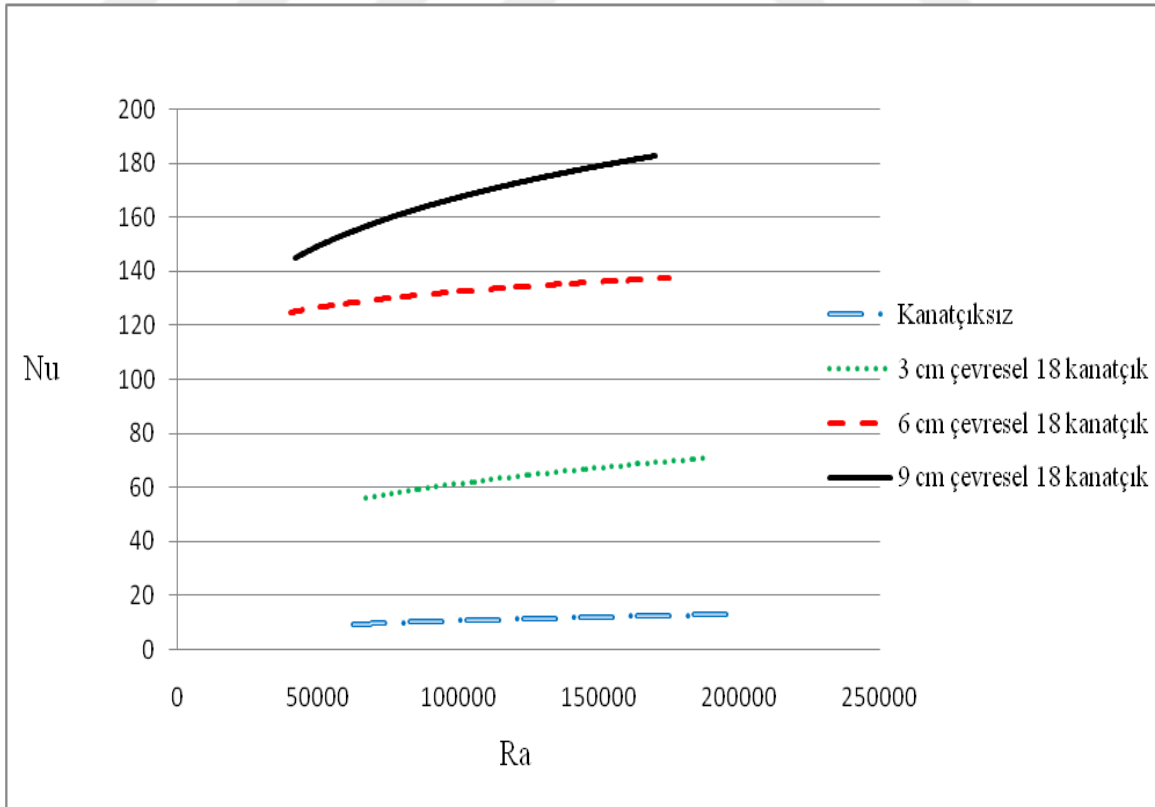
Şekil 4.13. Kanatçksız silindir ile 30 mm kanatçık yüksekliğine ve çevresel 18 adet kanatçığa sahip silindirin Ra- Nu değişimi



Şekil 4.14. Kanatçksız silindir ile 60 mm kanatçık yüksekliğine ve çevresel 18 adet kanatçığa sahip silindirin Ra- Nu değişimi



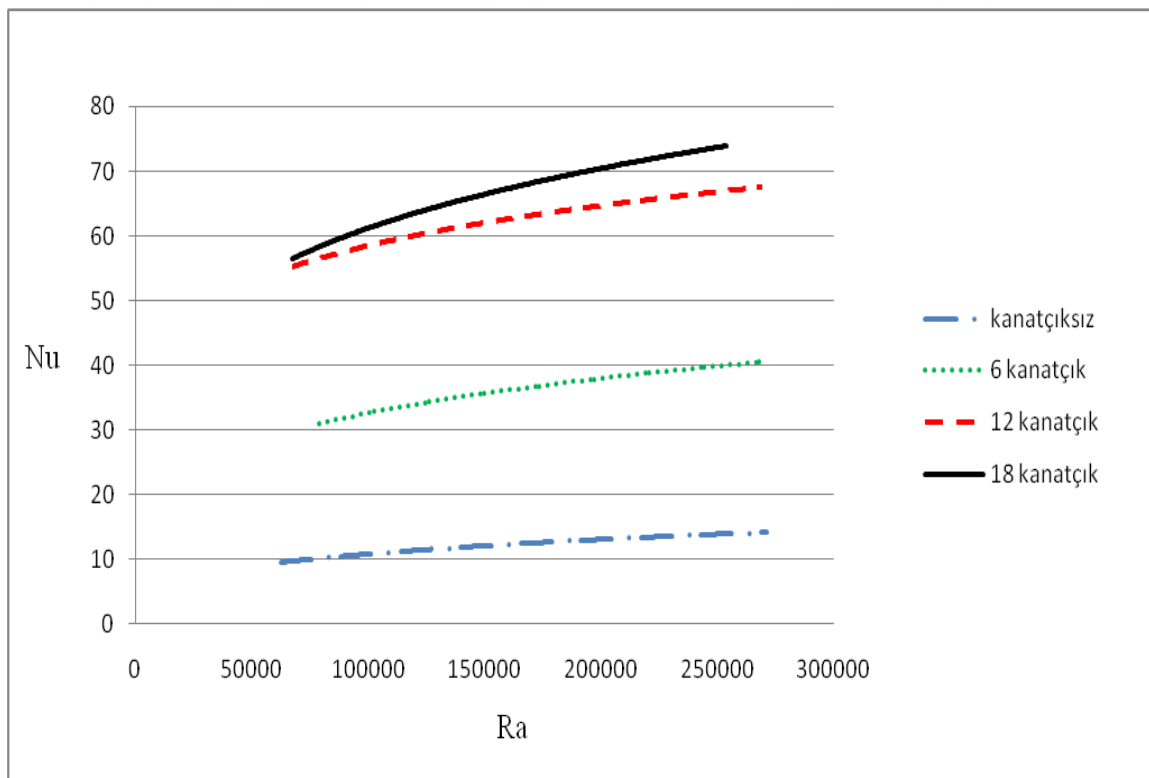
Şekil 4.15. Kanatçıksız silindir ile 90 mm kanatçık yüksekliğine ve çevresel 18 adet kanatçığa sahip silindirin Ra- Nu değişimi



Şekil 4.16. Kanatçıksız silindir ile 18 adet kanatçığa sahip farklı kanatçık boylarında (3, 6 ve 9 cm) Ra- Nu değişimi

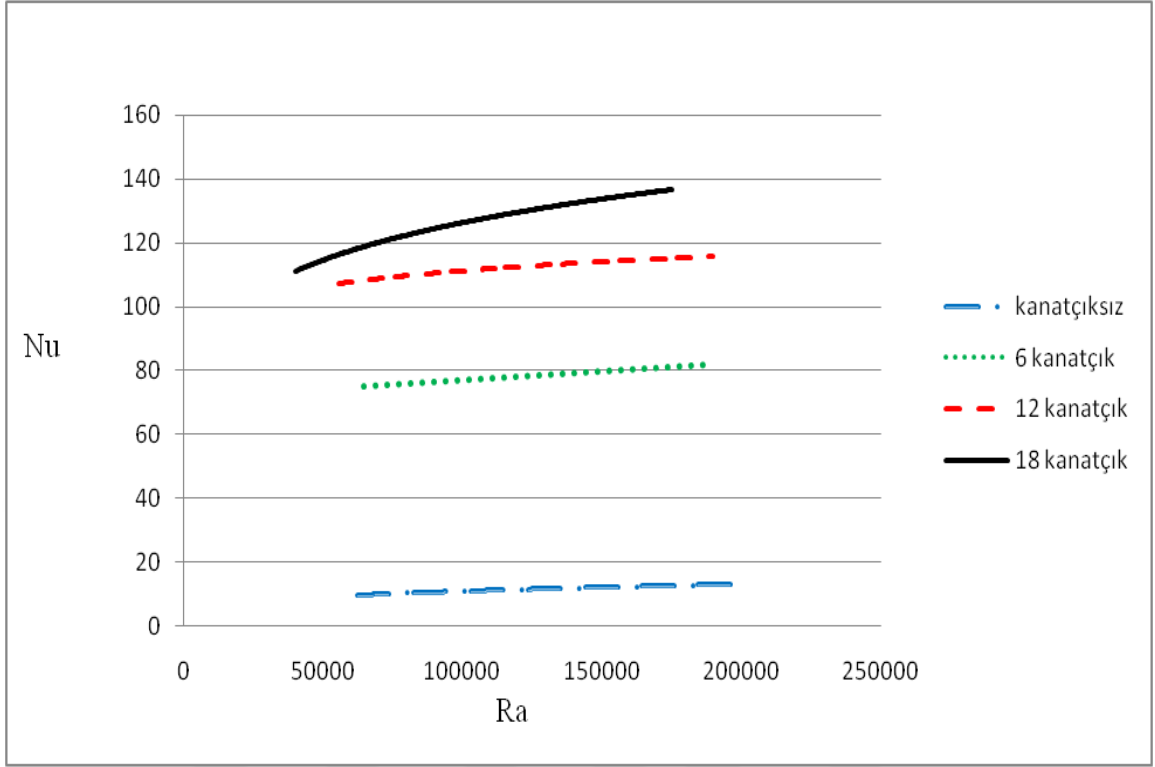
Şekil 4.8, 4.12 ve 4.16 beraber değerlendirildiğinde 3 cm boylu kanatçık, düz silindire göre ısı transferini önemli ölçüde artırmıştır. Yine 6 cm boylu kanatçık ısı transferini hem düz silindire hemde 3 cm boylu kanatçığa göre ciddi oranda artırmıştır. Ancak kanatçık boyunun 6 cm den 9 cm'ye çıkması ile artış daha az olmakta veya seyrek sıklıkta (çevresel olarak 6 cm) ile bazı bölgelerde iç içe girdiği görülmektedir. Genel olarak kanatçık sayısının artması ile silindirin etrafında doğal taşınım hareketinin zorlandığı anlaşılmaktadır. Daha sık kanatçık kullanılması ile kanatçık boyunun artması ısı transfer katsayısını doğru oranda artırmamaktadır.

Şekil 4.17'de 30 mm kanatçık boyunda ve çevresel olarak farklı kanatçık sayılarına (6,12 ve 18) sahip silindir ile kanatçıksız silindirin karşılaştırılması yapılmış ve Ra-Nu grafiği verilmiştir. Kanatçık sayısındaki artışında ısı transferini artırdığı gözlemlenmektedir. 6 kanatçık ile 12 kanatçık arasında ısı transferinde büyük fark oluşurken 12 kanatçık ile 18 kanatçık arasında çok büyük bir fark oluşmamıştır. Bunun sebebinin silindirimizi çevreleyen 18 kanatçık arasında ki boşlukların 12 kanatçıklı duruma göre daha küçük olması ve akışkan havanın hareketi kısıtlanmaya başlanmasıdır.

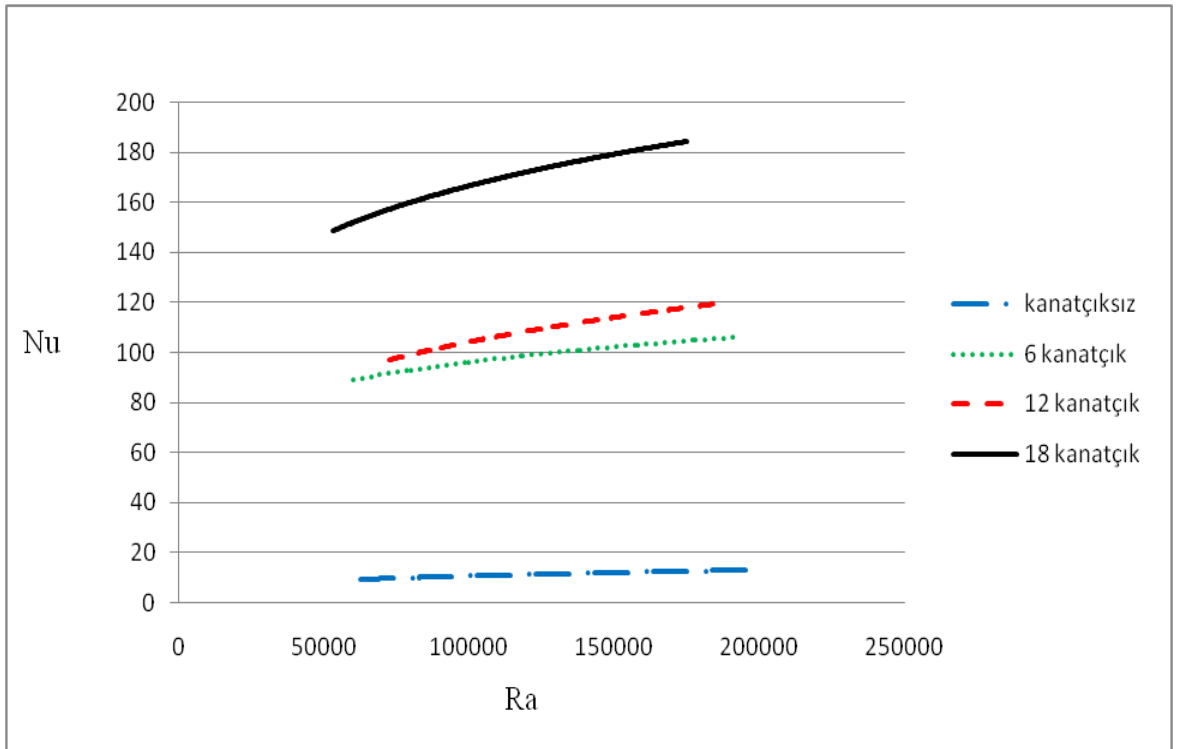


Şekil 4.17. Kanatçıksız silindir ile 30 mm kanatçık boyunda farklı kanatçık sayılarına sahip silindirin Ra- Nu değişimi

Şekil 4.18 ve 4.19’da ise 60 mm ve 90 mm uzunluğundaki kanatçıklar için farklı kanatçık sayılarında Ra-Nu değişimi verilmiştir.



Şekil 4.18. Kanatçıksız silindir ile 60 mm kanatçık boyunda farklı kanatçık sayılarına sahip silindirin Ra- Nu değişimi



Şekil 4.19. Kanatçıksız silindir ile 90 mm kanatçık boyunda farklı kanatçık sayılarına sahip silindirin Ra- Nu değişimi

Şekil 4.17, 4.18 ve 4.19 beraber değerlendirildiğinde çevresel olarak kanatçık sayısının artmasının ısı transferini önemli ölçüde artırdığı görülmektedir. Ancak kanatçık sıklığı değerleri artmasıyla ısı transferi değerleri birbirine karışmaktadır. Özellikle Şekil 4.19'da çevresel olarak 6 ve 12 kanatçık sayıları arasındaki değerler birbirine çok yakındır.

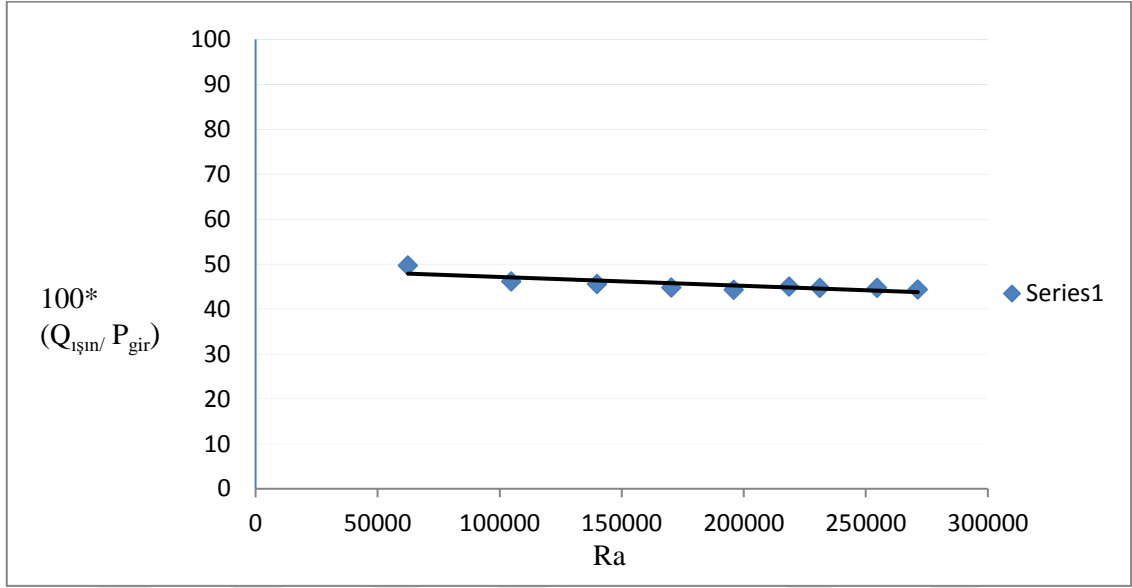
Yukarıda yer alan grafiklerde ki değerlerin daha iyi anlaşılabilmesi için $1,5 \times 10^5$ Rayleigh değerine karşılık gelen 30,60 ve 90 mm uzunluğundaki 6,12 ve 18 adet aksel kanatçıklı silindir ve kanatçıksız silindire ait Nusselt sayılarının karşılaştırılması Çizelge 4.2'de verilmiştir. Çizelgeden kanatçık uzunluğundaki ve sayısındaki artışın ısı transferini büyük miktarda artırdığı görülmektedir.

Çizelge 4.2. Kanatçıksız silindir ile farklı sayıda ve uzunlukta aksel kanatçığa sahip silindirlerde $Ra = 1,5 \times 10^5$ değerindeki Nusselt sayısı değerleri

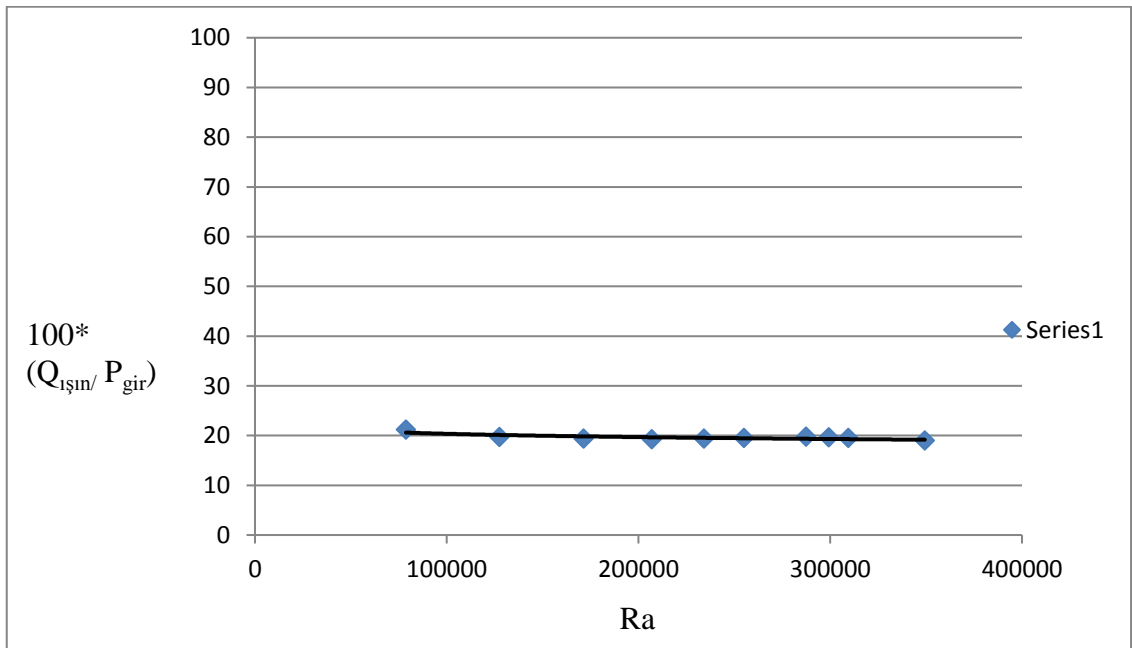
	Kanatçık Sayısı	Kanatçık Uzunluğu	Ra	Nu
Düz Silindir	-	-	$1,5 \times 10^5$	11,95
Kanatçıklı Silindir	6	30 mm		35,20
		60 mm		80,29
		90 mm		102,53
	12	30 mm		58,78
		60 mm		110,15
		90 mm		113,42
	18	30 mm		65,84
		60 mm		128,35
		90 mm		183,61

Doğal taşınımda ışınımın ihmal edilemeyecek mertebede olduğunu hesaplamalarda gösterilmiştir. Şekil 4.20'da kanatçıksız silindirde ışınım ile ısı transferinin toplam giriş güce oranı 4.21'de ise 30 mm uzunluğunda 6 adet kanatçığa sahip silindirdeki ışınım ile gerçekleşen ısı transferinin toplam giriş gücüne oranının Ra sayısı ile değişimi verilmiştir.

Her iki grafikten de anlaşılacağı üzere küçük giriş güçlerinde ışınlım etkisini daha büyük olduğu ve güç değeri arttıkça ışınlımla gerçekleşen ısı transferinin oranının azda olsa düştüğü gözlemlenmektedir. Şekil 4.20’de kanatçısız silindirde ışınlım ile gerçekleşen ısı transferinin toplam güce oranı düşük güç değerinde % 49 dan güç değeri arttıkça % 43,4 düşmekte, şekil 4.21’de ise kanatçıklı silindirde ışınlım ile gerçekleşen ısı transferinin toplam güce; oranı küçük güç değerinde % 21,18’den yüksek güç değerinde % 18,4ye düşmektedir. Yani giriş gücünün artırılması ile bu oran düşmüştür.



Şekil 4.20. Kanatçısız silindirde $Q_{ışın}/P_{gir}$ – Ra sayısı değişimi



Şekil 4.21. Kanatçıklı silindirde $Q_{ışın}/P_{gir}$ – Ra sayısı değişimi

Yapılan çalışmalarda bu oran düşük güç girişlerinde % 60 iken yüksek güç girişlerinde % 25 - % 30 değerini almıştır (Sertkaya, 1999). Bu konuda, çalışmalarında buldukları değerde % 35 ile % 50 arasında değişmektedir.

Kanatçıklı silindirde bu oranının kanatçıksız silindire göre çok daha düşük kalmasını sebebi; kanatçıkların taşınım ısı transferini artırması dolayısıyla taşınım meydana gelen ısı transferininin değerinin ışıınım ile gerçekleşen ısı transferi değerine göre çok daha fazla yükselmiş olması ve kanatçıklar tarafından bir miktar ışıınım ısısının absorbe edilmesidir.



5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Yapılan bu çalışmada siyah anot kaplanmış alüminyum malzemeden üretilmiş kanatçiksız silindir ile farklı uzunluk ve farklı sayılarda eksenel kanatçığa sahip deney silindiri üzerinde doğal taşınım ile ısı transferi incelenmiştir. Kanatçiksız silindirde meydana gelen ısı transferi ve Ra-Nu eğrileri, literatür ile karşılaştırılmış ve birbirine yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Kanatçiksız (düz) silindir için Ra-Nu eğrilerinde Nu değerleri % 9,6- % 16,8 arasında olduğu görülmüştür.

Genel olarak deneylerden elde edilen sonuçlara göre, kanatçık sayısının ve uzunluğunun ısı transferini büyük oranda artırdığı görülmüştür. Taşınım ile ısı transferinin artış göstermesiyle silindirin cidarındaki ölçülen sıcaklığın daha düşük seviyelerde kaldığı görülmüştür. 30 mm kanatçık yüksekliğinde 6 adet kanatçığa sahip silindirin Nusselt değerinin, kanatçiksız silindirin Nusselt değerinden üç kat fazla olduğu görülmüştür. Yani ısı transfer katsayısı üç kat artmıştır. Ancak kanatçık uzunluğunun çok fazla artması ısı transferini doğrusal olarak artırmadığı ve yüksek kanatçık boyutlarına ulaştıkça azalarak arttığı görülmüştür. Bunun nedeni, kanatçık uzunluğunun artması ile ısı transfer yüzey alanını artmış olmasına rağmen, ortam ile yüzey arasındaki sıcaklık farkı değerinin düşmesidir.

Kanatçık sayısındaki artışın ısı transferini artırdığı, fakat artışın bir oran şeklinde değil de yüksek kanatçık sayılarına ulaşıldıkça azalarak artan bir parabol oluşturduğu belirlenmiştir. Örneğin 6 kanatçık ile 12 kanatçık arasında ısı transferinde büyük fark oluşurken 12 kanatçık ile 18 kanatçık arasında aynı oranda bir fark oluşmamıştır. Bunun sebebi ise silindiri çevreleyen fazla sayıdaki kanatçıklar arasında kalan boşluğun daha küçük olması dolayısıyla, havanın hareketinin kısıtlanması ve ısı transferini zorlaştırmasıdır.

Doğal taşınım ile ısı transferinde ışınım ile ısı transferinin ihmal edilemeyecek kadar büyük olduğu özellikle kanatçiksız silindir için bu oranın düşük güç değerinde yüksek (%49) yüksek güç değerlerine doğru ise düştüğü (%43,4) görülmüştür. Kanatçıklı silindirlerde şekil faktörünün büyük önem arzettiği ışınım ile olan ısı transferinde, ışınımın bir kısmının kendi içinde absorbe edildiği, geriye kalan kısmı ise dış ortama transfer olduğu dolayısıyla kanatçık sayısındaki ve uzunluğundaki artış ile ışınım tarafından gerçekleşen ısı transfer oranının düştüğü görülmüştür.

5.2 Öneriler

Bu çalışmada farklı uzunluk ve sayıda eksenel kanatçıklı silindir ile kanatçıksız silindir üzerinden deneyler yapılmış ve doğal taşınım ile ısı transferi incelenmiştir.

Ayrıca inceleme parametrelerini çok daha fazla sayıda artırmak mümkündür. Silindirlerde kullanılan kanatçık geometrisi üçgen, kare, burgulu, delikli, çokgen vb. şekilde bir çalışmada kullanılabilir ve kanatçıkların taşınım ile gerçekleştireceği ısı transferi incelenebilir.

Radyal kanatçıklı silindirlerde kanatçık çapı ile destekleyici silindir çapı arasındaki oranın (D/d) değiştirilmesinin ısı transferine etkileri ve ideal D/d çap oranının bulunması, kanatçıklar arası mesafenin değiştirilmesi ve kanatçık kalınlığının değiştirilmesinin ısı transferine etkileri başlı başına birer inceleme konusu olarak değerlendirilebilir.

Silindir çevresine kanatçık sayısının artması ile akışkan hareketi zorlanmakta ve ısı transferi hedeflenen oranda artmamaktadır. Akışkan hareketini zorlamak için kanatçıklar üzerinde çeşitli geometride delikler açılıp incelenebilir.

6. KAYNAKLAR

- Ahmed, G. R. ve Yovanovich, M. M., 1997, Experimental study of forced convection from isothermal circular and square cylinders and toroids, *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme*, 119 (1), 70-79.
- Al-Jamal, K. ve Khashashneh, H., 1998, Experimental investigation in heat transfer of triangular and pin fin arrays, *Heat and Mass Transfer*, 34 (2-3), 159-162.
- An, B. H., Kim, H. J. ve Kim, D. K., 2012, Nusselt number correlation for natural convection from vertical cylinders with vertically oriented plate fins, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 41, 59-66.
- Çelik, B., 2003, Dairesel kanatçıklı silindirlere doğal taşınım ile ısı transferi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek lisans tezi.
- Chang, S. W., Wu, H. W., Guo, D. Y., Shi, J. J. ve Chen, T. H., 2017, Heat transfer enhancement of vertical dimpled fin array in natural convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, 781-792.
- Dogruoz, M. B., Urdaneta, M. ve Ortega, A., 2005, Experiments and modeling of the hydraulic resistance and heat transfer of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (23-24), 5058-5071.
- Frank P., I., David P., De-Witt, 1981, *Fundamentals of Heat Transfer*, p.
- Gorla, R. S. R. ve Bakier, A. Y., 2011, Thermal analysis of natural convection and radiation in porous fins, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (5), 638-645.
- Haldar, S. C., 2004, Laminar free convection around a horizontal cylinder with external longitudinal fins, *Heat Transfer Engineering*, 25 (6), 45-53.
- Haldar, S. C., Kochhar, G. S., Manohar, K. ve Sahoo, R. K., 2007, Numerical study of laminar free convection about a horizontal cylinder with longitudinal fins of finite thickness, *International Journal of Thermal Sciences*, 46 (7), 692-698.
- Hassan, I., Nirdosh, I. ve Sedahmed, G., 2014, Free Convective Mass Transfer Behavior of Finned Tubes, *Chemical Engineering Communications*, 201 (3), 367-379.
- Heo, J. H. ve Chung, B. J., 2012, Natural convection heat transfer on the outer surface of inclined cylinders, *Chemical Engineering Science*, 73, 366-372.
- Holman, J. P., 2010, *Heat Transfer (Tenth Edition)*, 758.
- Igarashi, T. ve Mayumi, Y., 2001, Fluid flow and heat transfer around a rectangular cylinder with small inclined angle (the case of a width/height ratio of a section of 5), *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22 (3), 279-286.

- Kiwan, S., 2007, Effect of radiative losses on the heat transfer from porous fins, *International Journal of Thermal Sciences*, 46 (10), 1046-1055.
- Kotcioglu, I., Cansiz, A. ve Khalaji, M. N., 2013, Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method, *Applied Thermal Engineering*, 50 (1), 604-613.
- Naik, S., Probert, S. D. ve Bryden, I. G., 1999, Heat transfer characteristics of shrouded longitudinal ribs in turbulent forced convection, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20 (4), 374-384.
- Sara, O. N., Pekdemir, T., Yapici, S. ve Yilmaz, M., 2001, Heat-transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22 (5), 509-518.
- Sertkaya, A.A., 1999, Pimli yüzeylerden doğal taşınılma ısı transferi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilim Enstitüsü, Yüksek lisans tezi.
- Sikka, K. K., Torrance, K. E., Scholler, C. U. ve Salanova, P. I., 2002, Heat sinks with fluted and wavy plate fins in natural and low-velocity forced convection, *Ieee Transactions on Components and Packaging Technologies*, 25 (2), 283-292.
- Singh, P. ve Patil, A. K., 2015, Experimental investigation of heat transfer enhancement through embossed fin heat sink under natural convection, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 61, 24-33.
- Singh, S. N. ve Singh, D. K., 2015, Study of Combined Free Convection and Surface Radiation in Closed Cavities Partially Heated from Below, *International Journal of Heat and Technology*, 33 (2), 1-8.
- Sparrow E.M., Vemuri S.B., Orientation effects on natural convection/radiation heat transfer from pin-fin arrays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 29, Issue 3, March 1986, Pages 359-368
- Sparrow E.M., Vemuri S.B., Natural convection/radiation heat transfer from highly populated pin fin arrays. *Journal of Heat Transfer Transactions of the ASME*, volume 107, FEBRUARY 1985, 190-197
- Steward, W.E. 1981, Experimental free convection from an inclined cylinder, *Journal of heat transfer*, vol. 103, pp 817-818
- Tahat, M., Kodah, Z. H., Jarrah, B. A. ve Probert, S. D., 2000, Heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection, *Applied Energy*, 67 (4), 419-442.
- Tahat, M. A., Haq, R. F. B. ve Probert, S. D., 1994, Forced Steady-State Convections from Pin-Fin Arrays, *Applied Energy*, 48 (4), 335-351.

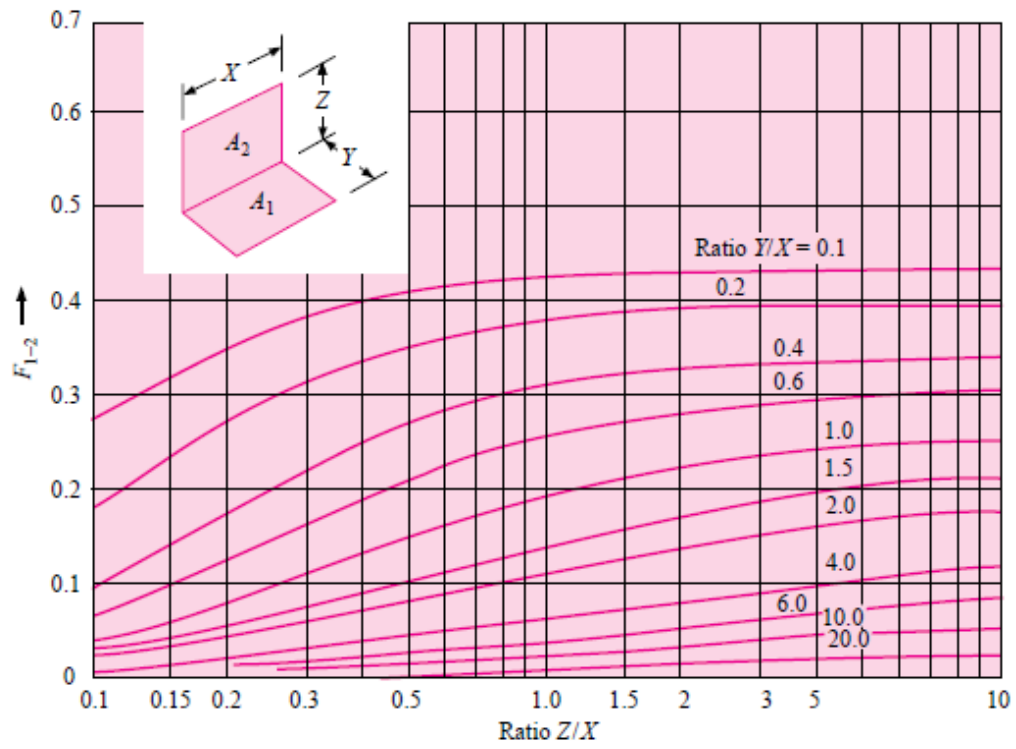
- Tanda, G., 2001, Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (18), 3529-3541.
- Vollaro, A. D., Grignaffini, S. ve Gugliermetti, F., 1999, Optimum design of vertical rectangular fin arrays, *International Journal of Thermal Sciences*, 38 (6), 525-529.
- Wang, C. S., Yovanovich, M. M. ve Culham, J. R., 1999, Modeling natural convection from horizontal isothermal annular heat sinks, *Journal of Electronic Packaging*, 121 (1), 44-49.
- Yu, S. H., Lee, K. S. ve Yook, S. J., 2010, Natural convection around a radial heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (13-14), 2935-2938.
- Zhang, J. K., Li, B. W., Dong, H., Luo, X. H. ve Lin, H., 2017, Analysis of magnetohydrodynamics (MHD) natural convection in 2D cavity and 3D cavity with thermal radiation effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 112, 216-223.
- Zhao, B. ve Bar-Ziv, E., 2002, Further development of temperature determination for a heated micron-sized particle from forced convection, *Journal of Aerosol Science*, 33 (1), 165-180.
- Zheng, W. ve Dalton, C., 1999, Numerical prediction of force on rectangular cylinders in oscillating viscous flow, *Journal of Fluids and Structures*, 13 (2), 225-249.
- .

7. EKLER

EK-1: Atmosfer Basıncında Havanın Termofiziksel özellikleri

Sıcaklık, T (K)	Yoğunluk, ρ (kg/m ³)	Özgül ısı, C_p (J/kg°C)	Isı iletim katsayısı, k (W/m°C)	Isıl yayınım katsayısı, a (m ² /s)	Dinamik vizkozite, μ (kg/ms)	Kinematik vizkozite, ν (m ² /s)	Prandtl sayısı, Pr
200	1.766	1003	0.0181	1.02x10 ⁻⁵	1.34x10 ⁻⁵	0.76x10 ⁻⁵	0.740
250	1.413	1003	0.0223	1.57x10 ⁻⁵	1.61x10 ⁻⁵	1.14x10 ⁻⁵	0.724
280	1.271	1004	0.0246	1.95x10 ⁻⁵	1.75x10 ⁻⁵	1.40x10 ⁻⁵	0.717
290	1.224	1005	0.0253	2.08x10 ⁻⁵	1.80x10 ⁻⁵	1.48x10 ⁻⁵	0.714
298	1.186	1005	0.0259	2.18x10 ⁻⁵	1.84x10 ⁻⁵	1.55x10 ⁻⁵	0.712
300	1.177	1005	0.0261	2.21x10 ⁻⁵	1.85x10 ⁻⁵	1.57x10 ⁻⁵	0.712
310	1.143	1006	0.0268	2.35x10 ⁻⁵	1.90x10 ⁻⁵	1.67x10 ⁻⁵	0.711
320	1.110	1006	0.0275	2.49x10 ⁻⁵	1.94x10 ⁻⁵	1.77x10 ⁻⁵	0.710
330	1.076	1007	0.0283	2.64x10 ⁻⁵	1.99x10 ⁻⁵	1.86x10 ⁻⁵	0.708
340	1.043	1007	0.0290	2.78x10 ⁻⁵	2.03x10 ⁻⁵	1.96x10 ⁻⁵	0.707
350	1.009	1008	0.0297	2.92x10 ⁻⁵	2.08x10 ⁻⁵	2.06x10 ⁻⁵	0.706
400	0.883	1013	0.0331	3.70x10 ⁻⁵	2.29x10 ⁻⁵	2.60x10 ⁻⁵	0.703
450	0.785	1020	0.0363	4.54x10 ⁻⁵	2.49x10 ⁻⁵	3.18x10 ⁻⁵	0.700
500	0.706	1029	0.0395	5.44x10 ⁻⁵	2.68x10 ⁻⁵	3.80x10 ⁻⁵	0.699
550	0.642	1039	0.0426	6.39x10 ⁻⁵	2.86x10 ⁻⁵	4.45x10 ⁻⁵	0.698
600	0.589	1051	0.456	7.37x10 ⁻⁵	3.03x10 ⁻⁵	5.15x10 ⁻⁵	0.698
700	0.504	1075	0.0513	9.46x10 ⁻⁵	3.35x10 ⁻⁵	6.64x10 ⁻⁵	0.702
800	0.441	1099	0.0569	11.7x10 ⁻⁵	3.64x10 ⁻⁵	8.25x10 ⁻⁵	0.704
900	0.392	1120	0.0625	14.2x10 ⁻⁵	3.92x10 ⁻⁵	9.99x10 ⁻⁵	0.705
1000	0.353	1141	0.0672	16.7x10 ⁻⁵	4.18x10 ⁻⁵	11.8x10 ⁻⁵	0.709
1200	0.394	1175	0.0759	22.2x10 ⁻⁵	4.65x10 ⁻⁵	15.8x10 ⁻⁵	0.720
1400	0.252	1201	0.0835	27.6x10 ⁻⁵	5.09x10 ⁻⁵	20.2x10 ⁻⁵	0.732
1600	0.221	1240	0.0970	33.0x10 ⁻⁵	5.49x10 ⁻⁵	24.9x10 ⁻⁵	0.753
1800	0.196	1276	0.01032	38.3x10 ⁻⁵	5.87x10 ⁻⁵	29.9x10 ⁻⁵	0.772
2000	0.177	1327		44.1x10 ⁻⁵	6.23x10 ⁻⁵	35.3x10 ⁻⁵	0.801

EK-2: Birbirine dik yüzeyler için ışıınım şekil faktörü (J.P.Holman)



EK-3: Örnek Hesaplamalar**a. Kanatçksız silindir**

Deneyler sırasında ölçülen sıcaklıklar ortam sıcaklığı T_{∞} , ve silindir cidar sıcaklığı T_w olup tablo halinde EK-4'de verilmiştir. Ayrıca her bir T_f film sıcaklığına bağlı olarak, atmosfer basıncındaki havanın termofiziksel özellikleri tablosundan bulunan akışkan kinematik vizkozitesi, ısı iletim katsayısı ve ısı taşınım katsayısı kullanılmıştır. Örnek hesaplamada akım $I = 0,63$, voltaj $V = 3,02$ ve gücü $2,016$ degeri referans alınmıştır.

$P = 2,016W$ degeri için;

Ortam sıcaklığı $T_{\infty} = 299,7 K$

Silindir yüzey sıcaklığı $T_w = 309,5625 K$

Yalıtımın iç yüzey sıcaklığı $T_{iz iç} = 309,5625 K$

Yalıtımın dış yüzey sıcaklığı (sol kısım için) $T_{iz dış1} = 300,9 K$

Yalıtımın dış yüzey sıcaklığı (sağ kısım için) $T_{iz dış2} = 301,5 K$

Film sıcaklığı $T_f = (T_w + T_{\infty}) / 2 = (309,5625 + 299,7) / 2 = 304,63 K$

$\Delta T = T_w - T_{\infty} = 309,56 - 299,7 = 9,86 K$

$\Delta T_{kayıp1} = T_{iz iç} - T_{iz dış1} = 309,56 - 300,9 = 8,5625 K$

$\Delta T_{kayıp2} = T_{iz iç} - T_{iz dış2} = 309,56 - 301,5 = 8,0625 K$

$A_{taşınım} = \Pi.D.L = 3,1428 * 0,042 * 0,012 = 0,0158 m^2$ (ışınım ve taşınım yüzey alanı için)

$A_{kayıp1} = A_{kayıp2} = (\pi D^2) / 4 = 3,1428 * 0,042^2 / 4 = 0,00138 m^2$

Işınımdan kaynaklanan ısı transferi;

$Q_{ışınım} = F_{(\epsilon)} \cdot F_{12} \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_w^4 - T_{\infty}^4) = 5,67 * 10^8 * 1 * 0,0158 * (309,56^4 - 299,7^4) = 0,999 W$

Yalıtımdan kaybolan toplan ısı;

$Q_{kayıp top} = Q_{kayıp1} + Q_{kayıp2} = k \cdot A_1 \cdot \Delta T_{kayıp} / \Delta x_1 + k \cdot A_2 \cdot \Delta T_{kayıp} / \Delta x_2$

$= 0,04 * 0,00138 * 8,5625 / 0,01 + 0,04 * 0,00138 * 8,0625 / 0,01 = 0,092721 K$

burada k ; cam yünü yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı ve $0,04 W/mK$ dir.

Burada taşınım ile ısı transferi;

$Q_{taş.} = P - Q_{ışınım} - Q_{kayıp} = 2,016 - 0,999 - 0,092721 = 0,923 W$ bulunur.

Isı taşınım katsayısı h ;

$h = Q / A (T_w - T_{\infty}) = 0,923 / (0,0158 * 9,86) = 5,898 w / m^2K$

Nusselt Sayısı;

$Nu = h \cdot D / k = 5,898 * 0,042 / 0,02665 = 9,29$

Burada k ; $T_f = 304,63 K$ sıcaklıkta havanın ısı iletkenlik katsayısıdır.

Rayleigh sayısı;

$$Ra = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D^3 / \nu \alpha = 9,81 * 0,00328 * 9,8625 * 0,042^3 / (16,37 * 10^{-6} * 23,02 * 10^{-6})$$

$$= 62441,80$$

Burada β ısıl genleşme katsayısıdır ve $1/T_f$ dir. ν ; kinematik vizkozite, α ; ısı yayılım katsayısıdır. Kanatçıksız silindir için hesaplanan bu değerler Ek-5’de verilmiştir.

Deney esnasında silindirin çevreye bakan yüzey sıcaklığı doğal sürkülasyona engel olmaması için doğrudan ölçülmemiştir.

b. Kanatçıklı silindir

Örnek olarak $P = 5,096$ watt için 30 mm uzunluğunda 1,5 mm kalınlığından ve genişliği boru malzemesi ile aynı olan(120 mm) plakadan silindir çevresine 6 adet yerleştirilmiş ve hesaplar yapılmıştır. Farklı güç değerleri ve farklı uzunluk ve farklı asayılarıdaki kanatçıklar için ölçülen deney parametreleri Ek-5’de hesaplanan değerler ise Ek-6’da verilmiştir.

Yüzey Sıcaklığı : $T_w = 311,7375$ K

Ortam sıcaklığı $T_\infty = 299,1$ K

İzalsasyon iç yüzey sıcaklığı $T_{iç iz.} = 311,7375$ K

İzalsasyon dış yüzey sıcaklığı $T_{iz dış 1} = 303,1$ K $T_{iz dış 2} = 302,4$ K

Otalama sıcaklık $T_f = 305,4188$ K

$\Delta T = T_w - T_\infty = 12,6375$ K

Taşıma ve ışıma ile ısı transfer yüzey alanı

$$A_{taş} = \Pi \cdot D \cdot L = 3,1428 * 0,042 * 0,012 = 0,0158 \text{ m}^2$$

$$A_{ışınım} = \text{kanatçık ışıma alanı} = 60 * 10^{-3} * 0,12 + 1 * 10^{-2} * 0,12 * 6 = 43,92 * 10^{-3}$$

30 mm uzunluğundaki 6 adet kanatçık modülü için Şekil Faktörü ($F_{1-2} = 0,301$) ışıma ile ısı transferi kısmında bulunmuştu.

$$Q_{ışınım} = F_{(\epsilon)} \cdot F_{1-2} \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_w^4 - T_\infty^4) = 5,67 * 10^{-8} * 1 * 0,301 * 43,92 * 10^{-3} * (311,73^4 - 299,17^4)$$

$$= 1,08 \text{ watt}$$

Isı kayıpları hesaplanırsa;

$$Q_{kayıp top} = Q_{kayıp 1} + Q_{kayıp 2} = k \cdot A_1 \cdot \Delta T_{kayıp} / \Delta x_1 + k \cdot A_2 \cdot \Delta T_{kayıp} / \Delta x_2$$

$$= 0,04 * 0,00138 * 8,63 / 0,01 + 0,04 * 0,00138 * 9,33 / 0,01$$

$$= 0,0996 \text{ watt}$$

$$Q_{taş} = P - Q_{ışınım} - Q_{kayıp} = 5,096 - 1,08 - 0,0996$$

$$Q_{\text{taş}} = 3,919 \text{ Watt}$$

Isı taşınım katsayısı;

$$h = Q / A (T_w - T_{\infty}) = 3,919 / (0,0158 * 12,6375) = 19,69 \text{ W / m}^2\text{K}$$

Nusselt Sayısı

karakteristik uzunluk kanatçiksız silindirin dış çapı alınmıştır.

$$Nu = h.D/k$$

$$= 19,69 * 0,042 / 0,02673 = 30,9$$

Rayleigh Sayısı;

$$Ra = g.\beta.\Delta T.D^3/\nu\alpha = 9,81 * 0,003274 * 12,6375 * 0,042^3 / (16,47 * 10^{-6} * 23,2 * 10^{-6})$$

$$= 78704,72 \text{ olarak bulunur.}$$



EK-4: Kanatçksız silindir için test ölçüm değerleri

No	V	I	Tw(silindir)				Yalıtım1	Tçevre		Yalıtım2	Tw(silindir)			
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	3,2	0,63	35,9	35,4	40,4	38,4	27,9	26,7	26,7	28,5	35,7	35,9	35,4	35,4
2	4,6	0,87	43,1	42,2	52,1	47,4	29	26,8	26,8	29,8	42,7	42,9	42	42
3	5,6	1,07	50	48,8	63,1	56,3	30	26,9	27	31,1	49,5	49,9	48,5	48,6
4	6,5	1,23	56,1	54,4	72,7	64	30,6	26,7	26,8	32,4	55,5	55,9	54,3	54,4
5	7,4	1,39	62,9	60,9	83,3	72,7	31,3	26,9	27,2	33,5	62,3	62,9	60,7	60,8
6	8	1,5	68,9	66,4	91,1	79,9	32,1	27,2	27,4	34,8	68	68,6	66,1	66,2
7	8,6	1,61	73,5	70,9	98,3	85,8	32,6	26,9	27,2	35,9	72,7	73,2	70,5	70,7
8	9,3	1,72	79,5	76,6	106,2	93,1	33,5	27,1	27,5	36,7	78,5	79,2	76,1	76,3
9	9,9	1,83	84,1	80,9	112,5	98,9	33,5	26,3	26,6	36,9	83,1	83,8	80,5	80,8
10	10,3	1,89	84,8	81,3	114	100,6	30,7	23,5	23,8	34,7	83,8	84,5	81,1	81,3

Not: Ölçülen T1, T2,T3,T4,T9,T10,T11,T12 sıcaklıkları Silindir cidar sıcaklıkları. T5 ve T8 yalıtım sıcaklıkları T6 ve T7 ise çevre sıcaklıklarıdır. Sıcaklık birimi (C⁰)

EK-5: Kanatçksız silindirde elde edilen deney verileri ve hesap sonuçları

P_T	$Q_{\text{isınım}}$	$Q_{\text{Top}}^{\text{Kayıp}}$	$Q_{\text{Taş.}}$	T_w	T_{∞}	β	T_f	h	k	$v \cdot 10^6$	$\acute{u} \cdot 10^6$	$Ra \cdot 10^{-5}$	Nu
2,016	1,00	0,093	0,921	309,56	299,7	0,00328	304,631	5,898	0,02665	16,37	23,02	0,624	9,295
4,002	1,84	0,165	1,989	317,30	299,8	0,00324	308,550	7,174	0,02689	16,7	23,55	1,048	11,205
5,992	2,729	0,236	3,027	324,83	299,95	0,00320	312,390	7,681	0,02721	17,13	24,14	1,400	11,856
7,995	3,5839	0,298	4,113	331,41	299,75	0,00316	315,581	8,200	0,02745	17,44	24,55	1,703	12,547
10,286	4,555	0,370	5,360	338,81	300,05	0,00313	319,430	8,731	0,0278	17,9	25,14	1,960	13,191
12	5,40	0,426	6,169	344,9	300,3	0,0031	322,600	8,732	0,02792	18,1	25,4	2,186	13,136
13,846	6,19	0,473	7,183	349,95	300,05	0,00308	325,000	9,087	0,02812	18,40	26,22	2,312	13,573
15,996	7,15	0,533	8,311	356,18	300,3	0,00304	328,244	9,388	0,02838	18,405	26,4	2,547	13,894
18,117	8,044	0,586	9,486	361,07	299,45	0,00302	330,263	9,718	0,0285	18,89	26,46	2,713	14,322
19,46	8,45	0,623	10,389	361,92	296,65	0,003037	329,288	10,048	0,0284	18,6	26,42	2,932	14,859

EK-6: Kanatçıklı silindirler için test ölçüm değerleri**a. 30 mm boyunda 6 kanatçık için**

No	V	I	Tw(silindir)				Yalıtım1	Tçevre		Yalıtım2	Tw(silindir)			
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	5,2	0,98	37,4	36,1	49,4	40,3	29,4	25,6	26,6	30,1	37	37	36,3	36,4
2	7,3	1,36	45,5	43,1	68,6	51,1	31,2	25,5	26,8	32,6	44,5	44,7	43,3	43,4
3	9,1	1,68	54	50,2	86,9	62,4	33,2	25	26,9	35,3	52,6	52,7	50,5	50,8
4	10,5	1,91	61,1	56,4	101,2	72	34,5	24,7	26,9	36,9	59,4	59,6	56,6	57,1
5	11,8	2,12	68,6	62,9	115,8	82,1	36,3	24,4	27,3	38,7	66,5	66,7	63,1	63,7
6	13,3	2,36	77,1	69,7	131,3	93,6	37,5	22,9	27,1	40,09	74,8	75,2	70,76	71,7
7	14,1	2,49	81,6	73,4	141,9	100,4	38,5	20,9	27,4	42,3	79,4	74,8	75,7	79,9
8	15,1	2,63	87,8	79,2	152,2	107,9	39,6	22,2	27,4	43,7	84,7	85,2	79,9	80,8
9	15,8	2,73	91,1	81,9	158,2	113	39,8	21,1	27,2	44,5	87,9	82,8	83,9	88,7
10	17,2	2,95	96,4	85,5	166,4	119,8	36,7	15,6	23,7	44,3	93	94,1	87,4	88,6

b. 30 mm boyunda 12 kanatçık için

No	V	I	Tw(silindir)				Yalıtım1	Tçevre		Yalıtım2	Tw(silindir)			
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	0,99	5,4	38,4	35,6	36,5	34,4	30,9	27,2	28	32,1	36,7	37	36,1	36,1
2	7,4	1,35	46,3	41	42,2	39,1	32,9	28	27,8	34,7	42,8	43,1	41,6	41,8
3	9,2	1,65	58,9	46,8	49,5	43,8	34,1	26	27,6	37,7	49,6	50,2	48,3	48
4	10,6	1,9	67	51,8	55,9	47,5	34,6	25,2	28,3	40	55,6	56,3	53,1	53,6
5	11,9	2,1	73,9	56,4	62,2	51,2	35	25,6	28,1	41,5	60,8	62	57,8	58,7
6	13,2	2,31	81,2	61,4	68	55,7	36,9	25,6	27,9	43,5	67	68,3	63,4	64,3
7	14,2	2,46	85,2	64,4	72,6	56,9	35	24,4	27,1	42,3	70,9	72,3	66,9	68
8	14,8	2,54	88,7	66	73,5	58,4	34,2	22	25,5	41,1	71,2	73,1	67,1	68,3
9	16,3	2,77	98	74,7	84,1	66,7	39,3	25,6	28,2	47,6	81,3	83,5	76,9	78
10	17,2	2,9	99,4	74,6	87,6	64,7	36,2	21,7	24,6	45,7	82,7	84,7	77,6	79

c. 30 mm boyunda 18 kanatçık için

No	V	I	Tw(silindir)				Yalıtım1	Tçevre		Yalıtım2	Tw(silindir)			
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	5,4	0,97	34,5	31,4	31,9	33,4	28,4	23,8	24	27,6	32,3	32,4	31,6	31,8
2	7,5	1,35	42	36,5	37,2	40,6	30,8	23,3	24	29,4	38	37,6	36,4	36,6
3	1,65	9,2	53,4	44,6	45,3	50,8	36,5	26,4	27,4	34,1	46,8	46,4	44,6	44,7
4	10,6	1,89	61	49,1	49,6	59,1	39,2	26,7	27,6	36,2	52,1	51,6	49	49,6
5	11,9	2,12	69,8	54,4	54,6	60,4	40,6	26,4	27,6	38,2	57,6	57,1	53,9	54,4
6	13	2,31	76,8	58,4	58,4	66,4	42	26,1	27,3	40,5	62,9	62,4	58,4	59,3
7	14,1	2,48	85,5	63,7	63,8	63,9	43,6	26,5	27,5	42,5	68,6	68,5	63,9	64,3
8	14,9	2,59	88,7	64,3	64,3	69,6	42,7	22,7	24	41,4	69,7	69,7	65,1	65
9	16,2	2,78	97,5	70	69,9	71,1	45,1	23,1	21,5	42,7	76	76,2	70,9	71
10	17,1	2,9	106,3	77	76,6	78,7	50,6	26,6	28	50	84,1	84,2	78,5	78,4

ç. 60 mm boyunda 6 kanatçık için

No	V	I	Tw(silindir)				Yalıtım1	Tçevre		Yalıtım2	Tw(silindir)			
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	5,3	0,99	30,4	29,8	31,5	30,3	28,6	24,4	24,5	28,4	30,8	32,1	30,8	30,9
2	7,4	1,33	38,8	37,6	40,7	38,5	34,9	28,9	28,4	34,7	39,1	41,1	38,8	39,2
3	9,1	1,65	43,6	41,6	46,6	42,7	37,2	28	28,1	36,9	43,8	47,3	43,5	44,1
4	10,5	1,89	48,3	45,8	52,3	47,3	39,7	28,4	28,7	39	48,5	53	48	48,9
5	2,07	11,6	51,8	48,5	56,4	50,4	40,6	28,1	28,2	40,2	52	57,5	51,5	52,5
6	13	2,31	55,6	53,1	65,9	54	43,1	27,4	28,5	42,9	57,1	60,5	56,4	57
7	14,2	2,46	60,2	56,8	71,7	58,9	45,6	27,7	28,5	45,3	61,5	65,7	60,3	61,5
8	14,8	2,56	62,1	58,8	75,1	64,1	46	27,8	28,5	45,3	63,6	68,5	62,4	63,3
9	16,2	2,75	67,8	63,9	83	66,2	47,7	28,1	28,6	47,8	69,4	75,1	68,1	69,3
10	17,2	2,9	71,5	66,9	87,7	77,5	49,6	28,4	28,7	49	73,1	79,4	71,8	73,3

d. 60 mm boyunda 12 kanatçık için

No	V	I	Tw(silindir)				Yalıtım1	Tçevre		Yalıtım2	Tw(silindir)			
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	5,4	0,96	29,5	29,8	30,6	30,1	29,4	24,7	24,7	29,5	29,7	29,4	29,5	29,6
2	7,6	1,31	34,7	35,4	37,2	36	34,1	26,5	26,6	34,7	35,4	34,5	34,7	34,7
3	9,4	1,61	38,3	39,3	41,9	40	37	26,8	26,7	37,4	39,2	38	38,6	38,5
4	10,8	1,85	41,5	42,7	46,6	46,7	39,4	29,8	26,7	39,4	42,6	41,1	41,6	41,6
5	12,1	2,05	44,3	45,4	50,8	46,8	39,8	26,3	26,2	41,1	45,5	43,4	44,1	44,2
6	13,2	2,22	47,1	48,1	55,4	50,6	41,5	26,2	26	43	48,6	46,3	47,2	47,3
7	14,4	2,42	52,1	52,3	67,2	54,7	44,3	26,5	26,3	45,5	52,4	49,6	50,7	50,8
8	15,5	2,58	53,6	55,8	72,9	58	46,4	27	26,8	46,8	55,9	52,5	53,8	54
9	16	2,68	55,8	57,4	75,9	59,8	47,1	26,8	26,2	47,8	57,6	54,1	55,6	55,7
10	17,3	2,87	58,8	61,8	84,9	63,3	49,2	27,8	26,6	50,5	61,9	57,9	59,5	60

e. 60 mm boyunda 18 kanatçık için

No	V	I	Tw(silindir)				Yalıtım1	Tçevre		Yalıtım2	Tw(silindir)			
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	5,4	0,96	27	26,2	26,3	25,8	25	22,1	23	27,4	27,2	27,6	27,1	27,8
2	7,6	1,36	31,7	30,7	31,7	30,9	23,5	25,3	26,3	33	33,3	34,2	33,2	34,5
3	9,3	1,64	35,8	34	35,2	33,5	33,9	25,3	26,2	35,9	36,5	37,7	36,3	38,2
4	10,7	1,9	38	35,6	38,1	35,3	29,4	25,7	26,1	38,2	39,4	40,9	39,2	41,8
5	2,08	11,9	40,6	37,5	40,1	37,2	29,5	24,6	26,1	40	41,8	43,8	41,5	45
6	2,28	13,1	42,8	39,2	42,3	39,6	30,3	25,4	26,3	42,2	44,6	47	44,4	48,5
7	2,47	14,4	50,8	42,4	72,6	44,2	19,8	24,5	25,9	37,8	42,6	44,2	44	50,4
8	2,67	15,8	56,7	46,5	81	47	39,1	24,2	25,6	38,9	45,5	47,1	47,4	55,4
9	2,79	16,7	59,2	48,1	87,5	49,5	39,6	26	26	39,8	47,4	49,4	49	58
10	17,5	2,9	62,3	49,7	89,9	51,3	41,2	27,8	26,1	41,1	49,1	51,3	51	60,8

f. 90 mm boyunda 6 kanatçık için

No	V	I	Tw(silindir)				Yahtm1	Tçevre		Yahtm2	Tw(silindir)			
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	5,4	0,95	31,8	31,5	31,1	31,8	31,2	26,6	26,7	30,1	32,1	31,4	31,6	31,7
2	7,6	1,33	36,7	36,2	35,5	41,1	37,5	27,6	27,2	32,9	37,4	36,1	36,6	36,7
3	9,2	1,58	40	39,6	38,7	39,8	27,1	27,3	27,4	34,9	41,1	39,9	40,1	40,1
4	10,7	1,84	44,5	43,6	42,8	43,9	37,3	27,4	27,3	37,8	45,7	43,3	44,2	44,3
5	12,1	2,06	48,8	47,7	46,1	48,9	48,1	27,6	27,4	37,8	50,4	47,3	48,4	48,6
6	13,2	2,23	51,6	50,4	49	50,6	50,2	28,1	27,3	41	53,3	49,9	51,2	51,4
7	14,4	2,42	55,9	54,2	52,7	55,8	53,8	27,8	27,9	42,4	57,8	54	55,5	55,9
8	15,5	2,57	59,4	57,9	56,1	59	56,1	28,1	27,9	44,8	61,1	57,2	59	59,3
9	16,5	2,72	64,5	62,1	59,1	61,4	60,1	27,5	28,3	47,2	65	60,8	62,9	63,2
10	17,6	2,9	67,7	65,4	63,2	65,2	62,4	28,6	28,3	49	69,4	65,1	67,2	67,7

g. 90 mm boyunda 12 kanatçık için

No	V	I	Tw(silindir)				Yahtm1	Tçevre		Yahtm2	Tw(silindir)			
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	5,3	0,94	29	29,4	30	30,8	29,2	25,2	25,2	28	29,3	28,4	29,5	28,9
2	7,6	1,33	35,3	35,4	37,9	39,4	36,4	27,2	29,9	33,6	36,7	35,1	36,7	35,8
3	9,2	1,61	38,3	38,5	42,1	44,4	38,8	27,5	28,8	35,4	40,2	37,7	40,3	39,2
4	10,7	1,86	40,8	41,3	45,2	50,6	41,6	29,1	28,9	37,2	43,7	40,1	43,8	42,1
5	12	2,09	43,4	44	49,6	63,4	43,4	28,8	29	39,8	47,4	42,9	47,8	45,3
6	13,1	2,25	45,6	46,3	52,9	67	45,7	29,2	29	39,9	49,9	44,8	50,2	47,6
7	14,2	2,41	51,8	49,4	56,7	64	48	29,4	29,2	41,9	53,5	47,6	54	50,9
8	15,1	2,57	50,7	50,9	59,2	71,5	49,3	29,5	28,7	41,5	55,2	48,9	55,7	52,7
9	16,3	2,73	53,5	55,8	64,3	69,7	51	29,3	29,1	41,4	59,5	52,2	59,7	56,4
10	17,1	2,85	58,1	56,2	66,8	72,4	52,9	27	33,1	42,5	61,6	53,9	61,5	58,5

h. 90 mm boyunda 18 kanatçık için

No	V	I	Tw(silindir)				Yahtm1	Tçevre		Yahtm2	Tw(silindir)			
			T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12
1	5,4	0,96	28,9	28,8	28,1	28,8	28,9	25,4	25,7	28,9	30,3	28,5	29,6	29
2	7,6	1,33	33,8	33,4	33,2	34,5	33	29	29,2	33,3	37,5	34,3	36,2	35
3	9,3	1,63	35,2	36,7	35,2	37,6	36,7	28,5	28,7	36,9	40,8	36,3	38,5	37,4
4	10,7	1,86	40,9	39,2	37,3	40,2	38,6	29,4	28,9	39,8	44,5	38,8	41,5	40,1
5	12,1	2,1	40	41,1	38,5	42,4	41	29,3	29,1	41,5	48,1	40,8	44,2	42,7
6	13,1	2,26	40,9	42,4	39,2	44	42,8	30,7	28,7	42,6	50,7	42,4	46	44,5
7	14,3	2,41	41,8	44,6	40,8	44,8	43,5	28,5	28,9	46,9	53,5	47,8	48,3	46,6
8	15,5	2,6	43,9	47	42,4	48	43,9	29	28,9	49	57,8	46,6	51,5	50
9	16,5	2,74	46,2	48,8	43,5	49,8	43,4	28,4	32	51,2	60,7	49	53,8	52,2
10	18,1	2,96	48,5	51,5	46,6	54	46,9	28,8	28	52,8	64,9	51,4	56,7	55,6

EK-7: Kanatçıklı silindirde elde edilen deney verileri ve hesap sonuçları

a. 30 mm boyunda 6 kanatçık için

P_T	$Q_{ışınım}$	$Q_{Top-Kayıp}$	$Q_{Taş}$	T_w	T_{∞}	$\rho \times 10^3$	T_f	h	k	$v \cdot 10^6$	$\dot{u} \cdot 10^6$	$Ra \cdot 10^{-5}$	Nu
5,096	1,080	0,100	3,916	311,737	299,1	3,274	305,419	19,565	0,02673	16,470	23,200	0,787	30,742
9,928	1,958	0,179	7,791	321,02	299,15	3,225	310,088	22,486	0,02704	16,890	23,820	1,274	34,926
15,288	2,958	0,258	12,072	330,51	298,95	3,177	314,731	24,148	0,0274	17,380	24,460	1,714	37,015
20,055	3,857	0,330	15,868	338,42	298,8	3,139	318,613	25,282	0,02775	17,610	24,790	2,071	38,264
25,016	4,848	0,401	19,767	346,67	298,85	3,098	322,763	26,094	0,02792	18,100	25,400	2,342	39,253
31,388	6,131	0,490	24,767	356,02	298	3,058	327,010	26,949	0,0283	18,490	26,200	2,662	39,995
35,109	6,940	0,533	27,636	361,37	297,15	3,037	329,264	27,165	0,0284	18,700	26,370	2,875	40,173
39,713	7,809	0,588	31,316	367,71	297,8	3,005	332,756	28,279	0,02868	19,090	26,720	2,994	41,413
43,134	8,424	0,624	34,086	371,43	297,15	2,991	334,294	28,968	0,02883	19,310	27,020	3,096	42,201
50,74	9,628	0,703	40,409	376,9	292,65	2,987	334,775	30,281	0,02889	19,380	27,020	3,493	44,022

b. 30 mm boyunda 12 kanatçık için

P_T	$Q_{ışınım}$	$Q_{Top}^{Kayıp}$	Q_{Tas}	T_w	T_{∞}	$\rho \times 10^3$	T_f	h	k	$v \cdot 10^6$	$\acute{u} \cdot 10^6$	$Ra \cdot 10^{-5}$	Nu
5,346	0,732	0,054	4,560	309,35	300,6	3,279	304,97	32,903	0,0266	16,370	23,020	0,553	51,855
9,99	1,236	0,093	8,661	315,23	300,9	3,246	308,06	38,155	0,0268	16,700	23,550	0,860	59,595
15,18	2,007	0,149	13,02	322,38	299,8	3,215	311,09	36,413	0,0269	17,000	24,000	1,293	56,811
20,14	2,591	0,197	17,35	328,1	299,75	3,185	313,92	38,640	0,0272	17,220	24,350	1,565	59,555
24,99	3,146	0,245	21,59	333,37	299,85	3,158	316,61	40,673	0,0275	17,530	24,660	1,780	62,097
30,492	3,803	0,288	26,40	339,16	299,75	3,130	319,45	42,291	0,0278	17,900	25,140	1,993	63,892
34,932	4,289	0,344	30,29	342,65	298,75	3,118	320,7	43,573	0,0278	17,950	25,170	2,202	65,711
37,592	4,580	0,367	32,64	343,78	296,75	3,122	320,26	43,822	0,0278	17,950	25,170	2,362	66,087
45,151	5,535	0,410	39,20	353,4	299,9	3,061	326,65	46,265	0,0282	18,490	25,900	2,486	68,857
49,88	5,942	0,447	43,49	354,28	296,15	3,075	325,21	47,233	0,0281	18,405	26,220	2,692	70,547

c. 30 mm boyunda 18 kanatçık için

P_T	$Q_{ışınım}$	$Q_{Top-Kayıp}$	$Q_{Taş}$	T_w	T_{∞}	$\mu \times 10^3$	T_f	h	k	$v \cdot 10^6$	$\acute{u} \cdot 10^6$	$Ra \cdot 10^{-5}$	Nu
5,238	0,709	0,049	4,480	305,412	296,9	3,321	301,15	33,227	0,0264	15,890	22,500	0,575	52,861
10,125	1,254	0,090	8,780	311,25	296,6	3,290	303,92	37,838	0,02665	16,370	23,020	0,930	59,631
15,180	1,834	0,131	13,21	320,075	299,9	3,226	309,98	41,355	0,02704	16,890	23,820	1,176	64,235
20,034	2,383	0,166	17,48	325,63	300,15	3,196	312,89	43,324	0,02721	17,130	24,140	1,431	66,873
25,228	2,950	0,204	22,07	330,775	300	3,171	315,38	45,284	0,02745	17,440	24,550	1,656	69,287
30,030	3,550	0,240	26,24	335,875	299,7	3,147	317,78	45,794	0,0277	17,610	24,770	1,897	69,434
34,968	4,104	0,274	30,59	340,775	300	3,121	320,38	47,363	0,02785	17,950	25,170	2,047	71,426
38,591	4,483	0,305	33,80	342,55	298	3,122	320,27	47,903	0,0278	17,900	25,000	2,259	72,371
45,036	5,289	0,348	39,39	348,325	297	3,099	322,66	48,463	0,02789	18,000	25,300	2,539	72,980
49,590	6,038	0,362	43,18	355,97	300,3	3,048	328,13	48,979	0,02838	18,405	26,400	2,538	72,484

ç. 60 mm boyunda 6 kanatçık için

P_T	$Q_{\text{şmm}}$	$Q_{\text{Top-Kayıp}}$	$Q_{\text{Taş}}$	T_w	T_{∞}	$\mu \times 10^3$	T_f	h	k	$v \cdot 10^6$	$\acute{u} \cdot 10^6$	$Ra \cdot 10^{-5}$	Nu
5,247	0,952	0,026	4,270	303,825	297,45	3,326	300,637	42,282	0,0263	15,840	22,500	0,432	67,523
9,842	1,684	0,049	8,108	312,25	301,65	3,258	306,95	48,292	0,0267	16,500	23,500	0,647	75,823
15,015	2,614	0,079	12,323	317,15	301,05	3,235	309,1	48,321	0,0269	16,740	23,550	0,960	75,445
19,845	3,413	0,107	16,325	322,025	301,55	3,207	311,787	50,337	0,0270	17,000	24,000	1,170	78,042
24,012	4,135	0,135	19,742	325,575	301,15	3,191	313,362	51,029	0,0272	17,200	24,320	1,354	78,795
30,03	5,110	0,160	24,760	330,45	300,95	3,168	315,7	52,989	0,0274	17,440	24,550	1,586	81,075
34,932	6,023	0,184	28,724	335,075	301,1	3,144	318,087	53,376	0,0276	17,580	24,730	1,786	81,018
37,888	6,575	0,212	31,101	337,75	301,15	3,130	319,45	53,647	0,0275	17,600	25,110	1,884	81,933
44,55	7,760	0,251	36,539	343,35	301,35	3,102	322,35	54,924	0,0278	17,900	25,280	2,093	82,859
49,88	8,820	0,287	40,773	348,15	301,55	3,078	324,85	55,239	0,0280	18,370	26,180	2,168	82,799

d. 60 mm boyunda 12 kanatçık için

P_T	$Q_{ışınım}$	$Q_{Top-Kayıp}$	Q_{Tas}	T_w	T_{∞}	$\mu \times 10^3$	T_f	h	k	$v \cdot 10^6$	$\acute{u} \cdot 10^6$	Ra_{10-5}	Nu
5,184	0,684	0,004	4,496	302,775	297,7	3,331	300,23	55,935	0,0263	15,840	22,500	0,345	89,326
9,956	1,227	0,010	8,719	308,325	299,55	3,290	303,93	62,728	0,02665	16,370	23,020	0,557	98,858
15,13 4	1,780	0,022	13,331	312,225	299,75	3,268	305,98	67,466	0,02673	16,470	23,200	0,775	106,007
19,98	2,168	0,040	17,771	316,05	301,25	3,240	308,65	75,808	0,02693	16,780	23,620	0,879	118,230
24,80 5	2,837	0,057	21,911	318,56	299,25	3,237	308,90	71,638	0,02696	16,800	23,650	1,143	111,602
29,30 4	3,390	0,073	25,841	321,82	299,1	3,221	310,46	71,806	0,02704	16,890	23,820	1,322	111,533
34,84 8	4,182	0,098	30,569	326,72	299,4	3,194	313,06	70,639	0,0272	17,200	24,320	1,516	109,075
39,99	4,704	0,116	35,170	330,06	299,9	3,175	314,98	73,620	0,02739	17,390	24,460	1,636	112,890
42,88	5,104	0,128	37,648	331,98	299,5	3,167	315,74	73,178	0,02749	17,500	24,620	1,735	111,803
49,65 1	5,850	0,151	43,649	336,5	300,2	3,141	318,35	75,914	0,02775	17,610	24,790	1,898	114,897

e. 60 mm boyunda 18 kanatçık için

P_T	$Q_{ışınım}$	$Q_{Top-Kayıp}$	$Q_{Tış}$	T_w	T_{∞}	$\rho \times 10^3$	T_f	h	k	$v \cdot 10^6$	$\acute{o} \cdot 10^6$	$Ra \cdot 10^{-5}$	Nu
5,184	0,717	0,007	4,459	299,87	295,55	3,359	297,71	65,094	0,02605	15,620	22,120	0,306	104,951
10,336	1,166	0,047	9,122	305,52	298,8	3,309	302,16	85,642	0,02645	16,100	22,520	0,446	135,990
15,252	1,789	0,011	13,45	308,9	298,75	3,291	303,82	83,669	0,02665	16,370	23,020	0,644	131,862
20,33	2,257	0,052	18,02	311,53	298,9	3,276	305,21	90,076	0,02669	16,470	23,200	0,787	141,746
24,752	2,811	0,069	21,872	313,93	298,35	3,266	306,14	88,632	0,02673	16,500	23,300	0,962	139,265
29,868	3,293	0,081	26,49	316,55	298,55	3,252	307,55	92,923	0,02679	16,500	23,590	1,093	145,679
35,568	4,445	0,223	30,900	321,9	298,2	3,225	310,05	82,312	0,02701	16,890	23,820	1,381	127,994
42,186	5,340	0,159	36,6866	326,32	298,5	3,201	312,41	83,254	0,02718	17,100	24,050	1,590	128,648
46,593	5,851	0,181	40,560	329,01	299	3,185	314,00	85,328	0,02727	17,220	24,350	1,657	131,419
50,75	6,188	0,189	44,373	331,17	299,9	3,169	315,53	89,588	0,02749	17,500	24,620	1,672	136,875

f. 90 mm boyunda 6 kanatçık için

P_T	$Q_{\text{yınım}}$	$Q_{\text{Top. Kayıp}}$	$Q_{\text{Taş}}$	T_w	T_{∞}	$\rho \times 10^3$	T_r	h	k	$v \cdot 10^6$	$\dot{u} \cdot 10^6$	$Ra \cdot 10^{-5}$	Nu
5,13	0,945	0,011	4,174	304,625	299,65	3,310	302,137	52,970	0,02645	16,100	22,520	0,330	84,111
10,108	1,886	0,023	8,199	310,03	300,4	3,276	305,215	53,750	0,02669	16,470	23,200	0,600	84,582
14,536	2,495	0,099	11,942	312,91	300,35	3,261	306,63	60,028	0,02673	16,500	23,300	0,774	94,321
19,688	3,381	0,072	16,235	317,03	300,35	3,239	308,69	61,447	0,02693	16,780	23,620	0,991	95,833
24,926	4,303	0,059	20,564	321,27	300,5	3,217	310,88	62,508	0,02708	16,890	23,820	1,207	96,947
29,436	4,878	0,059	24,499	323,92	300,7	3,202	312,31	66,610	0,02718	17,100	24,050	1,314	102,930
34,848	5,876	0,079	28,893	328,22	300,85	3,179	314,535	66,645	0,0273	17,220	24,400	1,505	102,530
39,835	6,689	0,091	33,055	331,62	301	3,161	316,31	68,154	0,02751	17,530	24,660	1,628	104,051
44,88	7,666	0,097	37,117	335,37	300,9	3,143	318,135	67,981	0,02775	17,610	24,790	1,712	102,891
51,04	8,617	0,118	42,304	339,36	301,45	3,121	320,405	70,450	0,0278	17,900	25,000	1,922	106,436

g. 90 mm boyunda 12 kanatçık için

P_T	$Q_{ışınım}$	$Q_{Top-Kayıp}$	Q_{Tas}	T_w	T_{∞}	$\rho \times 10^3$	T_f	h	k	$v \cdot 10^6$	$\dot{u} \cdot 10^6$	$Ra \cdot 10^{-5}$	Nu
4,982	0,984	0,009	3,989	302,41	298,2	3,330	300,30	59,818	0,0263	15,840	22,500	0,286	95,526
10,108	1,965	0,017	8,126	309,53	301,55	3,273	305,54	64,289	0,0266	16,470	23,200	0,497	101,167
14,812	2,984	0,033	11,795	313,08	301,15	3,256	307,11	62,420	0,0267	16,500	23,590	0,725	97,859
19,902	3,689	0,045	16,168	316,45	302	3,234	309,22	70,637	0,0269	16,740	23,550	0,862	110,288
25,08	4,956	0,070	20,054	320,9	301,9	3,211	311,4	66,634	0,0270	17,000	24,000	1,087	103,309
29,475	5,668	0,086	23,721	323,53	302,1	3,197	312,81	69,883	0,0271	17,100	24,050	1,211	107,986
34,222	6,494	0,095	27,633	326,48	302,3	3,181	314,39	72,148	0,0273	17,220	24,400	1,330	110,997
38,807	7,185	0,113	31,509	328,6	302,1	3,171	315,35	75,065	0,0274	17,500	24,620	1,418	114,687
44,499	8,181	0,141	36,178	331,88	302,2	3,154	317,04	76,954	0,027	17,610	24,770	1,560	116,681
48,735	8,691	0,149	39,895	334,12	303,05	3,139	318,58	81,064	0,0277	17,610	24,790	1,624	122,692

h. 90 mm boyunda 18 kanatçık için

P_T	$Q_{ışınım}$	$Q_{Trop. Kayıp}$	$Q_{Tış}$	T_w	T_{zo}	$\rho \times 10^3$	T_f	h	k	$v \cdot 10^6$	$\acute{u} \cdot 10^6$	$Ra \cdot 10^{-5}$	Nu
5,184	0,977	0,001	4,206	302	298,55	3,330	300,275	76,958	0,0263	15,840	22,500	0,234	122,899
10,108	1,670	0,018	8,420	307,73	302,1	3,280	304,915	94,423	0,02665	16,470	23,120	0,352	148,809
15,159	2,579	0,005	12,575	310,21	301,6	3,269	305,905	92,207	0,02673	16,500	23,300	0,532	144,881
19,902	3,404	0,012	16,486	313,31	302,15	3,250	307,73	93,261	0,02679	16,500	23,590	0,677	146,209
25,41	4,010	0,011	21,390	315,22	302,2	3,239	308,71	103,715	0,02685	16,700	23,580	0,778	162,236
29,606	4,373	0,012	25,221	316,76	302,7	3,229	309,73	113,247	0,0269	16,740	23,550	0,837	176,817
34,463	5,422	0,014	29,027	319,02	301,7	3,222	310,36	105,806	0,02708	16,890	23,820	1,008	164,101
40,3	6,167	0,027	34,105	321,4	301,95	3,208	311,675	110,702	0,02709	17,000	24,000	1,112	171,631
45,21	6,542	0,042	38,626	323,5	303,2	3,191	313,35	120,126	0,0272	17,140	24,150	1,138	185,489
53,576	8,194	0,042	45,340	326,65	301,4	3,184	314,025	113,362	0,0273	17,220	24,400	1,391	174,403

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Emre GÜVENTÜRK
Uyruğu : T.C
Doğum Yeri ve Tarihi : Kadınhanı 1984
Telefon : 0543 770 4141
Faks : -
e-mail : emreguenturk@gmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Kaman Lisesi, Kaman, KIRŞEHİR	2000
Üniversite	: Kocaeli Üniversitesi, İzmit, KOCAELİ	2007
Yüksek Lisans	: Selçuk Üniversitesi, KONYA	-
Doktora	:	

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
-----	-------	--------

UZMANLIK ALANI : -

YABANCI DİLLER : İngilizce

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER : -

YAYINLAR

Emre GÜVENTÜRK, Ulaş ATMACA, “Eksenel Kanatçıklı Silindirlere Doğal Taşınım ile Isı Transferini İncelenmesi” ULIBTK’17 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi 13-16 Eylül 2017, ÇORUM