



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN
ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**RADYAL VE DÜZLEMSEL KANATLARIN
AÇI AYAR DÜZENEĞİYLE ISIL
PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

Sinan SARI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran-2021
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET**YÜKSEK LİSANS TEZİ****RADYAL VE DÜZLEMSEL KANATLARIN AÇI AYAR DÜZENİĞİYLE ISIL PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ****Sinan SARI****Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı****Danışman: Prof. Dr. Hüseyin ARIKAN****2021, 70 Sayfa****Jüri****Prof. Dr. Hüseyin ARIKAN****Prof. Dr. Ali KAHRAMAN****Dr. Öğr. Üyesi Sadık ATA**

Bu çalışmada aynı yüzey alanına sahip dairesel ve düzlemsel kanatçıkların ısıl performansı yüzey geometrisinin etkisi göz önünde bulundurularak araştırılmıştır. Bunun için hazırlanacak kanatçıklı ısı değiştiricilerinden bir pompa vasıtasıyla sıcak akışkan (su) devir daim yaptırılıp ısı ortama doğal taşınım ile aktarılmıştır. Kanatçıkların ısıyı aktarma hızına bağlı olarak kanatçık etkinliği tespit edilmiştir. Giriş gücü olarak akışkana verilen elektriksel güç alınırken çıkış gücü olarak da kanatlardan ortama aktarılan ısı baz alınmıştır. Dairesel ve düzlemsel kanatçıkların yüzey sıcaklıkları, ortam sıcaklığı, sıcak akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları ve kütledebisi ölçülmüştür. Ölçülen değerler yardımıyla hesaplanan Nusselt ve Rayleigh sayıları ve çizilecek grafikler yorumlanarak kanat profillerinin ısı etkinliği karşılaştırılmıştır. Bu çalışma neticesine göre; ışınlam ile ısı transferinde en yüksek kanatsız ısı değiştiriciler olmuştur. Taşınım ile ısı transferi, ışınlam ile ısı transferine göre toplam ısı transferinde daha yüksek bir orana sahip olduğu anlaşılmıştır. Kanatsız, radyal kanatlı ve düzlemsel kanatlı yüzey sıcaklığındaki artış daha yüksek Rayleigh sayılarına yol açmakta ve böylece doğal taşınım ile ısı transfer oranı artmıştır. Işınlam ile olan ısı transferi, doğal taşınım transferinde ihmal edilmediği anlaşılmıştır. Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısı artmıştır. Eğim açısı arttıkça radyal kanatlı değiştiricilerde ısı transferi azalmıştır. Eğim açısı arttıkça düzlemsel kanatlı değiştiricilerde ısı transferi artmıştır.

Anahtar Kelimeler: Doğal taşınım ile ısı transferi, pimli yüzeylerde ısı transferi

ABSTRACT**MS****EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE THERMAL PERFORMANCE
OF RADIAL AND PLANE WINGS WITH ANGLE ADJUSTMENT****Sinan SARI****THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY****THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING****Advisor: Prof. Dr. Hüseyin ARIKAN****2021, 70 Pages****Jury****Prof. Dr. Hüseyin ARIKAN****Prof. Dr. Ali KAHRAMAN****Dr. Öğr. Üyesi Sadık ATA**

In this study, the thermal performance of circular and planar fins with the same surface area was investigated by considering the effect of surface geometry. For this, hot fluid (water) was circulated by means of a pump from the finned heat exchangers to be prepared and the heat was transferred to the environment by natural convection. The fin efficiency was determined depending on the heat transfer rate of the fins. While the electrical power supplied to the fluid is taken as input power, the heat transferred from the blades to the environment is taken as the output power. Surface temperatures, ambient temperature, hot fluid inlet-outlet temperatures and mass flow rates of circular and planar fins were measured. The Nusselt and Rayleigh numbers calculated with the help of the measured values and the graphs to be drawn were interpreted and the thermal efficiency of the wing profiles were compared. According to the results of this study; The finless heat exchangers have been the highest in heat transfer by radiation. It is understood that convective heat transfer has a higher rate in total heat transfer than radiative heat transfer. An increase in the surface temperature of finless, radial fins and planar fins leads to higher Rayleigh numbers, thus increasing the rate of heat transfer by natural convection. It has been understood that the heat transfer by radiation is not neglected in natural convection transfer. As the Rayleigh number increased, the Nusselt number increased. As the tilt angle increased, the heat transfer decreased in the radial finned exchangers. As the angle of inclination increased, the heat transfer increased in the planar finned exchangers.

Keywords: Heat transfer by natural convection, heat transfer on pin surfaces

ÖNSÖZ

Öncelikle danışmanlığımı üstlenme nezaketi gösteren ve salt bir tez danışmanlığının ötesinde rehberliği ile bana yeni ufuklar açan Prof. Dr. Hüseyin ARIKAN' a ve çalışmalarımda desteklerini esirgemeyen Doç. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA' ya şükranlarımı sunarım. Hayatımın her döneminde, her koşulda, desteklerini hissettiğim aileme; sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Sinan SARI
KONYA-2021



İÇİNDEKİLER

ÖZET	2
ABSTRACT.....	3
ÖNSÖZ	4
İÇİNDEKİLER.....	5
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	6
1. GİRİŞ.....	7
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	8
3. DOĞAL TAŞINIM	13
3.1. Yüzeyler Üzerinde Doğal Taşınım.....	19
3.2. Kanatlı Yüzeylerde Doğal Taşınım.....	24
3.3. Işınım ile ısı transferi	29
4. MATERYAL VE YÖNTEM.....	40
4.1. Deneysel çalışma.....	48
4.2. Örnek hesaplamalar.....	49
5. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMA	53
5.1. Sonuçlar	64
5.2. Öneriler	65
6. KAYNAKLAR	66
EKLER	68

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	Plaka yüzey alanı
h	Plaka yüzey genişliği
c_p	Sabit basınçta özgül ısı
D	Kanat çapı
g	Yer çekimi ivmesi
k	Isı iletkenlik katsayısı
L	Kanat uzunluğu
Nu	Nusselt sayısı
N	Kanat sayısı
P	Güç, kanatçık çevresi
Ra	Rayleigh sayısı
Pr	Prandtl sayısı
T	Sıcaklık
ΔT	Sıcaklık farkı
β	Isıl genleşme katsayısı
ν	Kinematik viskozitesi
Q	Isı akımı
θ	Plaka yüzeyinin düşey ile açısı
ρ	Yoğunluk
Φ	Kanatçık etkinliği
η	Kanatçık verimi

Kısaltmalar

f	film
T	toplam
s	yüzey
∞	ortam

1. GİRİŞ

Dünyamızdaki enerji kaynaklarının her geçen gün azalmaya başlaması, bilim adamlarını hem yeni enerji kaynakları aramaya hem de mevcut enerji kaynaklarını en verimli bir şekilde kullanılma yöntemlerini araştırmaya sevk etmiştir. Isı transferi üzerine yapılan çalışmalar da bunlardan biri ve en önemlisidir. Isı transferini 3 yöntemle artırmak mümkündür. Bunlar; ısı transferi yüzey alanını, iki ortam arasındaki sıcaklık farkını ve ısı transferi katsayısını arttırmaktır. Son iki yöntemin kullanılması her zaman mümkün olmayabilir. Isı transferi yüzeyinin artırılması en çok benimsenen yöntemlerden biridir. Isı transferi yüzeyinin artırılmasıyla birlikte yüzeyin ortamda duruşu ve yüzeyin fiziki şekli de ısı transferini artırıcı veya azaltıcı etki yapabilir.

Taşınım ile ısı transferi bir akışkan ile bir katı yüzey arasında meydana gelir ve taşınım ile ısı transferi doğal ve zorlanmış taşınım olarak ikiye ayrılır. Zorlanmış taşınım, bir fan, vantilatör vb. dış etkenler sonucu meydana gelirken doğal taşınım da akışı zorlayıcı dış etkiler yoktur. Doğal taşınım ile ısı transferi yoğunluk farkından kaynaklanmaktadır. Isınan akışkanın yoğunluğu azalacağından dolayı yer çekiminin tersi yönünde hareket eder, böylece bir kaldırma kuvveti meydana gelir. Bu yolla ısı transferi için, Nusselt ve Rayleigh sayılarının aldığı değerlere göre yorum yapılır.

Genellikle doğal taşınım da $Ra \leq 10^8$ 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. Doğal taşınımın etkili olduğu birçok uygulama vardır. Kapalı ortamlarda ısı konforunun sağlanması, yangın olasılığı yüksek olan yerlerde, güneş enerji kolektörlerinde, elektronik ve bilgisayar ekipmanlarının soğutulmasında, nükleer reaktörlerin soğutulmasında ve damıtma işlemleri gibi alanlarda doğal taşınım ile ısı transferinden faydalanılmaktadır.

Bu çalışmada aynı yüzey alanına sahip dairesel ve düzlemsel kanatçıkların ısı performansını yüzey geometrisinin etkisi göz önünde bulundurularak araştırılmıştır. Bunun için hazırlanacak kanatçıklı ısı değiştiricilerinden bir pompa vasıtasıyla sıcak akışkan (su) devir daim yaptırılıp ısı ortama doğal taşınım ile aktarılmıştır. Kanatçıkların ısıyı aktarma hızına bağlı olarak kanatçık etkinliği tespit edilmiştir. Giriş gücü olarak akışkana verilen elektriksel güç alınırken çıkış gücü olarak da kanatlardan ortama aktarılan ısı baz alınmıştır. Dairesel ve düzlemsel kanatçıkların yüzey sıcaklıkları, ortam sıcaklığı, sıcak

akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları ve kütsel debisi ölçülmüştür. Ölçülen değerler yardımıyla hesaplanan Nusselt ve Rayleigh sayıları ve çizilecek grafikler yorumlanarak kanat profillerinin ısı etkinliği karşılaştırılmıştır.

Biz bu çalışmada; ışıınım ile ısı transferinde en yüksek kanatsız ısı değıştircilerdir. Taşınım ile ısı transferi, ışıınım ile ısı transferine göre toplam ısı transferinde daha yüksek bir orana sahiptir. Kanatsız, radyal kanatlı ve düzlemsel kanatlı yüzey sıcaklığındaki artış daha yüksek Rayleigh sayılarına yol açar ve böylece doğal taşınım ile ısı transfer oranı artar. Işıınım ile olan ısı transferi, doğal taşınım transferinde ihmal edilmemelidir. Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısı artar. Eğim açısı arttıkça radyal kanatlı değıştircilerde ısı transferi azalır. Eğim açısı arttıkça düzlemsel kanatlı değıştirciler de ısı transferi artar sonuçları elde edilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Sparrow ve Prakash (1980) doğal taşınımında kademeli bir ayırık dikey plaka dizisinin aynı yüzey alanına sahip sürekli paralel dikey plaka dizisine kıyasla gelişmiş ısı transferi sağlayıp sağlamadığını belirlemek için bir analiz yapmışlardır. Isı transferi sonuçlarını, iki tip konfigürasyon için kütle, momentum ve enerji denklemleri ile sayısal olarak elde etmişlerdir.

Bar-Cohen ve Rohsenow (1984) dikey doğal taşınım soğutmalı, paralel plakaların termal olarak optimum aralığını bulmaya yönelik korelasyonlar türetmişlerdir.

Sparrow ve Vemuri (1985), çubuk şeklindeki silindirik kanatçıkların oldukça kalabalık dizilerinin kombine modda doğal konveksiyon / radyasyon ısı transfer karakteristiğini belirlemek için deneyler yapmışlardır. Kanatçıkları eksenleri yatay olarak yönlendirilmiş ve ısıtılmış bir dikey taban plakasına tutturmuşlardır. İnceleme parametreleri, dizideki kanatçıkların sayısını, kanatçık uzunluğunu ve çapını, taban plakası-ortam sıcaklığı farkını ve bitişik örtme yüzeylerinin varlığını veya yokluğunu içermektedir. Diğer parametrelerin sabit değerleri için kanatçık sayısı artırıldığında, ısı transferi ilk önce arttığını, maksimum seviyeye ulaştığını ve daha sonra azaldığını söylemişlerdir. Kanat taban plakası düzeneğinin yüzey alanı sabit tutulduğunda farklı çaplı kanatçıklara sahip diziler yaklaşık aynı performansı verdiğini bulmuşlardır. Radyasyon katkısının önemli

olduğunu ve daha kalabalık diziler, daha uzun kanatçıklar ve küçük sıcaklık farkları için en büyük olduğunu hesaplamışlardır.

Sparrow ve Vemuri (1986) 6.31 mm kanatçık genişliğine ve 25.4 mm kanatçık yüksekliğine sahip olan pimli kanatçık dizilerinin farklı yönler için doğal taşınım ve ışınlımla ısı iletiminde eğilimini incelemişlerdir. Yukarıya bakan yönün ısı transferinde en yüksek ısı aktarım hızı olduğunu ortaya koymuşlardır. Yukarı doğru düzenleme için ısı transfer oranları, yan yerleşim için olanlardan yaklaşık %15, aşağı doğru düzenlenenlerden yaklaşık %20 daha yüksek olduğunu bulmuşlardır.

Zografos ve Sunderland (1990), doğal konveksiyonda sıralı ve dağınık dizilmiş pimli kanatçık performansını araştırmış ve sıralı dizilenlerden genellikle daha yüksek ısı transfer oranları elde ettiği sonucuna varmışlardır.

Boyalakuntla ve ark. (2004) elektronik soğutma için bir dizüstü bilgisayarın ekran panelinde kaldırma akışını kullanma olasılığını sayısal olarak analiz etmişlerdir. Gömülü pim kanat dizilerine sahip üç boyutlu kanallar ve yapılandırılmamış sonlu hacim yöntemi kullanarak analiz etmişlerdir. Nusselts sayılarının yanı sıra yerel sıcaklık ve hız alanlarını içeren yerel ve küresel akış ve ısı transferi sonuçları elde etmişlerdir.

Kobus ve Oshio (2005), pimli kanatçık ısı alıcılarının performansı üzerine teorik ve deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çeşitli geometrik, termal ve akış parametrelerinin ısı alıcılarının etkin termal direnci üzerindeki etkisini tahmin etmek için teorik bir model önermişlerdir.

Şahin ve ark. (2007) düz kanat- boru tip ısı değiştiricisini dış yüzeyindeki levhaların akışa paralel ve farklı açılarla yerleştirilmeleri durumunu üç boyutlu sayısal olarak araştırmışlardır. Levha kanatların akış yönünde 30° açıyla yerleştirildiği durumda ısı transferinin maksimum olduğunu, benzer şekilde basınç kaybının da bu kanat açısı için en fazla olduğunu belirlemişlerdir.

Kim ve ark. (2008) 100 ve 200 μm yüksekliğine ve 1 mm mini kanatçık yüksekliğine sahip mikro kanatçık diziler etrafında doğal taşınımı araştırmışlar ve makro kanatçık dizileri etrafındaki ile karşılaştırmışlardır. Dikey mikro kanatçık dizisi etrafındaki ısı taşınım katsayısının artan sıcaklık farkı ve dizi aralığı ile arttığını göstermişlerdir. 100 μm yüksekliğine sahip mikro kanatçık dizisi 200 μm yüksekliğine sahip olana kıyasla biraz daha yüksek ısı taşınım katsayısına sahip olduğunu bulmuşlardır.

Huang ve ark. (2008), kare pim kanatlı ısı alıcılarının doğal taşınım performansına açının etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Düz bir plaka ve çeşitli dizilişlere sahip yedi kare pim kanatlı soğutucuyu kontrollü bir ortamda test etmişlerdir. Test sonuçları aşağı doğru bakan yönün en düşük ısı transfer katsayısını verdiğini göstermektedir. Bununla birlikte yukarı ve yana bakan yönelimler için ısı transfer katsayıları karşılaştırılabilir büyüklükte olduğunu ortaya koymuşlardır. Kanatçık yapısına bağlı olarak bu iki yönelimin performansı rekabetçi bir yapı göstermektedir. Üç yönelim arasındaki karşılaştırma, akış direncini azaltmanın bir sonucu olarak ısı alıcı gözenekliliğini artırarak yukarı ve yan diziliş lehine değişmektedir. Optimum ısı alıcı gözenekliliği yukarı doğru düzen için yaklaşık %83 ve yan düzen için yaklaşık %91 olduğunu bulmuşlardır. Özellikle yüzeyin ilavesi aşağı doğru düzen için nispeten daha etkili olduğunu buna karşılık yan düzenleme için daha az etkili olduğunu sonucuna varmışlardır. Bir ısı alıcısının düz bir yere göre ısı transferi olarak tanımlanan büyütme faktörünün yukarı düzen için yaklaşık 1.1-2.5, yan düzen için yaklaşık 0.8-1.8 ve aşağı düzen için 3.2 olduğunu bulmuşlardır.

Goshayeshi ve Ampofo (2009) bir yüzeye dikey olarak aşağıya doğru uzana dikey kanatçıkların havaya doğrudan maruz kalan ısıtılmış yatay ve dikey yüzeylerden doğal taşınımlı ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatçıkların her yerde yüzey sıcaklığında olduğunu varsaymışlardır. Boyutsuz biçimde yazılan geçerli denklemleri sonlu elemanlar yöntemi kullanarak çözmüşlerdir. Dikey kanatçıklara sahip dikey plakanın doğal soğutma için en iyi performansı verdiğini bulmuşlardır.

Yazıcıoğlu ve Yüncü (2009) düşey yüzeyler üzerindeki, düşey kanatçıklar arasındaki optimum kanat aralığını hesaplamak için yeni bir eş-ilişki geliştirmişlerdir. Eş-ilişkiyi literatürdeki deneysel sonuçlardan elde etmişlerdir. Eş-ilişkiyi elde etmekte kullanılan deneysel sonuçların elde edildiği kanatçıkların aralığı 2,85 mm ile 85,5 mm arasında, kalınlığı 1 mm ile 19 mm arasında, uzunluğu 100 mm ile 500 mm arasında ve yüksekliği de 5 mm ile 90 mm arasında değişmektedir. Kanatçıkların taban sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki fark 14 °C ile 162 °C, kanatçıkların oturduğu yüzeyin eni de 80 mm ile 250 arasında değişmektedir. Eş -ilişkiyi türetmede kullanılan boyutsuz parametreler asimptotların kesiştirilmesi olarak adlandırılan ve Yıldız ve Yüncü (2004) den alınan yöntemle oluşturulmuştur. Bu boyutsuz parametreler ve literatürdeki 7 araştırmacının deneysel sonuçları kullanılarak geliştirilen eş-ilişki yardımı ile düşey yüzeyler üzerindeki, düşey kanatçıklar arasındaki optimum aralık ortalama %24 hata ile hesaplanabildiğini ortaya koymuşlardır.

Kanat iç yüzeyindeki duvarlarda oluşturulan yarı küresel çukurlar etrafındaki ısı transferi üç boyutlu sayısal olarak Xie ve Suden (2010) tarafından incelenmiştir. Isı akısı dağılımını, akış alanını, sıcaklık dağılımı ve diğer ısı transferi karakteristiklerini belirledikleri çalışmada kanatlar için küresel çukurların ısı transferini artırmada (kanat yüzeylerinin soğutulmasında) çok etkili bir yöntem olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, boş kanala göre daha yüksek ısı transferi sağlayan küresel çukurların toplam termal performanslarının da yüksek olduğu ifade edilmiştir.

Peng ve Ling (2011) kanal içerisine farklı eksenel hizada yerleştirdikleri kanatçıklara ait ısı transferi ve akış karakteristiklerini üç boyutlu sayısal çalışma ile belirlemişlerdir. Deneysel veriler ile iyi bir uyum yakalayarak kanal girişine yakın bölgelerde ısı transferinin önemli miktarda arttığını ve kanal sonuna doğru azaldığını gözlemlemişlerdir.

Sertkaya ve ark. (2011) pimli plakalarda doğal taşınım ile ısı transferinde açının etkisini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. 7 konum üzerinde yapılan deneylerde maksimum ısı transferinin pimlerin yukarı baktığı konumda minimum ısı transferinin pimlerin aşağı baktığı durumda gerçekleştiğini bulmuşlardır.

Jang ve ark. (2012) eliptik, dairesel ve kare kesitlere sahip pim kanatlı ısı alıcılarının deneysel bir çalışması üzerinde çalışmışlardır. Pim kanat ısı alıcıları bir doğru boyunda sıralı şekilde yapılarak teste tabi tutmuşlardır. Isı transferi üzerine kanat yoğunluğunun etkisini incelemişlerdir.

Ahmadi ve ark. (2014) dikey olarak monte edilmiş dikdörtgen kesilmiş kanatçıklardan kararlı halde harici doğal taşınım ile ısı transferini sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Kanatçık kesinti etkilerini 2 boyutlu sayısal bir model geliştirerek araştırmak için FLUENT yazılımını kullanmışlardır. Özel olarak tasarlanmış bir test yatağı geliştirmişlerdir ve çeşitli geometrik boyutlara sahip 12 farklı alüminyum alaşımlı ısı alıcıyı, teorik sonuçları doğrulamak için işleyip test etmişlerdir. Pim aralığı ve kanatçık kesintisinin etkilerini araştırmak için kapsamlı bir deneysel-sayısal parametrik çalışma yapmışlardır. Dikey olarak monte edilmiş dikdörtgen kanatçıklara kesinti eklenmesinin termal performansı önemli ölçüde artırabildiğini ve optimum bir kanat kesintisinin mevcut olduğunu göstermişlerdir.

Balachandar ve ark. (2015) dikey bir dikdörtgen taban plakası üzerindeki içi boş silindirik pimli kanatçık dizisinin ısı transfer karakteristiklerini ANSYS FLUENT paket programı

kullanarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile hesaplamışlardır. İçi boş silindirik pim kanatçıklarını eğimli olarak düzenlemişlerdir. Isı transfer artırımını iç yarıçap, dış yarıçap, kanatçıkların yüksekliği ve pim kanatçıklarının sayısı gibi farklı parametreler için incelemişlerdir. Taban plakasını 20-500 W aralığında sabit bir ısı akısında ve boyutlarını sabit tutmuşlardır.

Taban plakası sıcaklığını Artificial Neural Network (ANN) kullanarak, ağın sayısal simülasyonlarının sonuçlarına göre eğitilmesiyle tahmin etmişlerdir. Taban plakasından maksimum ısı transferi elde etmek için içi boş silindirik pimli kanatçık parametrelerinin optimizasyonunu, eğitilmiş sinir ağına uygulanan genetik algoritma kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Sayısal simülasyon ve sinir ağı kullanılarak yapılan analiz, içi boş kanatçıkların katı silindirik pimli kanatçık ile karşılaştırıldığında daha yüksek bir ısı transferi ve yaklaşık %90 oranında bir ağırlık azalması sağladığını göstermişlerdir.

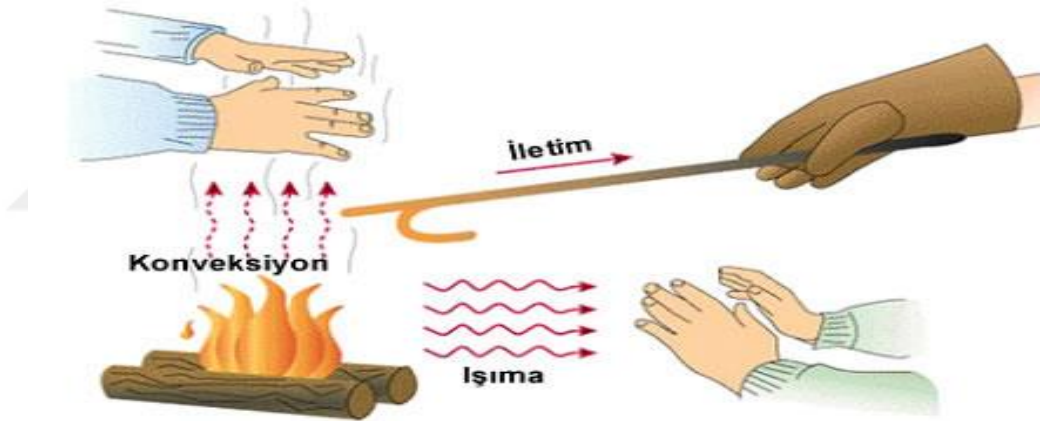
Joo ve Kim (2015) dikey olarak yönlendirilmiş bir taban plakasına sahip optimize edilmiş plaka kanatçığı ve pim kanatçıklı ısı alıcısının termal performansını doğal taşınımında analitik olarak karşılaştırmışlardır. Karşılaştırmayı, aynı taban plakası boyutları ve kanat yüksekliği koşulları altında yapmışlardır. Termal performansı optimize etmek için; belirli bir taban-ortam sıcaklığı farkı için toplam ısı dağılımı ve birim kütle başına ısı dağılımı olarak iki objektif fonksiyon kullanmışlardır. Toplam ısı dağılımını objektif bir fonksiyon olarak kullanıp, optimize edilmiş plaka kanatlı ısı alıcısının, en pratik uygulamalarda optimize edilmiş pim kanatlı ısı alıcısından daha fazla miktarda toplam ısı yaydığını bulmuşlardır. Birim kütle başına ısı dağılımı objektif bir fonksiyon olarak kullanıp, diğer taraftan, optimize edilmiş pim kanatlı ısı alıcısı, en pratik uygulamalarda birim kütle başına ısı miktarını optimize edilmiş plaka kanatlı ısı alıcısından daha dağıttığını ortaya koymuşlardır.

Sahoo ve ark. (2017) Navier-Stokes denklemini enerji denklemi ile birlikte çözerek pim kanatçıklarına sahip dikey bir izotermal plakadan doğal taşınım ile ısı transferi üzerine sayısal araştırmalar yapmışlardır. Pim kanatçıklarının farklı konfigürasyonlarına sahip plaka için ortalama Nusselt sayısı elde etmişlerdir. Ortalama Nusselt sayısındaki maksimum artışın, 24 mm kanatçık yüksekliği ile 45° için $S_v / L = 0.2$ 'de meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Ortalama nusselt sayısının kanatçık en / boy oranı ile arttığını ve eğim açısı ile azaldığını ortaya koymuşlardır. Akış ve açıklık yönünde

kanatçık aralığının, yüzgeçlerin en boy oranının ve eğim açısının bir fonksiyonu olarak plakanın ortalama Nusselt sayısını tahmin etmek için bir korelasyon geliştirmişlerdir.

3. DOĞAL TAŞINIM

İyi bilinen birçok ısı transferi uygulaması, ısı transferinin öncelikli mekanizması olarak doğal taşınım içerir. Güç transistörleri, TV'ler DVD'ler gibi elektronik aygıtların soğutulması; konvektör ısıtıcılar veya buhar radyatörlerinden olan ısı transferi; soğutma bobinleri ve güç iletim hatlarından olan ısı transferi, hayvan ve insan vücudundan olan ısı transferi bazı örneklerdir. Düşük yayılıma sahip yüzeyler dışında, gazlardaki doğal taşınımına genellikle karşılaştırılabilir büyüklükte ısınım eşlik eder.



Şekil 3.1. Isı transfer yöntemleri

Bir plaka üzerindeki pişmiş sıcak bir yumurtanın (veya fırınlanmış sıcak bir patatesin) en sonunda çevre havası sıcaklığına kadar soğuduğu bilinmektedir. Yumurta havaya taşınım ve çevre yüzeylere ışıma ile ısı transfer ederek soğur. Işıma ile ısı transferi ihmal edilerek, sıcak bir yumurtanın soğuk bir ortamda soğumasının fiziksel mekanizması şöylece açıklanabilir.

Sıcak yumurta soğuk hava etkisinde kalır kalmaz yumurta kabuğunun dış yüzey sıcaklığı bir miktar düşer ve kabuktan havaya olan ısı transferi sebebiyle kabuğun bitişiğindeki havanın sıcaklığı yükselir. Sonuç olarak yumurta daha sıcak ince bir hava tabakasıyla çevrilir ve daha sonra ısı bu tabakadan havanın diğer dış tabakalarına transfer edilir. Yumurta hep sıcak havayla örtüldüğü ve daha uzaktaki soğuk hava ile doğrudan temasta olmadığı için, bu durumda soğutma işlemi oldukça yavaştır. Yumurtanın yakınında herhangi bir hava hareketi fark edilmeyebilir, fakat dikkatli ölçümler bunun aksini gösterir.

Sabit basınçta bir gazın özgül kütlesi sıcaklıkla ters orantılı olduğu için yumurtanın bitişiğindeki havanın sıcaklığı daha yüksek derece ve dolayısıyla özgül kütlesi daha düşüktür. Böylece etrafı özgül kütlesi büyük veya ağır bir gaz tarafından çevrili düşük özgül kütleli veya hafif bir miktar gazın olduğu bir durum söz konusudur ve doğal kanunlar hafif gazın yükselmesini gerektirir. Bu sirke-yağ salatada bulunan sosta, $\rho_{\text{yağ}} < \rho_{\text{sirke}}$ olduğu için yağın üste çıkmasından hiç de farklı değildir. Bu olay yanlış bir şekilde, “ısı yükselir” ifadesiyle anlatılır ki ısınan hava yükselir demektir. Yumurtanın çevresindeki sıcak havanın boşalttığı yeri yakındaki soğuk hava doldurur, yumurtanın bitişiğinde soğuk havanın varlığı soğutma işlemini hızlandırır. Sıcak havanın yükselmesi ve soğuk hava akışının onun yerini alması, yumurtanın ortam hava sıcaklığına düşmesine kadar devam eder. Yumurtanın bitişiğinde ısınan havanın, yakındaki daha soğuk hava ile sürekli yer değiştirmesi sonucu meydana gelen harekete doğal taşınım akımı ve bu doğal taşınım akımı sonucu artan ısı transferine doğal taşınım ısı transferi denir. Dikkat edileceği gibi doğal taşınım akımları olmasaydı, yumurtadan çevresindeki havaya olan ısı transferi yalnız iletimle gerçekleşirdi ve yumurtadan olan ısı transfer hızı çok daha düşük olurdu.

Doğal taşınım, yalnız soğuk yüzeylerin sıcak bir ortamda ısıtılmasında ve sıcak yüzeylerin soğuk bir ortamda soğutulmasında etkilidir. Bu durumda akışkan hareketinin yönünün tersine döneceğine dikkat edilmelidir.

Yerçekimi ortamında, ağır bir akışkanla yer değiştiren daha hafif bir akışkanı yukarı doğru iten bir net kuvvet vardır. İçerisinde tamamen veya kısmen batık bir cisim, bir akışkanın yukarı doğru uyguladığı kuvvet kaldırma kuvveti olarak adlandırılır. Kaldırma kuvvetinin büyüklüğü cisimle yer değiştiren akışkanı, ağırlığına eşittir. Yani;

$$F_{kaldırma} = \rho_{akışkan} g V_{cisim} \quad (1.1)$$

Burada $\rho_{akışkan}$ akışkanın ortalama özgül kütlesi (cismin değil), g yerçekimi ivmesi ve V_{cisim} cismin akışkan içine dalmış kısmının hacmidir (akışkana tamamen batmış cisimler için cismin toplam hacmidir). Diğer kuvvetlerin olmaması durumunda bir cismin üzerine etkiyen net düşey kuvvet, cismin ağırlığı ile kaldırma kuvveti arasındaki farktır.

$$F_{net} = W - F_{kaldırma} = \rho_{cisim} g - \rho_{akışkan} g V_{cisim} = (\rho_{cisim} - \rho_{akışkan}) g V_{cisim} \quad (1.2)$$

Bu kuvvetin akışkanın ve içine batan cismin özgül kütleleri arasındaki farkla doğru orantılı olduğuna dikkat edilmelidir. Dolayısıyla bir akışkana daldırılan bir cisim, yerini değiştirdiği akışkanın ağırlığına eşit miktarda bir ağırlık kaybı ile karşı karşıya kalır. Bu, Arşimet İlkesi olarak bilinir.

Kaldırma etkisini daha iyi anlamak için, suya bırakılan bir yumurta incelenebilir. Eğer yumurtanın ortalama özgül kütlesi suyun özgül kütesinden büyük ise (taze olmasına bir işarettir) yumurta kabın dibine çöker. Aksi halde üste çıkar. Eğer yumurtanın özgül kütlesi suyun özgül kütesine eşit ise, yumurta uzaydaki “ağırlıksız cisim” gibi davranarak suda bir yerde tamamen batmış halde durur. Bu durumda yumurtaya yukarı doğru etki eden kaldırma kuvveti, yumurtanın aşağı doğru etkiyen ağırlığına eşit olur.

Hayatta kaldırma kuvveti etkisinin taşıdığı anlamın etkisi geniştir. Kaldırma kuvveti olmasaydı, sıcak (veya soğuk) bir yüzey ve onu çevreleyen akışkan arasındaki ısı transferi doğal taşınım yerine iletim ile olurdu. Okyanuslarda, göllerde ve atmosferde karşılaşılan doğal taşınım akımları varlıklarını kaldırma kuvvetine borçludur. Ayrıca hafif botlar da demirden yapılmış ağır savaş gemileri de suda kaldırma kuvveti sayesinde yüzerler. Gemiler, kendileri ve içlerindeki bütün ağırlığın geminin batık hacminin alabileceği su ağırlığına eşit olması ilkesi esas alınarak tasarlanırlar. Bir bacadan geçen sıcak yanma gazlarını yukarı doğru akışı zorlayan baca etkisi de kaldırma kuvvetinin etkisiyledir; bacadaki gazlar üzerine yukarı doğru etkiyen kuvvet, bacadaki sıcak gazlar ile dışarıdaki soğuk havanın özgül kütleleri arasındaki farkla doğru orantılıdır. Uzayda dikkate değer bir çekimin olmadığına dikkat edilmelidir; dolayısıyla bir uzay aracı atmosferik havayla dolu olsa bile uzay aracında doğal taşınım ısı transferi olamaz.

Isı transferi çalışmalarında öncelikli değişken sıcaklıkta ve net kaldırma kuvvetinin sıcaklık farkları cinsinden ifade edilmesi istenir. Fakat bu özgül kütle farkının

bir sıcaklık fark, cinsinden ifade edilmesi: bu ise sabit basınçta bir akışkanın özgül kütlelerinin sıcaklıkla değişimini gösteren bir özelliğin bilinmesini gerektirir. Bu bilgiyi sağlayan hacimsel genleşme katsayısı β 'dır ve şöyle ifade edilir.

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (1.3)$$

Doğal taşınım çalışmalarında, sıcak veya soğuk yüzeyden, yüzeyin varlığının hissedilemeyeceği kadar uzaktaki akışkanın şartları, bir hatırlatıcı olarak “sonsuz” alt indisi ile gösterilir. Böylesi durumlarda hacimsel genleşme katsayısı, yaklaşık olarak diferansiyel niceliklerin yerine farkların konulmasıyla,

$$\rho_\infty - \rho = \rho \beta (T - T_\infty) \quad (1.4)$$

olarak ifade edilebilir; burada ρ_∞ yüzeyden uzaktaki durgun akışkanın özgül kütlesi, T_∞ ise sıcaklığıdır.

T sıcaklığın da bir ideal gaz için β hacimsel genleşme katsayısının sıcaklığın tersine eşdeğer olduğu kolayca gösterilebilir:

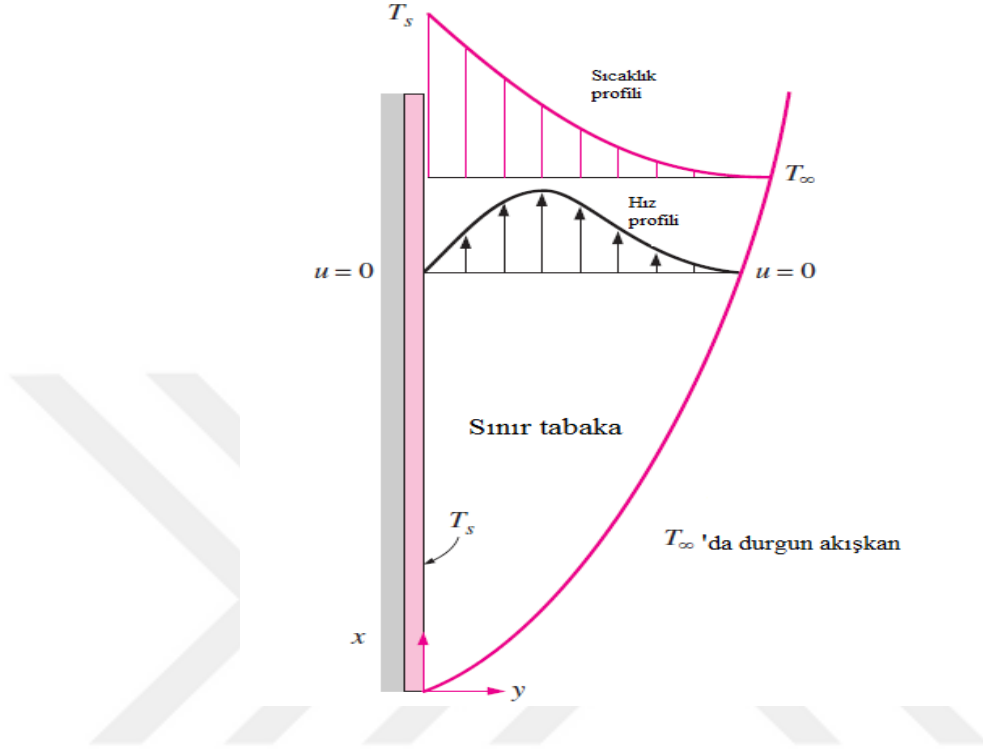
$$\beta_{idealgaz} = 1/T \quad (1.5)$$

Bir yüzey ile bir akışkan arasındaki doğal taşınım ısı transferinin büyüklüğü, doğrudan akışkanın akış hızı ile ilişkilidir. Akış hızı ne kadar yüksek olursa ısı transfer hızı da o kadar yüksek olur. Zorlanmış taşınım da çok yüksek akış hızları, ısı transfer katsayısını büyüklükleri oranında artırır. Doğal taşınım da fan kullanılmadığı için akış hızı dışarıdan kontrol edilemez. Bu durumda akış hızı kaldırma kuvveti ve sürtünmenin dinamik dengesiyle belirlenir.

Hareket denklemi, bu kısımda laminar sınır tabakadaki doğal taşınım akışının ana hareket denklemi türetilmektedir. Zorlanmış taşınım için türetilen kütle ve enerjinin korunum denklemleri doğal taşınım için de uygulanabilir; fakat kaldırma kuvvetini de katmak için momentum denkleminde değişiklik yapmak gerekir.

Durgun bir akışkan kitlesine daldırılmış düşey sıcak bir plaka dikkate alınsın. Doğal taşınım akışının sürekli, laminar, iki boyutlu, akışkanın ise özgül kütle ve kapsayan sabit özellikli ‘Newton’ tipi olduğu, bir istisna ile kabul edilmektedir. Kaldırma kuvvetindeki artışa ve akışın sürdürülmesine sebep olan, sınır tabakanın içi ve dışı

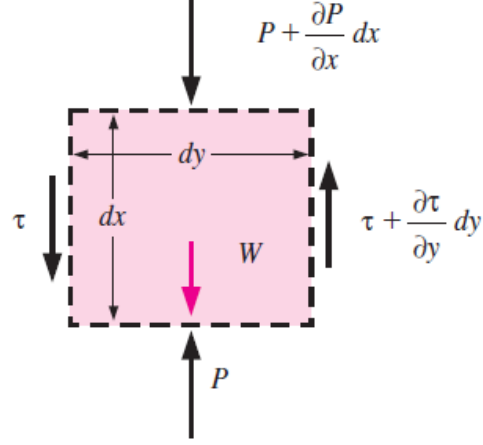
arasındaki özgül kütle farkı olduğu için $\rho - \rho_\infty$ farkı dikkate alınmaktadır (Boussines yaklaşımı olarak bilinir.).



Şekil 3.2. Hız ve sıcaklık profilleri

Şekilde düşey bir sıcak plaka üzerindeki doğal taşınım da hız ve sıcaklık profilleri de verilmiştir. Dikkat edilirse sınır tabaka kalınlığı, zorlanmış taşınım da olduğu gibi akış yönünde artar. Ancak zorlanmış taşımından farklı olarak akışkan hızı, plaka yüzeyinde olduğu gibi hız sınır tabakasının dış kenarında da sıfırdır. Akışkan sınır tabakanın ötesinde hareketsiz olduğundan bu beklenen bir durumdur. Dolayısıyla akışkan hızı yüzeyden uzaklaştıkça artar, bir maksimuma ulaşır ve yüzeyden yeterince uzakta sıfıra kadar yavaş yavaş azalır. Yüzeyde akışkan sıcaklığı plaka sıcaklığına eşittir; şekilde görüldüğü gibi yüzeyden yeterince uzakta çevre akışkan sıcaklığına kadar yavaş yavaş azalır. Soğuk yüzeyler durumunda, hız ve sıcaklık profillerinin şekli aynı kalır, fakat yönleri ters olur.

Çözümleme için yüksekliği dx , uzunluğu dy ve dz yönünde (kâğıda dik) birim derinliği olan bir diferansiyel hacim elemanı göz önüne alınsın. Bu hacim elemanı üzerine etki eden kuvvetler Şekilde görülmektedir.



Şekil 3.3. Plaka üzerine etki eden kuvvetler

Bu hacim elemanı için Newton'un ikinci kanunu, olarak ifade edilir.

$$F_x = \delta m a_x \quad (1.6)$$

$$\delta m = \rho (d_x d_y) \quad (1.7)$$

$$\alpha_x = \frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{dy}{dt} = u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \quad (1.8)$$

Grashof sayısı, bütün bağımlı ve bağımsız değişkenler uygun sabitlere bölünerek, doğal taşınımın ana denklemleri ve sınır şartları boyutsuzlaştırılabilir: Bütün uzunluklar bir L_c karakteristik uzunluğuna, bütün hızlar geliş güzel bir $V_{referans}$ hızına, sıcaklık uygun bir sıcaklık farkına bölünür ise;

$$Re = \frac{V_{\infty} D}{\nu}, \quad x^* = \frac{x}{L_c}, \quad y^* = \frac{y}{L_c}, \quad u^* = \frac{u}{V}, \quad v^* = \frac{v}{V}, \quad T^* = \frac{T - T_{\infty}}{T_s - T_{\infty}} \quad (1.9)$$

Şeklinde bölünür; burada yıldızlar boyutsuz değişkenleri gösterir. Bunlar momentum denkleminde yerine koyulup basitleştirmeler yapılarak,

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \left[\frac{g \beta (T_s - T_{\infty}) L_c^3}{\nu^2} \right] \frac{T^*}{Re_L^2} + \frac{1}{Re_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (1.10)$$

İfadesi elde edilir. Parantez içindeki boyutsuz parametre doğal taşınım etkilerini gösterir ve Grashof sayısı Gr_L olarak adlandırılır,

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} \quad (1.11)$$

Önceki bölümlerde zorlanmış taşınım da akış rejimini, akışkan üzerine etki eden atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olan boyutsuz Reynolds sayısının belirlediği söylenmişti. Doğal taşınım da akış rejimi ise akışkan üzerine etkiyen kaldırma kuvvetinin viskoz kuvvete oranını gösteren Grashof sayısı ile belirlenir.

3.1. Yüzeyler Üzerinde Doğal Taşınım

Yüzeyler üzerinde doğal taşınım, bir yüzey üzerinde doğal taşınım ısı transferi hem yüzey geometrisine hem de yüzeyin duruşuna bağlıdır. Ayrıca yüzeyde sıcaklığın değişimine ve ilgili akışkanın termofiziksel özelliklerine bağlıdır.

Doğal taşınım mekanizması iyi anlaşılmış olmasına rağmen, akışkan hareketinin karmaşıklıkları, hareket ve enerji ana denklemlerinin çözülüp ısı transferi için basit analitik bağıntılar elde edilmesini çok zorlaştırır. Doğal taşınım için bazı analitik çözümler vardır; ancak bu tür çözümler kolay geometrilerdeki basitleştirici kabullerle elde edildikleri için, genel olmaktan uzaktır. Bu yüzden doğal taşınımındaki ısı transferi bağıntıları, bazı basit durumlar dışında deneysel çalışmalara dayanır. Burada, literatür de herhangi bir geometri için verilen ve karmaşıklığı değişik ve duyarlı olduğu iddia edilen çok sayıdaki bağıntıdan, en iyi bilinen ve çok kullanılanları sunulmaktadır.

Doğal taşınımında Nu ortalama Nusselt sayısı için basit ampirik bağıntılar,

$$Nu = \frac{h L_c}{k} = C (Gr_L Pr)^n = C Ra_L^n \quad (1.12)$$

Seklinde dir. Burada Ra_L Grashof ve Prandtl sayılarının çarpımı olan Rayleigh sayısıdır.

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (1.13)$$

C ve n sabitlerinin değerleri, yüzey geometrisi ve Rayleigh sayısının aralığı ile tanımlanan akış rejimine bağlıdır, n değeri genellikle laminar akış için $1/4$ ve türbülanslı akış için $1/3$ 'tür. Normal olarak C sabitinin değeri 1 'den küçüktür.

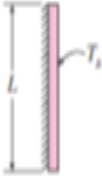
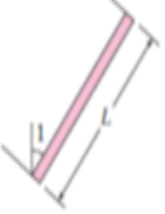
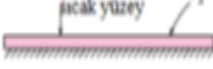
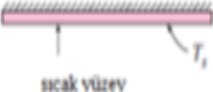
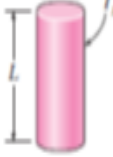
Çeşitli geometriler için basit ortalama Nusselt sayısı bağıntılarını gösteren Şekil 3.4.'de verilmiştir. Bu tabloda ayrıca geometrilerin karakteristik uzunlukları ve her bir bağıntının uygulanabildiği Rayleigh sayısı aralıkları verilmiştir. Bütün akışkan özellikleri

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (1.14)$$

Film sıcaklığında belirlenir. Ortalama Nusselt sayısı ve dolayısıyla ortalama taşınım katsayısı bilindiği zaman, üniform T_s sıcaklıklı katı bir yüzeyden çevredeki akışkana doğal taşınım ile olan ısı transfer hızı Newton'un soğutma kanunu ile

$$Q = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (1.15)$$

olarak ifade edilir; burada A_s ısı transfer yüzey alanı ve h yüzeydeki ortalama ısı transfer katsayısıdır.

Geometri	Karakteristik uzunluk L_c	Ra aralıkları	Nu
	L	10^4-10^9 10^8-10^{13}	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (1-19) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (1-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{1/4}]^{1/4}} \right\}^2$ (1-21)
	L		Soğuk bir plakanın üst yüzeyi ve sıcak bir plakanın alt yüzeyi için düşey plaka eşitliklerini kullanınız $Ra < 10^9$ için $g' yi g \cos \theta$ yer değiştiriniz
Yatay plaka (yüzey alanı A ve çevre p) (a) sıcak bir yüzeyin üst yüzeyi (veya soğuk plakanın alt yüzeyi)  (b) sıcak bir plakanın alt yüzeyi (veya soğuk plakanın üst yüzeyi) 	A_s/p	10^4-10^7 10^7-10^{11} 10^8-10^{11}	$Nu = 0.54Ra_s^{1/4}$ (1-22) $Nu = 0.15Ra_s^{1/3}$ (1-23) $Nu = 0.27Ra_s^{1/4}$ (1-24)
Düşey silindir 	L		$D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$ olduğu zaman düşey bir silindir düşey bir plaka olarak ele alınabilir
Yatay silindir 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.559/Pr)^{1/4}]^{1/4}} \right\}^2$ (1-25)
Küre 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr \geq 0.7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{1/4}]^{1/4}}$ (1-26)

Şekil 3.4. Doğal taşınım da yüzeyler üzerinde ortalama nusselt ampirik bağıntıları

Düşey plakalar, ($T_s = \text{sabit}$) bir plaka için karakteristik uzunluk plaka yüksekliği L 'dir. Şekil 3.4. 'de sabit sıcaklıkta düşey bir plakada ortalama Nusselt sayısı için verilen üç bağıntıdan ilk ikisi çok kolaydır. Karmaşık olmasına rağmen, bütün Rayleigh sayısı aralıklarında kullanılabildiği için Churchill ve Chu (1975) tarafından önerilen üçüncü bağıntının kullanımı öğütlenmektedir. Bu bağıntı $10^{-1} < Ra_L < 10^9$ Aralığında en duyarlı olandır.

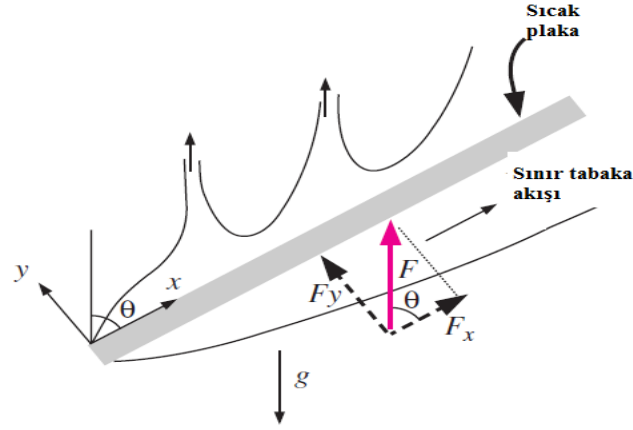
Düşey plakalar, ($q_s = \text{sabit}$) sabit yüzey ısı akışı durumunda ısı transfer hızı basitçe $\dot{Q} = q_s A_s$ olarak bilinmekte, fakat yüzey sıcaklığı T_s bilinmemektedir. Gerçekte T_s plaka boyunca yüksekliğe bağlı olarak artar. Bundan, sabit yüzey sıcaklığı ve sabit yüzey ısı akışı durumlarında Nusselt sayısı bağıntılarının hemen hemen özdeş olduğu (Churchill ve Chu (1975)) sonucu çıkar. Bu yüzden sabit sıcaklıklı plakalar için olan bağıntılar, film sıcaklığı ile Rayleigh ve Nusselt sayıları belirlenirken T_s için plakanın orta noktasındaki $T_{L/2}$ sıcaklığının kullanılması şartıyla üzerinde üniform ısı akışı olan plakalar için dikkate alınarak bu durumda ortalama Nusselt sayısı,

$$Nu = \frac{h L}{k} = \frac{q_s L}{k (T_{L/2} - T_\infty)} \quad (1.16)$$

olarak yazılabilir. Plakanın orta noktasındaki $T_{L/2}$ sıcaklığıdır.

Düşey silindirler de bir silindirin dış yüzeyi eğer çapı eğrilik etkileri ihmal edilebilecek kadar büyükse düşey bir plaka olarak ele alınabilir.

Eğik plakalar aşağıda görüldüğü gibi soğuk bir ortamda, düşeyle bir θ açısı yapan eğik sıcak bir plaka dikkate alınsın. Sınır tabakada akışkanın birim hacmine etki eden net $F = g(\rho_\infty - \rho)$ kuvveti (kaldırma ve yerçekimi arasındaki fark) her zaman düşey doğrultudadır. Eğik plaka durumunda bu kuvvet iki bileşene ayrılabilir: Plaka boyunca akışı hareketlendiren, plakaya paralel $F_x = F \cos \theta$ ve plakaya dik $F_y = F \sin \theta$ hareketi sağlayan kuvvetin azaldığı dikkate alınarak taşınım akımlarının daha zayıf olması ve düşey plaka durumuna göre ısı transfer hızının daha düşük olması beklenir.



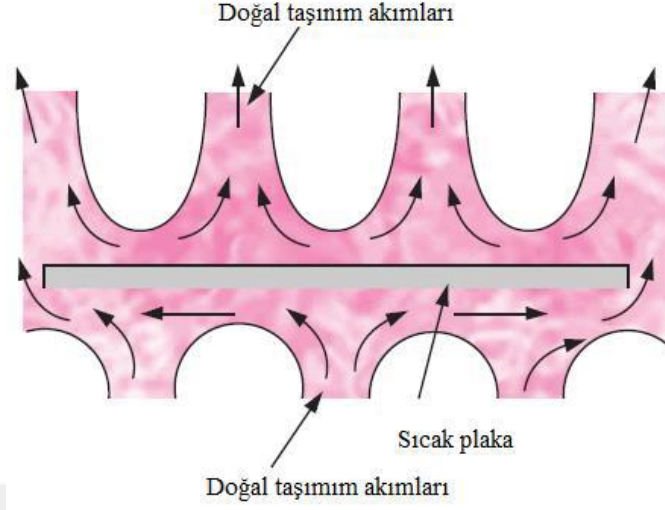
Şekil 3.5. Eğik plaka üzerine etki eden kuvvetler

Deneyler sıcak bir plakanın alt yüzeyi için duyulan bu şüpheyi doğrulamakta; fakat üst yüzeyde tam tersi gözlenmektedir. Üst yüzeydeki bu ilginç davranışın sebebi, plaka boyunca paralel harekete ek olarak yukarı doğru hareketi başlatan F_y kuvvet bileşenidir; böylelikle sınır tabaka bozulur ve şekilde görüldüğü gibi gaz sütunları oluşur. Sonuç olarak sınır tabaka kalınlığı ve bu sebeple ısı transferine olan direnç azalır ve ısı transfer hızı düşey konumlandırmaya göre artar.

Sıcak bir ortamdaki soğuk bir plaka durumunda beklendiği gibi tersi olur; Üst yüzeydeki sınır tabaka, daha zayıf sınır tabaka akışı ve dolayısıyla daha düşük ısı transfer hızıyla bozulmaksızın kalır; alt yüzeydeki sınır tabaka ise parçalanır (soğuk akışkan aşağı akar) ve böylece ısı transferi artar.

Yatay plakalar bir yatay yüzeyden veya yatay yüzeye olan ısı transfer hızı, yüzeyin yukarı veya aşağı dönük olmasına bağlıdır. Soğuk bir ortamdaki sıcak bir yüzeyde net kuvvet, ısınan akışkanı yükselmeye zorlayarak yukarı doğru etki eder. Eğer sıcak yüzey yukarı doğru dönük ise şekilde görüldüğü gibi, ısınan akışkan kuvvetli doğal taşınım akımlarına ve dolayısıyla etkin ısı transferine sebep olarak şerbetçe yükselir. Fakat eğer sıcak yüzey aşağı doğru dönük ise plaka ısı transferini engelleyerek (kenarların yakını hariç) yükselme eğilimindeki ısınan akışkanı durdurur. Sıcak bir ortamdaki soğuk bir plaka için bunun tersi doğrudur. Çünkü bu durumda net kuvvet (ağırlık ile kaldırma

kuvvetinin farkı) aşağı doğru etki eder ve plakanın bitişiğindeki soğumuş akışkan alçalma eğiliminde olur.



Şekil 3.6. Plaka üzerinde doğal taşınım akımları

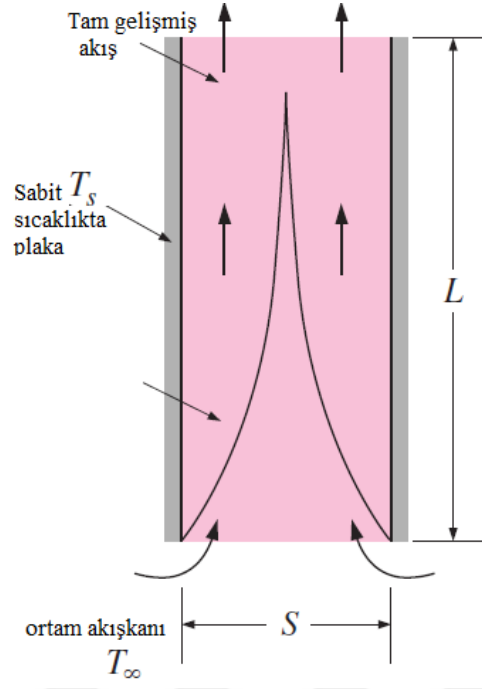
Yatay yüzeyler için ortalama Nusselt sayısı basit üs kanunu bağıntılarından belirlenebilir. Yatay yüzeyler için karakteristik uzunluk,

$$L_c = \frac{A_s}{p} \quad (1.17)$$

İfadesinden bulunur; burada A_s yüzey alanı, p çevredir. Dikkat edilirse uzunluğu a olan yatay kare bir yüzey için $L_c = a/4$ ve D çaplı yatay bir boru yüzeyi için $D/4$ olur.

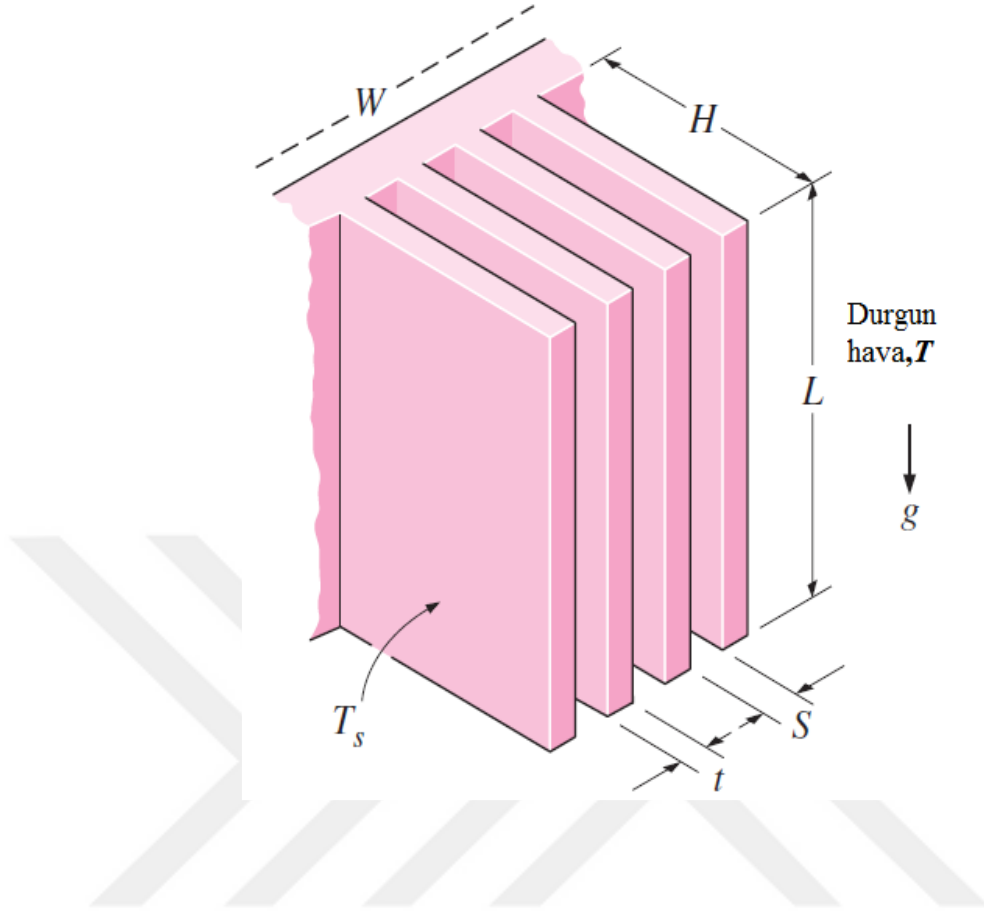
3.2. Kanatlı Yüzeylerde Doğal Taşınım

Kanatlı yüzeylerin doğal taşınım ile soğutulması uygulamada iki paralel plakanın oluşturduğu bir kanalın içindeki doğal taşımına çok sık rastlanır. Plakalar sıcak olduğu zaman ($T_s > T_\infty$), kanala sıcaklığı T_∞ olan ortam akışkanı alt taraftan girer, ısınırken kaldırma etkisi altında yükselir ve ısınan akışkan kanalın üst tarafından çıkar. Plakalar, bir kanatlı ısı alıcının kanatları veya bir elektronik aygıtın baskı devre kartları olabilir. Plakaların şartları birinci durumda sabit sıcaklık ($T_s = \text{sabit}$) olarak, ikinci durumda ise sabit ısı akışı ($q_s = \text{sabit}$) olarak ele alınabilir.



Şekil 3.7. Plaka kanal içi doğal taşınım

Eğer plakalar düşey ve yeterince uzunsa, sınır tabakalar karşı yüzeylerin alt uçlarında gelişmeye başlar ve sonunda orta düzlemde birleşir. Bu durumda, sınır tabakaların birleşmelerinden sonra tam gelişmiş kanal akışı oluşur ve doğal taşınım akışı kanal akışı olarak çözümlenir. Fakat plakalar kısa ve aralık genişse, karşı yüzeylerin sınır tabakaları asla birbirine ulaşmaz ve bir yüzeydeki doğal taşınım akışı karşı yüzeyin varlığından etkilenmez. Bu durumda problem bir kanaldaki doğal taşınım akışından çok, yüzeyler için verilen bağıntılar kullanılarak durgun bir ortamda bağımsız iki plakadan doğal taşınım olarak çözümlenmelidir.



Şekil 3.8. Sık kanatlı ısı alıcısı

Isı alıcıları olarak adlandırılan değişik şekilli kanatlı yüzeyler, elektronik aygıtların soğutulmasında sık kullanılır. Bu aygıtlar aracılığıyla enerji, güç kaybı ihtiyaçlarına bağlı olarak iletim yoluyla ısı alıcılarına, ısı alıcılarından doğal veya zorlanmış taşınım yoluyla ortam havasına transfer edilir. Tıpkı elektronik parçaların kendilerinde olduğu gibi hareketli parçalar içermediği için doğal taşınım da ısı transferinin tercih edilen bir türüdür. Ancak doğal taşınım da parçalar büyük ihtimalle daha yüksek bir sıcaklıkta çalışırlar ve bu yüzden güvenilirliği zayıflatırlar. Uygun seçilen bir ısı alıcı, parçaların işlem sıcaklığını önemli ölçüde düşürebilir ve böylelikle bozulma riskini azaltır.

Bir ısı alıcının seçiminde sıkça ortaya çıkan soru, verilen bir taban alanı için kanatları sık yerleştirilmiş olanın mı yoksa geniş aralıklı olanın mı seçileceği konusundadır. Kanatları sık yerleştirilmiş bir ısı alıcının ısı transferi için yüzey alanı daha büyük, fakat ısı transfer katsayısı daha küçük olur; çünkü ek kanatlar, kanat aralıklarında

akışkan akışına fazladan direnç gösterir. Öte yandan kanat aralıkları geniş bir ısı alıcının ısı transfer katsayısı daha yüksek, ancak yüzey alanı daha küçük olur. Bu sebeple verilen bir W . L_{taban} alanı için, ısı alıcıdan olan doğal taşınım ısı transferini en fazla yapan bir optimum aralık olmalıdır; burada W ve L şekilde görüldüğü gibi ısı alıcı tabanının sırasıyla genişliği ve yüksekliğidir. Kanatlar esasında sabit sıcaklıkta ve t_{kanat} kalınlığı, S_{kanat} aralığına göre küçük olduğu zaman, düşey bir ısı alıcı için optimum kanat aralığı, Bar-Cohen ve Rohsenow tarafından verilen bağıntı ile belirlenir.

$$S_{opt} = 2.714 \left(\frac{S^3 L}{Ra_s} \right)^{0.25} = 2.7174 \frac{L}{Ra_L^{0.25}} \quad (1.18)$$

Tezimdaki data analizinden bahsedecek olursak, deneyler esnasında her konum ve her sıcaklık değeri için 6 noktadan silindir yüzey sıcaklığı, ortam sıcaklığı ve suyun giriş ve çıkış sıcaklığı veri olarak alınmıştır. Bu verilerden faydalanılarak hesaplamalar yapılmış ve grafikler çizilerek yorumlanmıştır. Enerjinin taşınım yolu ile aktarılmasında yapılan hesaplar, konvektif hareketin başlayıp başlamayacağını Rayleigh sayısı olarak bilinen boyutsuz bir niceliğe bağlı olacağını öngörmektedir.

Rayleigh sayısı;

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (1.19)$$

Şeklinde ifade edilmiştir. (Morgan, 1975)

Burada $L_c = D$

Hacimsel Genişleme Katsayısı;

$$\beta = 1/T_f \quad (1.20)$$

Şeklinde tanımlanmıştır. (Holman, 1984)

Film Sıcaklığı;

$$T_f = (T_w + T_\infty)/2 \quad (1.21)$$

Şeklinde tanımlanmıştır. (Sparrow ve Chrysler, 1981)

$$\Delta T = (T_w - T_\infty) \quad (1.22)$$

Deney silindirinin karakteristik uzunluğu L_C 'ye bağlı olarak Nusselt Sayısı için

$$Nu = \frac{h L_C}{k} \quad (1.23)$$

Ve taşınım katsayısı için;

$$h = \frac{Q_{taş}}{A (T_w - T_\infty)} \quad (1.24)$$

Bağıntısı kullanılmıştır.

Nu ve h birleştirilerek Nusselt ifadesine

$$Nu = \frac{Q_{taş} L_C}{A k (T_w - T_\infty)} \quad (1.25)$$

Halini alır.

Taşınım ile gerçekleşen ısı transferi

$$Q_{taş} = Q_{top} - Q_r \quad (1.26)$$

Bağıntısıyla hesaplanabilir.

Silindirin yüzey alanı

$$A = \pi D L \quad (1.27)$$

Şeklindedir.

Kanatlı ve kanatsız silindirlerde taşınım yüzey alanı aynı alınmıştır. Bunun nedeni benzer şartlarda iki silindirin karşılaştırmasını yapabilmek içindir.

Isı değiştiriciden çevreye olan ısı transferi, sıcak akışkan olan sudan ısı değiştiriciye aktarılan ısıya eşittir. Bu ısı;

$$Q_{top} = \dot{m} C_p (\Delta T) \quad (1.28)$$

Şeklinde ifade edilir. Burada ΔT

$$\Delta T = (T_g - T_\phi) \quad (1.29)$$

Şeklinde olup suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farktır.

Doğal taşınım için bazı analitik çözümler vardır; ancak bu tür çözümler kolay geometrilerdeki basitleştirici kabullerle elde edildikleri için, genel olmaktan uzaktır. Bu yüzden doğal taşınımındaki ısı transferi bağıntıları, bazı basit durumlar dışında deneysel çalışmalara dayanır. Bu çalışmada doğal taşınım ısı transferi için deneyde kullanılan ısı değiştiriciye en yakın geometri olan ve literatür de verilen ampirik bağıntı kullanılmıştır. Deney sonuçlarının doğruluğu bu bağıntılardan elde edilen grafiklerle karşılaştırılmıştır. Yatay ve düşey silindirler için doğal taşınımında yüzey üzerinden ortalama Nu sayısını veren ampirik bağıntı aşağıdaki gibi verilebilir.

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,37Ra_D^{1/6}}{[1+(0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (1.30)$$

3.3. Işınım ile ısı transferi

Doğal taşınım ile ısı transferi gerçekleşen bir sistemde ışıınım ile gerçekleşen ısı transferi genellikle ihmal edilemeyecek seviyelerdedir.

Işınım ile gerçekleşen ısı transferi;

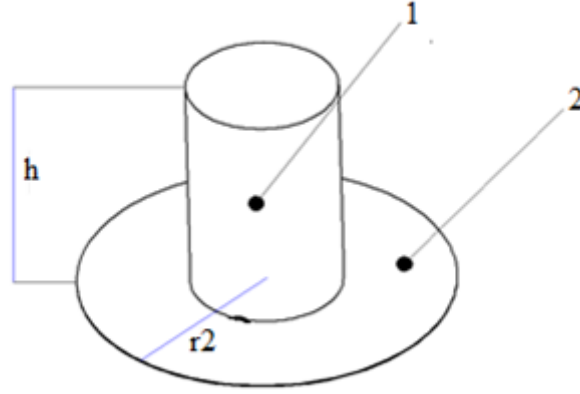
$$Q_{ış} = F_{(\varepsilon)} F_{12} \sigma A (T_w^4 - T_s^4) \quad (3.1)$$

Şeklinde ifade edebiliriz.

Kanatlı ve kanatsız silindir yüzeylerinden ışıınım ile ısı transferini hesaplayabilmek için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- 1- Silindirin ve kanatların sıcaklığının aynı sıcaklıkta ve tüm yüzeylerde sıcaklığın üniform olduğu kabul edilmiştir.
- 2- Ortamın ışıınımı etkilemediği kabul edilmiştir.
- 3- Silindir, kanat ve tüm çevre yüzeyler siyah cisim kabul edilmiştir; $F_{\varepsilon}=1$ alınmıştır.
- 4- Tüm çevre yüzeyler izotermal ve sıcaklığı hava sıcaklığına eşit kabul edilmiştir.

Radyal kanatlı parçanın ışıınım ile ısı transferi hesapları;



Şekil 3.9. Tek tarafı kapalı modülün şematik gösterimi

Burada $r_1 = 25 \text{ mm}$, $r_2 = 50 \text{ mm}$, $h = 30 \text{ mm}$

$$F_{1-2} = \frac{B}{8RH} + \frac{1}{2\pi} \left\{ \cos^{-1} \left(\frac{A}{B} \right) - \frac{1}{2H} \left[\frac{(A+2)^2}{R^2} - 4 \right]^{\frac{1}{2}} \cos^{-1} \left(\frac{AR}{B} \right) - \left(\frac{A}{2RH} \right) \sin^{-1} R \right\} \quad (3.2)$$

$$R = \frac{r_1}{r_2} = 0,5$$

$$H = \frac{h}{r_2} = 0,6$$

$$A = H^2 + R^2 - 1 = -0,39$$

$$B = H^2 - R^2 + 1 = 1,11$$

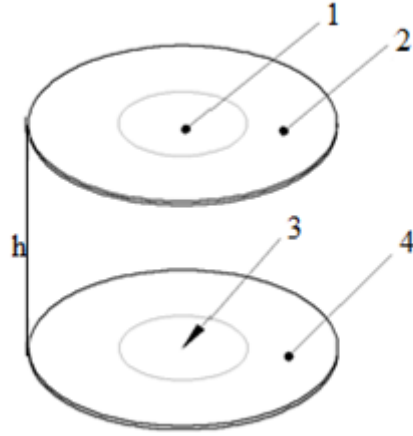
Burada F_{B-A} , yukarıdaki şekilde yer alan indislerin kapalı modüle uyarlanmış şeklidir.

$$F_{1-2} = F_{B-A} = 0,238$$

$$A_A F_{AB} = A_B F_{BA} \quad (3.3)$$

$$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) F_{AB} = \pi d h F_{BA}$$

$$F_{AB} = F_{2-1} = 0,191$$



Şekil 3.10. Paralel disklerin şematik gösterimi

Burada $r_{12} = r_{34} = 50 \text{ mm}$ ve $h = 19,64 \text{ mm}$ 'dir.

$$F_{34-12} = \frac{1}{2} \left(X - \sqrt{X^2 - 4 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2} \right) \quad (3.4)$$

$$R_1 = \frac{r_{34}}{h} = 2,546$$

$$R_2 = \frac{r_{12}}{h} = 2,546$$

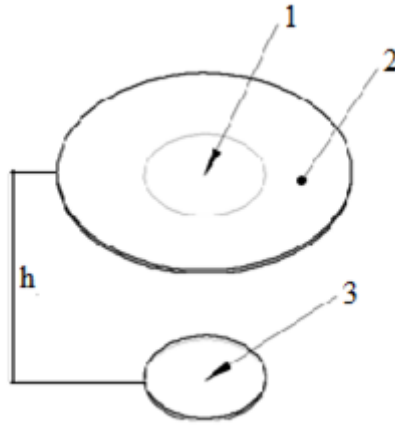
$$X = 1 + \frac{1 + R_2^2}{R_1^2} = 2,154$$

$$F_{34-12} = 0,676$$

$$A_{34} F_{34-12} = A_{12} F_{12-34}$$

$$A_{34} = A_{12}$$

$$F_{12-34} = F_{34-12}$$



Şekil 3.11. Paralel disklerin şematik gösterimi

Burada $r_{12} = 50 \text{ mm}$, $r_3 = 25 \text{ mm}$ ve $h = 19,64 \text{ mm}$ 'dir.

$$F_{3-12} = \frac{1}{2} \left(X - \sqrt{X^2 - 4 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2} \right)$$

$$R_1 = \frac{r_3}{h} = 1,273$$

$$R_2 = \frac{r_{12}}{h} = 2,546$$

$$X = 1 + \frac{1 + R_2^2}{R_1^2} = 5,6170$$

$$F_{3-12} = 0,836$$

$$A_3 F_{3-12} = A_{12} F_{12-3}$$

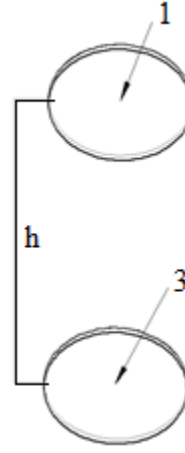
$$F_{12-3} = \frac{\pi(r_3)^2}{\pi(r_{12})^2} F_{3-12} = 0,209$$

$$F_{12-34} = F_{12-3} + F_{12-4}$$

$$F_{12-4} = 0,467$$

$$A_4 F_{4-12} = A_{12} F_{12-4}$$

$$F_{4-12} = \frac{\pi(r_{12})^2}{\pi(r_{12}^2 - r_3^2)^2} F_{12-4} = 0,623$$



Şekil 3.12. Paralel disklerin şematik gösterimi

Burada $r_1 = r_3 = 25 \text{ mm}$, $h = 19,64 \text{ mm}$

$$F_{3-1} = \frac{1}{2} \left(X - \sqrt{X^2 - 4 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2} \right)$$

$$R_1 = \frac{r_3}{h} = 1,273$$

$$R_2 = \frac{r_1}{h} = 1,273$$

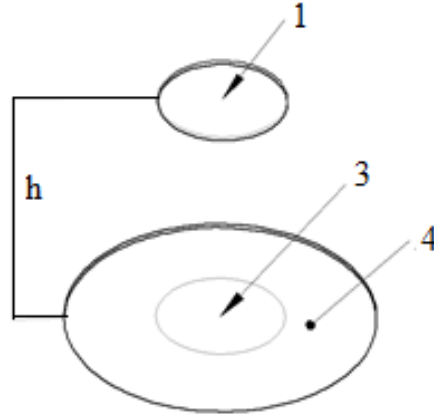
$$X = 1 + \frac{1 + R_2^2}{R_1^2} = 2,6170$$

$$F_{3-1} = 0,464$$

$$A_1 F_{3-1} = A_3 F_{1-3}$$

$$A_3 = A_1$$

$$F_{1-3} = F_{3-1} = 0,464$$



Şekil 3.13. Paralel disklerin şematik gösterimi

Burada $r_1 = 25 \text{ mm}$, $r_{34} = 50 \text{ mm}$ ve $h = 19,64 \text{ mm}$ 'dir.

$$F_{34-1} = \frac{1}{2} \left(X - \sqrt{X^2 - 4 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2} \right)$$

$$R_1 = \frac{r_{34}}{h} = 2,546$$

$$R_2 = \frac{r_1}{h} = 1,273$$

$$X = 1 + \frac{1 + R_2^2}{R_1^2} = 2,6170$$

$$F_{34-1} = 0,209$$

$$A_{34}F_{34-1} = A_1F_{1-34}$$

$$F_{1-34} = \frac{\pi(r_{34})^2}{\pi(r_1)^2} F_{34-1} = 0,209$$

$$F_{1-34} = F_{1-3} + F_{1-4}$$

$$F_{1-4} = 0,372$$

$$A_1 F_{1-4} = A_4 F_{4-1}$$

$$F_{4-1} = \frac{\pi(r_1)^2}{\pi(r_{34}^2 - r_1^2)^2} F_{1-4} = 0,124$$

$$F_{4-12} = F_{4-1} + F_{4-2}$$

$$F_{4-2} = 0,499$$

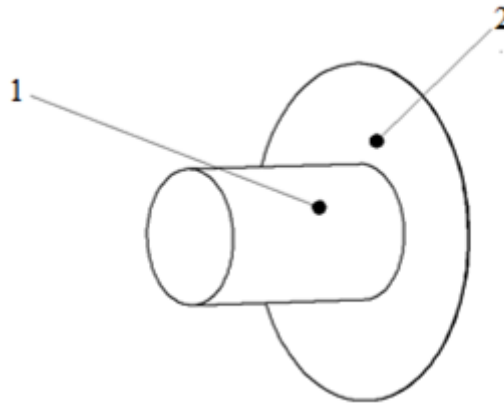
$$A_4 F_{4-2} = A_2 F_{2-4}$$

$$A_4 = A_2$$

$$F_{4-2} = F_{2-4} = 0,499$$

Tek tarafı kapalı modül hesabı;

Tek tarafı kapalı modül hesabı yapılırken 1 ve 2 yüzeylerin şekil faktör hesabı yapılmaktadır. Burada silindirik şekillerin iki ucu olacak şekilde iki adet tek tarafı kapalı modül bulunmaktadır.



Şekil 3.14. Tek tarafı kapalı modülün şematik gösterimi

$$A_1 F_{1-2} + A_2 F_{2-1} = A_{Top''} F''$$

$$A_1 = \pi d l = 4,712 \times 10^{-3}$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = 5,89 \times 10^{-3}$$

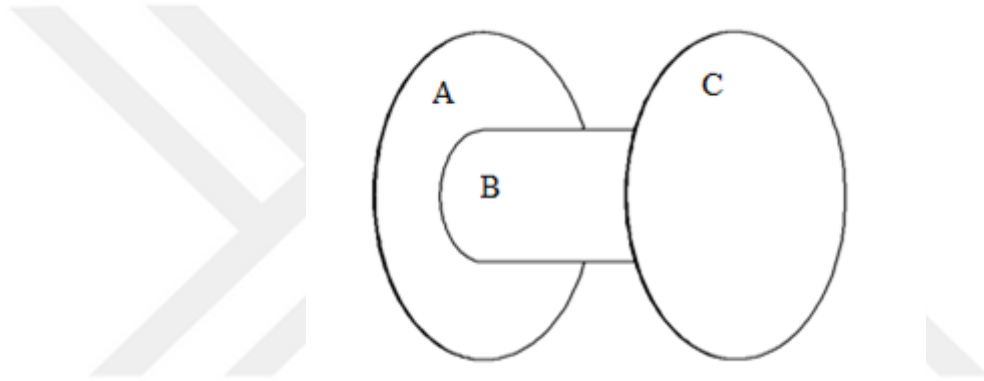
$$A_{Top''} = A_1 + A_2$$

$$A_{Top''} = 10,602 \times 10^{-3}$$

$$F'' = 0,2687$$

İki tarafı kapalı modülün hesabı;

İki tarafı kapalı modül hesabında A, B, C yüzeylerinin ortak şekil faktörü hesaplanır. Burada 11 adet iki tarafı kapalı modül bulunmaktadır.



Şekil 3.15. İki tarafı kapalı modülün şematik gösterimi

$$F' = \frac{A_A}{A_{Top'}}(F_{AB} + F_{AC}) + \frac{A_B}{A_{Top'}}(F_{BA} + F_{BC}) + \frac{A_C}{A_{Top'}}(F_{CA} + F_{CB}) \quad (3.5)$$

$$F_{AB} = F_{CB}$$

$$F_{BA} = F_{BC}$$

$$F_{AC} = F_{CA}$$

$$A_{Top'} = A_A + A_B + A_C$$

$$A_A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = 5,89 \times 10^{-3}$$

$$A_B = \pi D l = 3,085 \times 10^{-3}$$

$$A_C = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 5,89 \times 10^{-3}$$

$$A_{Top'} = 0,014865$$

$$F' = 0,7313$$

Toplam şekil faktörü hesabı;

Bu çalışmada tek tarafı kapalı modülden 2 adet, iki tarafı kapalı modülden 11 adet, kanat uç kısımlarından ise 12 adet bulunmaktadır. Kanat uçlarından kalkan ışıının hepsi çevreye gittiğinden dolayı şekil faktörü 1 olarak alınmıştır.

Toplam şekil faktörü bağıntısı ise aşağıdaki şekilde yazılıp hesaplanabilir;

$$8 A_{Top'} F' + 2 A_{Top''} F'' + 12 A_{uç} F_{uç} = A_{Top} F_{11}$$

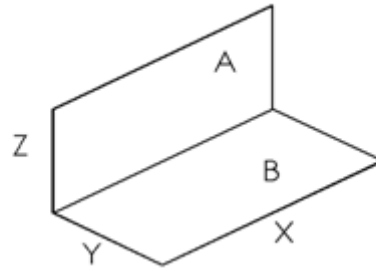
$$F_{11} = 0,6144$$

$$F_{11} + F_{12} = 1$$

$$F_{12} = 1 - F_{11}$$

$$F_{12} = 0,3687$$

Düzlemsel kanatlı parçanın ışıının ile ısı transferi hesapları;



Şekil 3.16. Ortak kenarlı birbirine dik dikdörtgen

$$Y=11 \text{ mm}, X=240 \text{ mm}, Z=25 \text{ mm}$$

$$F_{AB} = F_{CB}$$

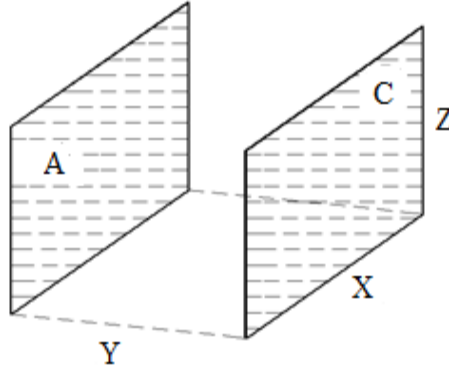
$$F_{BA} = F_{BC}$$

$$F_{i \rightarrow j} = \frac{1}{\pi W} \left(W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - (H^2 + W^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{1}{(H^2 + W^2)^{1/2}} \right) + \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{\left(\frac{(1+W^2)(1+H^2)}{1+W^2+H^2} \left[\frac{W^2(1+W^2+H^2)}{(1+W^2)(W^2+H^2)} \right]^{W^2} \right)}{\left[\frac{H^2(1+W^2+H^2)}{(1+H^2)(W^2+H^2)} \right]^{H^2}} \right\} \quad (3.6)$$

$$H = \frac{Z}{X} = 0,1042$$

$$W = \frac{Y}{X} = 0,0458$$

$$F_{i \rightarrow j} = 0,37506$$



Şekil 3.17. Hizalı paralel dikdörtgen

$$L=11 \text{ mm}, X=240 \text{ mm}, Y=25 \text{ mm}$$

$$F_{i \rightarrow j} = \frac{1}{\pi \bar{X} \bar{Y}} \left\{ \ln \left[\frac{(1+\bar{X}^2)(1+\bar{Y}^2)}{1+\bar{X}+\bar{Y}^2} \right]^{1/2} + \bar{X}(1+\bar{Y})^{1/2} \tan^{-1} \frac{\bar{X}}{(1+\bar{Y}^2)^{1/2}} \right. \\ \left. + \bar{Y}(1+\bar{X}^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{\bar{Y}}{(1+\bar{X}^2)^{1/2}} - \bar{X} \tan^{-1} \bar{X} - \bar{Y} \tan^{-1} \bar{Y} \right\} \quad (3.7)$$

$$\bar{X} = \frac{X}{L} = 21,82 \text{ mm}$$

$$\bar{Y} = \frac{Y}{L} = 2,27 \text{ mm}$$

$$F_{i \rightarrow j} = 0,63048$$

Toplam şekil faktörü hesabı;

Toplam şekil faktörü bağıntısı ise aşağıdaki şekilde yazılıp hesaplanabilir;

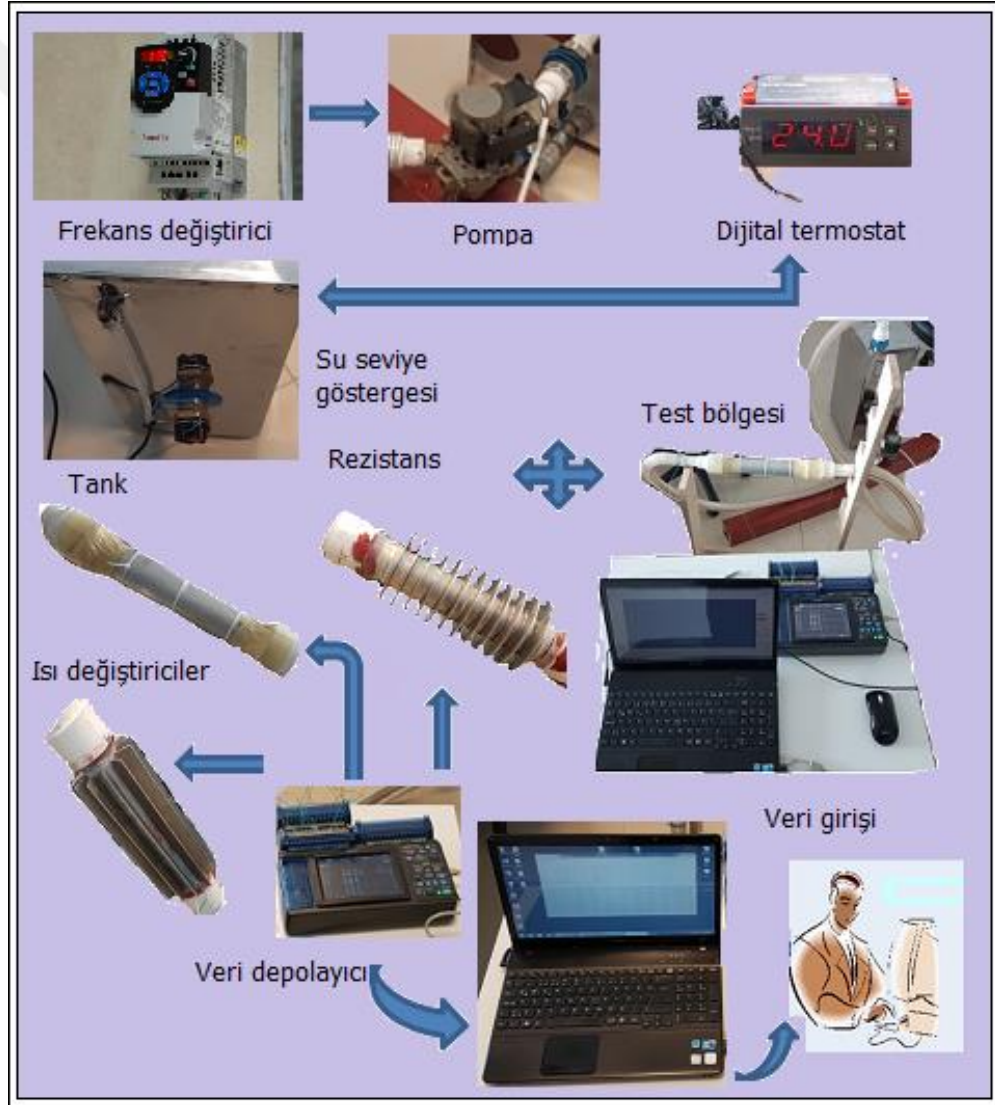
$$F_{11} + F_{12} = 1 \quad (3.8)$$

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

$$F_{11} = 0,6313$$

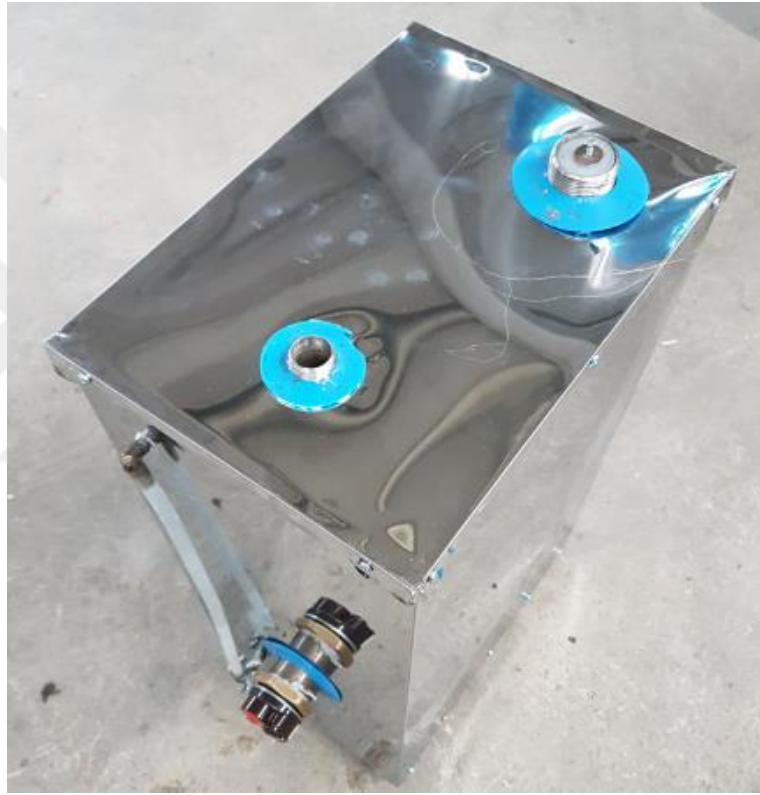
4. MATERYAL VE YÖNTEM

Deney düzeneği; ayarlı güç kaynağı, depo, termostat kontrollü ısıtıcı, sirkülasyon pompası, test parçalarını oluşturan kanatsız ve kanatlı ısı değiştiriciler, sıcaklık ölçme düzeneği ve değişik açılarda test parçalarının kullanılmasını sağlayan bir açı değiştirme aparatından oluşmaktadır. Deneylerin yapıldığı ortam doğal taşınımı etkileyecek dış etkenlerden korunmuştur. Ortamın 24 saatlik sıcaklık değişimi $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ dolayındadır. Deney düzeneğinin şematik resmi Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



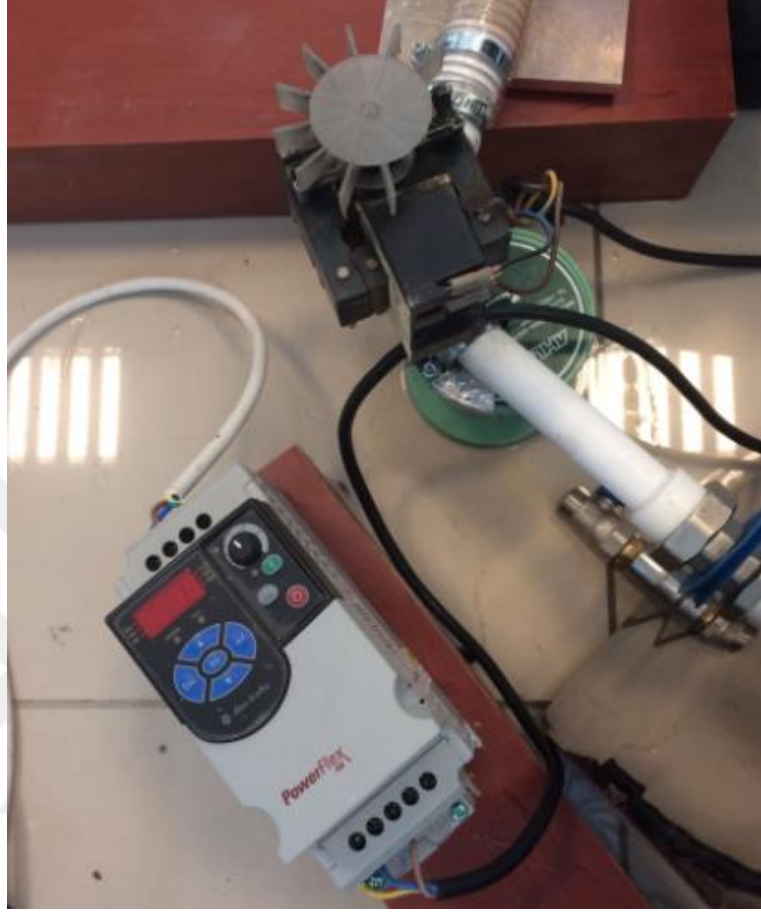
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik resmi

30 litre su kapasiteli tankta; suyun seviyesinin ölçülebildiği bir seviye göstergesi, üzerinde su doldurma-tahliye muslukları ve havalandırma musluğu, suyun sıcaklığının hassas olarak ayarlanabildiği dijital kontrollü rezistans girişi olan pompa emiş ve su geri dönüş bağlantıları mevcuttur. Ayrıca depodan ısı kaybının önlenmesi ve sabit sıcaklıkta tutulması için tüm yüzeyleri poliüretanla yalıtılmıştır. Şekil 4.2’de deney düzeneğinde kullanılan tank resmi verilmiştir.



Şekil 4.2. Tank

Sistemde suyun dolaşımını sağlayan türbin tipi bir pompa kullanılmıştır. Pompada hacimsel debisi bir frekans değiştirici ile ayarlanmıştır. En uygun pompa kütleli debisi $\dot{m} = 0,1287 \text{ kg/s}$ olarak alınmıştır. Şekil 4.3’te deney düzeneğinde kullanılan pompa görülmektedir.



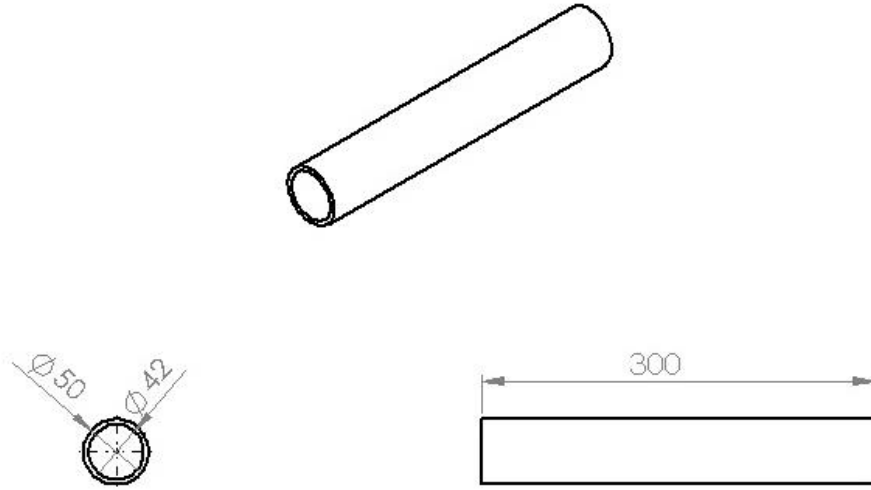
Şekil 4.3. Pompa

Bütün değişken hızlı sistemlerin amacı tek bir sabit hız yerine uygun hızlarda makinenin çalışmasını sağlamaktır. Değişken hızlı sistemler üç kategoriye ayrılırlar. Değişken hızlı motorlar, elektromekanik değişken hızlı sistemler, elektronik değişken hızlı sürücüler. Deneyde Power flex marka 0.2 ile 11 kW güç aralığında çalışabilen bir frekans değiştirici kullanılmıştır. Şekil 4.4'te deney düzeneğinde kullanılan frekans değiştirici görülmektedir.

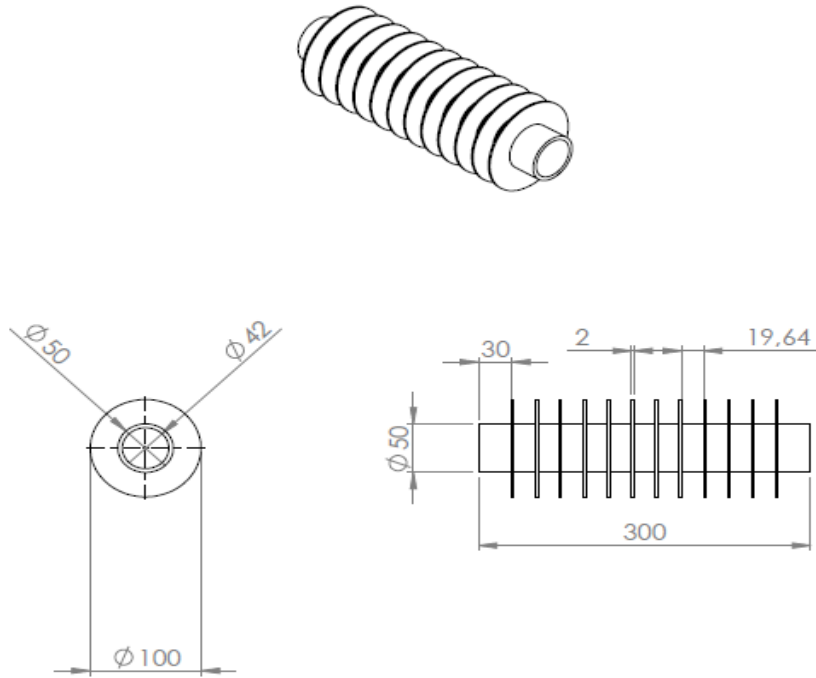


Şekil 4.4. Frekans değıştirci

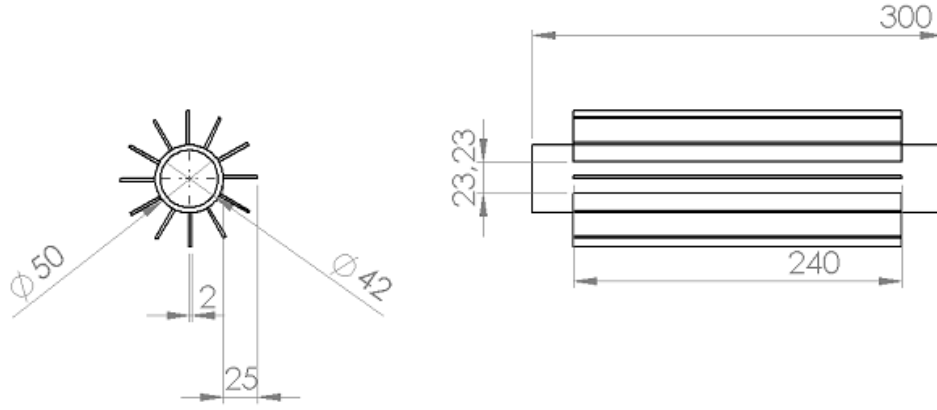
Deneyisel çalışmalarda kanatsız, düzlemsel ve radyal (silindirik) kanatlı olmak üzere 3 değışik ısı değıştirci kullanılmıştır. Her üç ısı değıştircide boru çapları eşit alınırken aynı zamanda düzlemsel ve radyal kanatlı ısı değıştircilerin yüzey alanları da birbirine eşit alınmıştır. Isı değıştiri borular ve kanatlar Eti Al 6011 malzemeden özel olarak imal ettirilmiştir. Kanatsız ısı değıştirci ait yapım resmi Şekil 4.5, düzlemsel kanatlı ısı değıştirci Şekil 4.6 ve radyal kanatlı ısı değıştirciye ait Şekil 4.7’de verilmiştir.



Şekil 4.5. Kanatsız silindirin detayı



Şekil 4.6. Radyal kanatlı silindir



Şekil 4.7. Düzlemsel kanatlı silindir

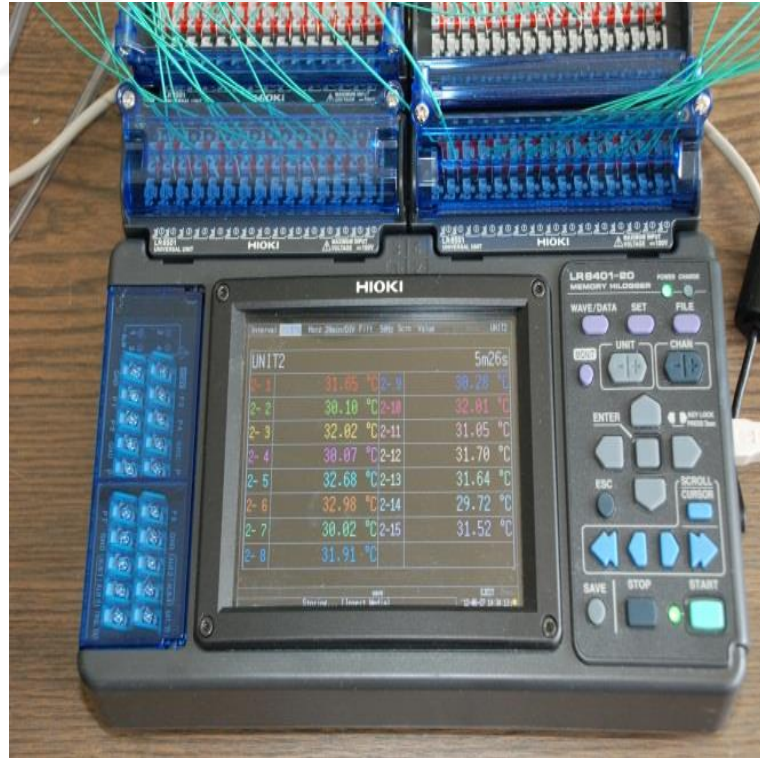
Açı ayar düzeneği ahşaptan yapılmıştır. Isı değiştiricilerin 0° , 30° , 60° ve 90° pozisyonlarında sabit olarak durmalarını sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Isı değiştiriciler her pozisyon ve her sıcaklık için açı ayar düzeneğine yerleştirilip rejime girene kadar beklenmiş ve ondan sonra ölçüm alınmıştır. Açı ayar düzeneği Şekil 4.8’de verilmiştir.



Şekil 4.8. Açı ayar düzeneği

Veri kaydedici bir bilgiyi önceden ayarlanmış zaman aralıklarına göre kaydedebilen cihazlardır. Veri kaydedici cihazları çoğunlukla saha çalışmalarında, nakliye sırasındaki izlemelerde, ısıtma, soğutma, havalandırma testlerinde, sorun belirlemede, kalite çalışmalarında, genel araştırma ve eğitim bilimlerinde çalışanlar için idealdir. Veri kaydedici cihazları sıcaklık, nem, basınç, voltaj, su seviyesi vb. değerleri kullanıcıların belirlediği aralıklar içerisinde kaydedebilmektedir. Veri kaydedicilerin kullanımı ve tam kontrolü, özel bir yazılımla kişisel bilgisayarlar üzerinden gerçekleştirilir. Ayrıca gelişen teknolojiye paralel olarak Wireless veri kaydedici ve GSM Veri kaydedici cihazları geliştirilmiştir. Bu tip Veri kaydedici cihazları kayıt altına aldıkları verileri GSM ya da WİFİ bağlantıları üzerinden uzak bölgelerdeki merkezlere gönderebilmektedir bu sayede birden çok kullanıcı tarafından kayıtlı veriler incelenebilmekte ve gerektiğinde çok daha hızlı müdahale edilebilmektedir.

Deney düzeneğimizde HIOKI LR8401 marka veri kaydedici kullanılmıştır. Kullanılan veri kaydedici 60 kanallıdır ve Şekil 4.9’da görülmektedir.



Şekil 4.9. Veri kaydedici

Deneyin sağlıklı sıcaklık aralıklarına sahip olabilmesi için ($\pm$) 1 °C hassasiyetine sahip dijital termostat kullanılmış olup, Şekil 4.10’da görölmektedir.



Şekil 4.10.Dijital Termostat

Isıl çift iki farklı alaşımların ucunun kaynaklanması ile oluşturulan basit bir sıcaklık ölçü elemanıdır. Kaynak noktası sıcak nokta, diğer açık iki uç soğuk nokta olarak anılır. Isıl çiftin sıcak nokta ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkına orantılı, soğuk uçlarında mV mertebesinde gerilim üretilir. Isıl çiftin sıcak ve soğuk noktaları arasındaki sıcaklık dağılımı nasıl olursa olsun üretilen gerilim, sıcak ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkına orantılıdır. Deneyde 0.5 mm tel çapına sahip NiCr-Ni alaşımlı ısı çifti kullanılmıştır. Bu ısı çiftleri -25 ile +400 °C arasında sıcaklık ölçümü yapabilmektedir. Şekil 4.11’de deney düzeneğinde kullanılan ısı çifti görülmektedir.



Şekil 4.11. Isıl çift

4.1. Deneysel çalışma

Deneysel çalışmalarda kanatsız, düzlemsel ve radyal kanatlı olmak üzere 3 değişik ısı değiştirici kullanılmıştır. Her üç ısı değiştiricide boru çapları eşit alınırken düzlemsel ve radyal kanatlı ısı değiştiricilerin yüzey alanları da birbirine eşit alınmıştır. Radyal ve düzlemsel silindir üzerinde 12’şer adet kanat bulunmaktadır. Bu kanatlara 6 adet ısı çifti; üçü kanat tabanlarına, diğer üçü kanat uçlarına olmak üzere sabitlenmiştir. Farklı noktalardan yapılan ölçümlerle ortalama yüzey sıcaklığını tespit etmektir. 2 adet ısı çifti silindirlerin içinden geçen suyun giriş ve çıkış noktalarına sabitlenerek suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür. Tanka yerleştirilen dijital kontrollü ısıtıcı ile ısı değiştiricilere sürekli sabit sıcaklıkta sıcak su gönderilmiştir. Suyun giriş ve çıkış sıcaklığı termokupul yardımıyla ölçülerek verilen güç hesaplanmıştır. Bu güç toplam taşınım ve ışıma vasıtasıyla ortama aktarılan ısıya eşittir. Ortam sıcaklığı termokupullar ile ölçülmüştür. Termokupullar deneye başlamadan önce kalibre edilmiştir.

Dairesel, düzlemsel ve kanatsız silindirlerin boyutları Şekil 4.5, 4.6 ve 4.7 ‘ de gösterilmiştir. Çalışmalarımızda kullanılan alüminyum silindirlerin dış yüzeyleri anot

kaplama yapılmıştır. Bu kaplamanın nedeni alüminyum siyah ışıyım cisim kabulüne yaklaştıarak emissivite faktörünü hesaplamalarda 1 alabilmektedir.

Deneyler her üç durum için de yataya göre 0^0 , 30^0 , 60^0 ve 90^0 'lik konumlarda yapılmıştır. Her üç deney durumunda da sıcaklıkları 40^0C , 50^0C , 60^0C , ve 70^0C , değerinde yapılmıştır. Sistemin rejime girme süresi yaklaşık 1 saat sürmüştür.

4.2. Örnek hesaplamalar

Kanatsız silindirlerde, deneyler esnasında ölçülen ortam sıcaklığı (T_∞), silindir sıcaklığı (T_w) ekte tablolar halinde verilmiştir. Bu verilerden yararlanarak örnek deneye ait Nusselt ve Rayleigh sayıları aşağıdaki şekilde bulunmuştur. Örnek olarak 0^0 ve $316,51$ K değeri referans alınmıştır.

Isı değıştiriciden çevreye olan ısı transferi, sıcak akışkan olan sudan ısı değıştiriciye aktarılan ısıya eşittir. Bu ısı;

$$Q_{top} = \dot{m} C_p \Delta T$$

Formülünden hesaplanmıştır. Burada

$$\dot{m} = 0,1287 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 0,7268$$

$$C_p = 4180,03 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$\Delta T = 0,02 \text{ K alınarak,}$$

$$Q_{top} = 10,76 \text{ W hesaplanmıştır.}$$

$$\text{Ortam sıcaklığı } T_\infty = 292,48 \text{ K}$$

$$\text{Yüzey sıcaklığı } T_w = 316,51 \text{ K}$$

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} = \frac{316,51 + 292,48}{2} = 304,495 \text{ K}$$

$$Q_{ış} = \sigma F_{(\epsilon)} F_{12} A (T_w^4 - T_s^4)$$

Kanatsız silindirde yüzeyde kalan ışıyım olmadığından $F_{12} = 1$ alınmıştır.

$$Q_{i\dot{s}} = 5,67 \times 10^{-8} \times 1 \times 1 \times 0,0417 \times (316,51^4 - 292,48^4) = 7,26 W \text{ Bulunur.}$$

Buradan taşınım ile ısı transferi;

$$Q_{taş} = Q_{top} - Q_{i\dot{s}} = 10,76 - 7,26 = 3,5 W \text{ Bulunur.}$$

Isı taşınım katsayısı h;

$$h = \frac{Q_{taş}}{A (T_w - T_{\infty})} = \frac{3,5}{0,0417 \times (316,51 - 292,48)} = 3,09 W/m^2 K$$

Nusselt Sayısı;

$$Nu = \frac{h L_c}{k} = \frac{3,09 \times 0,05}{0,02600} = 5,95$$

Burada k, $T_f = 304,50 K$ değerinde havanın ısı iletkenlik katsayısıdır.

$$Ra_D = \frac{g \beta (T_w - T_{\infty}) L_c^3}{\nu^2} Pr = \frac{9,81 \times (0,003282) \times (24,03) \times (0,05^3)}{(0,000016233)^2} \times 0,7277$$

$$= 2,68.10^5$$

Nu sayısını veren ampirik bağıntıya göre;

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \times (2,68 \times 10^5)^{1/6}}{[1 + (0,559/0,7268)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 10,14$$

Radyal kanatlı silindirindeki hesaplamaları ise aşağıdaki gibi açıklayabiliriz.

$$Q_{top} = \dot{m} C_p (\Delta T)$$

$$\dot{m} = 0,1287 \text{ kg/s}$$

$$Pr = 0,7268$$

$$C_p = 4186,12 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$\Delta T = 0,02 K$$

$$Q_{top} = 10,78 W \text{ değeri için örnek hesap;}$$

$$\text{Ortam sıcaklığı } T_{\infty} = 292,79 K$$

$$\text{Yüzey sıcaklığı } T_w = 316,26 K$$

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} = \frac{316,26 + 292,79}{2} = 304,53 \text{ K}$$

$$Q_{i\varsigma} = \sigma F_{(\epsilon)} F_{12} A (T_w^4 - T_s^4)$$

$$= 5,67 \times 10^{-8} \times 1 \times 0,3856 \times 0,0417 \times (316,26^4 - 292,79^4) = 2,74 \text{ W}$$

Buradan taşınım ile ısı transferi;

$$Q_{ta\varsigma} = Q_{top} - Q_{i\varsigma} = 10,78 - 2,74 = 8,04 \text{ W} \text{ Bulunur.}$$

Isı taşınım katsayısı h;

$$h = \frac{Q_{ta\varsigma}}{A (T_w - T_\infty)} = \frac{8,04}{0,0417 \times (316,26 - 292,79)} = 7,27 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Nusselt Sayısı;

Karakteristik uzunluk; kanatsız silindirin dış çapı alınmıştır.

$$Nu = \frac{h L_c}{k} = \frac{7,27 \times 0,05}{0,0259} = 13,99$$

$$Ra_D = \frac{g \beta (T_w - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} Pr = \frac{9,81 \times (0,003282) \times (23,48) (0,05^3)}{(0,000016195)^2} \times 0,7277$$

$$= 2,61 \cdot 10^5$$

Nu sayısını veren ampirik bağıntıya göre;

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \times (2,61 \times 10^5)^{1/6}}{[1 + (0,559/0,7268)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 10,06$$

Düzlem kanatlı silindirindeki hesaplamaları ise aşağıdaki gibi açıklayabiliriz.

$$Q_{top} = \dot{m} C_p (\Delta T)$$

$$\dot{m} = 0,1287 \text{ kg/s}$$

$$Pr = 0,7268$$

$$C_p = 4180,03 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$\Delta T = 0,0198 \text{ K}$$

$Q_{top}=10,65W$ değeri için örnek hesap;

Ortam sıcaklığı $T_{\infty} = 293,46 K$

Yüzey sıcaklığı $T_w = 320,12 K$

$$T_f = \frac{T_w + T_{\infty}}{2} = \frac{320,12K + 293,46}{2} = 306,79 K$$

$$Q_{ış} = \sigma F_{(\varepsilon)} F_{12} A (T_w^4 - T_s^4)$$

$$= 5,67 \times 10^{-8} \times 1 \times 0,0405 \times 0,0417 \times (320,12^4 - 293,46^4) = 3,34W$$

Buradan taşınım ısı transferi;

$$Q_{taş} = Q_{top} - Q_{ış} = 10,65 - 3,34 = 7,32 W$$

Bulunur.

Isı taşınım katsayısı h;

$$h = \frac{Q_{taş}}{A (T_w - T_{\infty})} = \frac{7,32}{0,0417 \times (320,12 - 293,46)} = 5,38 W/m^2 K$$

Nusselt Sayısı;

Karakteristik uzunluk; kanatsız silindirin dış çapı alınmıştır.

$$Nu = \frac{h L_c}{k} = \frac{5,38 \times 0,05}{0,0259} = 11,22$$

$$Ra_D = \frac{g \beta (T_w - T_{\infty}) L_c^3}{\nu^2} Pr = \frac{9,81 \times (0,003282) \times (23,64) (0,05^3)}{(0,000016195)^2} \times 0,7277$$

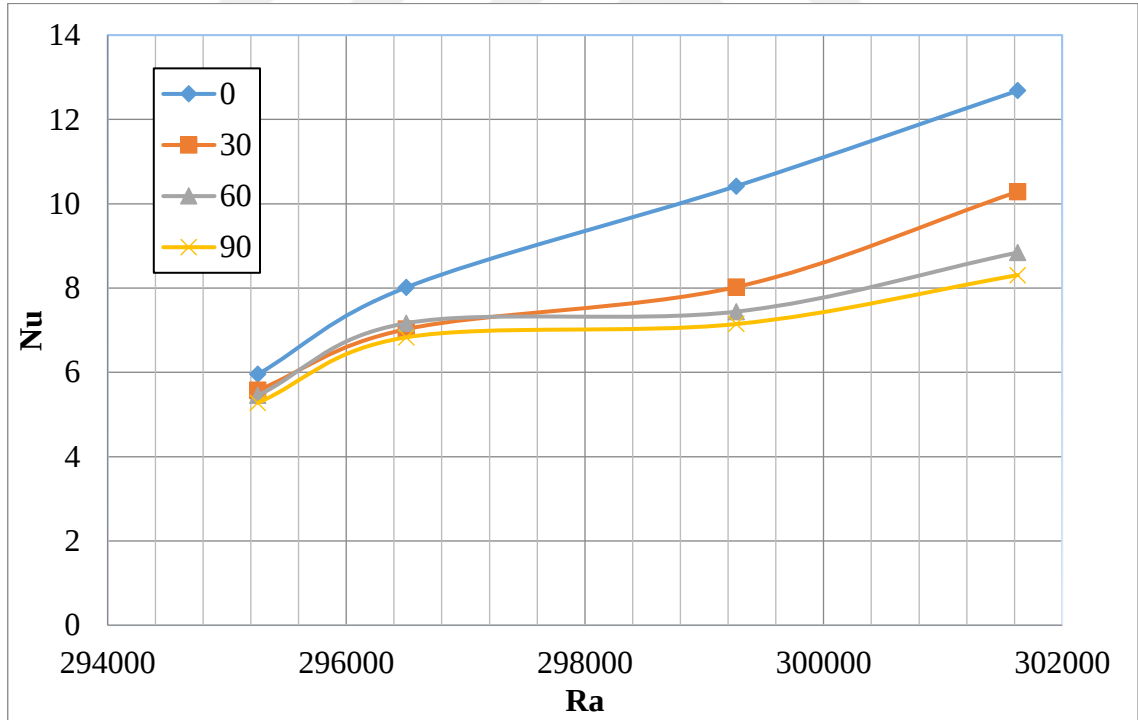
$$= 2,97.10^5$$

$$Nu \text{ sayısını veren ampirik bağıntıya göre; } Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \times (2,97 \times 10^5)^{1/6}}{[1 + (0,559/0,7268)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 10,42$$

5. DENEYSEL SONUÇLAR VE TARTIŞMA

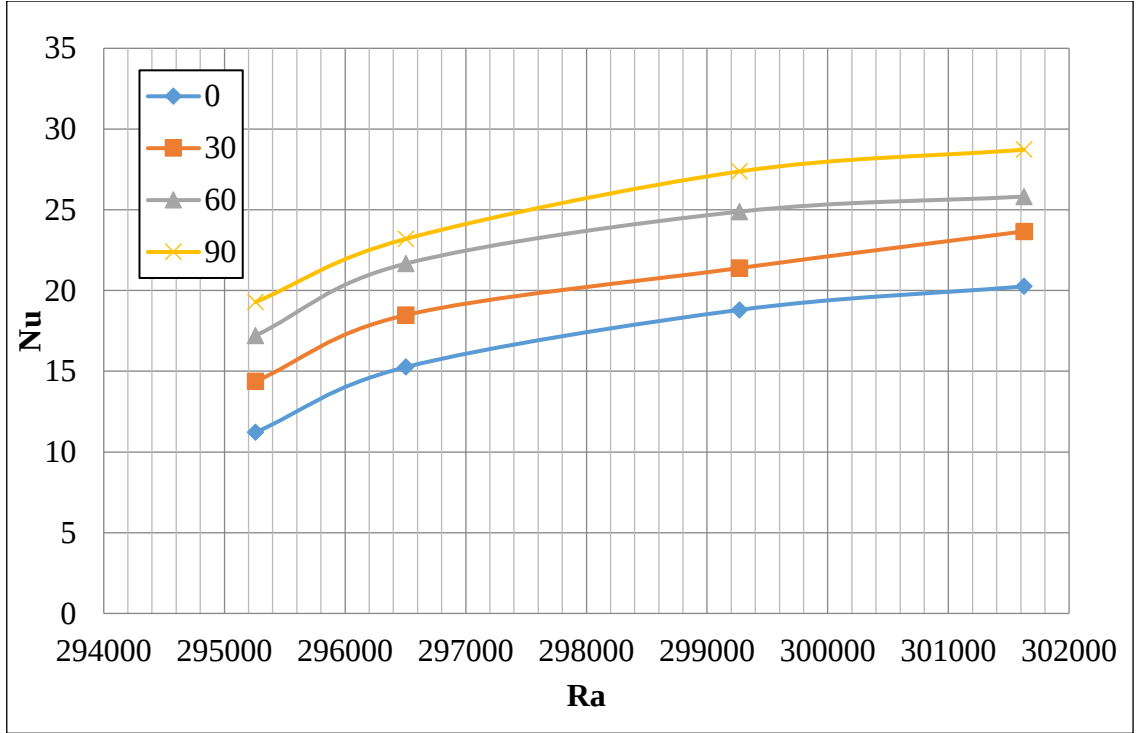
Kanatlı ve kanatsız silindirlerdeki doğal taşınım ile ısı transferi yatay ve yatayla farklı açılar yaptırılarak deneysel olarak incelenmiştir. Kanatlı ve kanatsız silindirler yatay ile $0^\circ, 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° açı yapacak şekilde deneyler yapılmıştır. Deneylerde ölçümler kanatlı ve kanatsız silindirlere sırası ile $40^\circ C$, $50^\circ C$, $60^\circ C$ ve $70^\circ C$ olarak 4 farklı sıcaklık değerinde yapılmıştır. Kanatlı ve kanatsız silindirlerde karakteristik uzunluk kanatsız silindire göre alınmıştır.

Şekil 5.1.'de kanatsız silindir için farklı açı değerlerinde Ra-Nu değişimi eğrileri gösterilmiştir. Şekil'de görüldüğü gibi silindirin yatay konumundan düşey konumuna doğru Ra-Nu eğrilerinin eğimi yaklaşık olarak aynı kalmakta ve aynı Rayleigh sayılarında Nusselt sayısında bir azalma görülmektedir. Kanatsız ve kanatlı silindirlerin 0° ve 90° değerlerindeki eğri denklemleri bilgisayar ortamında aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.



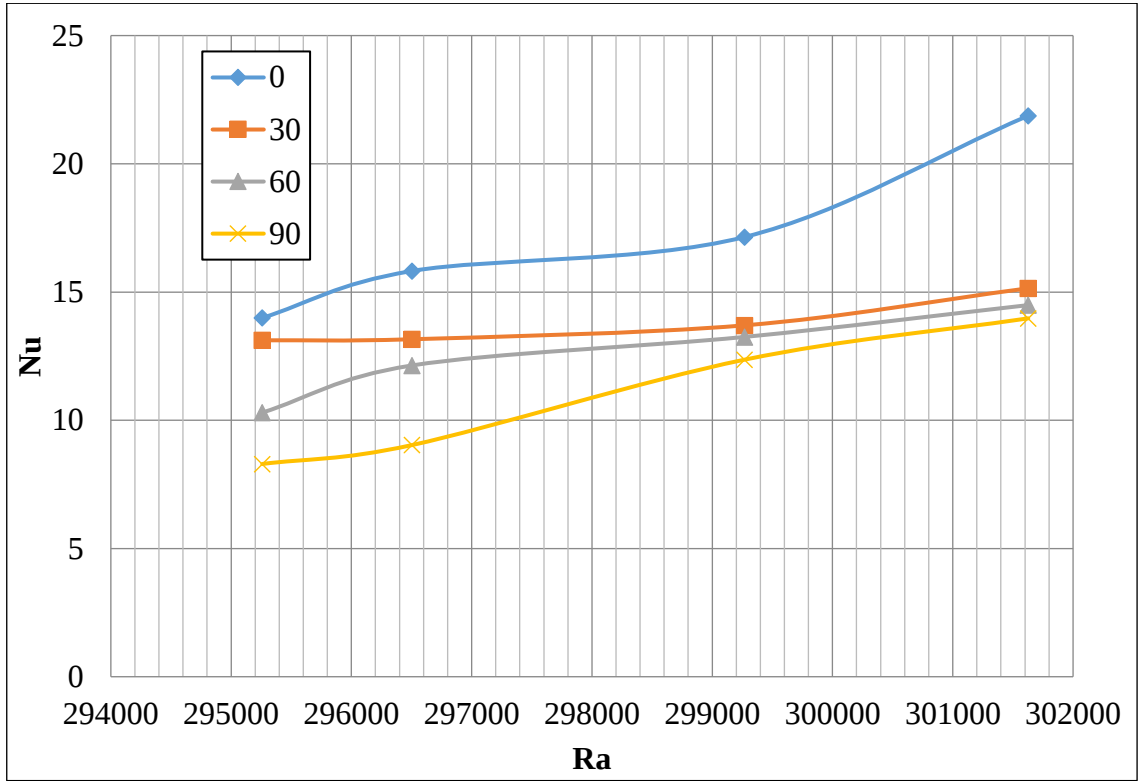
Şekil 5.1. Kanatsız silindirde konum ile Ra-Nu değişimi

Şekil 5.2.'de düzlemsel kanatlı silindir için farklı açı değerlerinde Ra-Nu eğrileri gösterilmiştir. Şekil'de görüldüğü gibi silindirin yatay konumundan düşey konumuna doğru Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısı da artmaktadır. Bu durumun oluşma nedeni ise kanatlar arasından havanın zor hareket etmesidir. Açı arttıkça kanatlar daha az direnç oluşturacağından dolayı ısı transferi kolaylaşır. Bunun sonucu olarak Nusselt sayısı azalma göstermektedir.



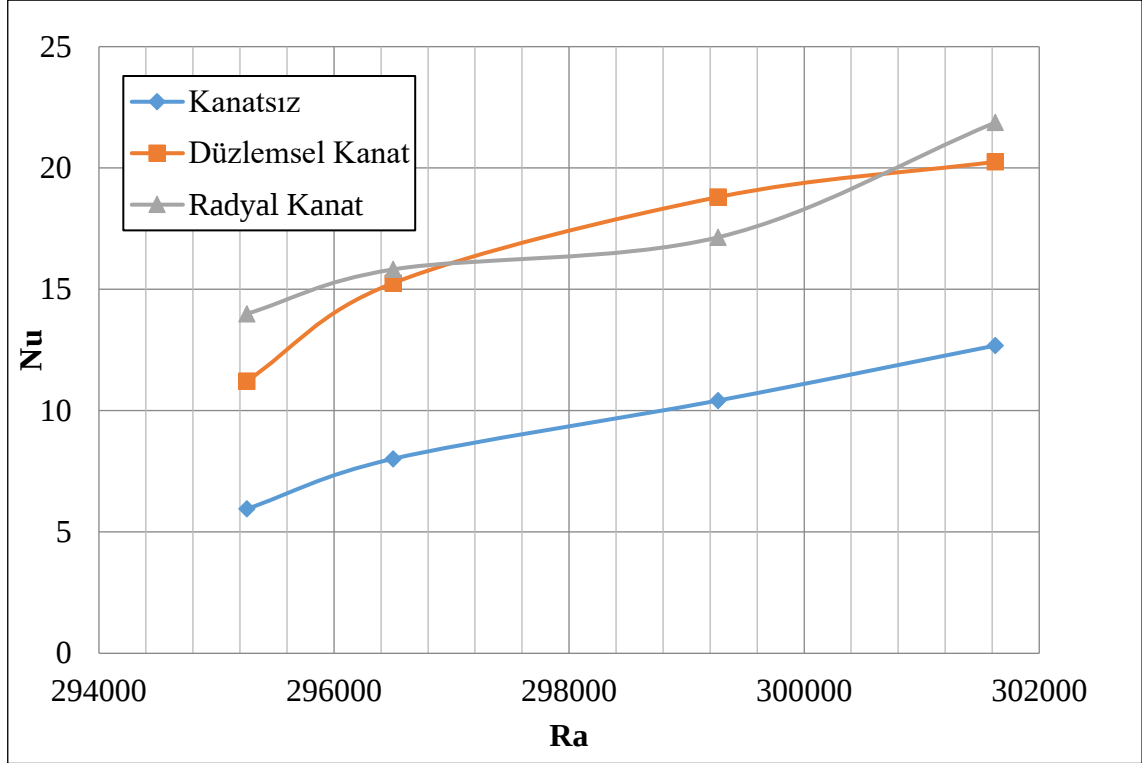
Şekil 5.2. Düzlemsel kanatlı silindirde konum ile Ra-Nu değişimi

Şekil 5.3.'de radyal kanatlı silindir için farklı açı değerlerinde Ra-Nu eğrileri gösterilmiştir. Şekil'de görüldüğü gibi silindirin yatay konumdan düşey konuma doğru Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısı düşmektedir. Bu durumun oluşma nedeni ise kanatların arasından havanın zor hareket etmesi ve dolayısıyla ısıнын düzgün transfer edilememesidir. Çünkü kanatlar silindir yatay halde iken kanat aralıkları bir baca etkisi yaparak ısı transferini artıracak fakat açı arttıkça bu durum ortadan kalkacaktır. Bunun sonucu olarak da Nusselt sayısı azalma göstermektedir.



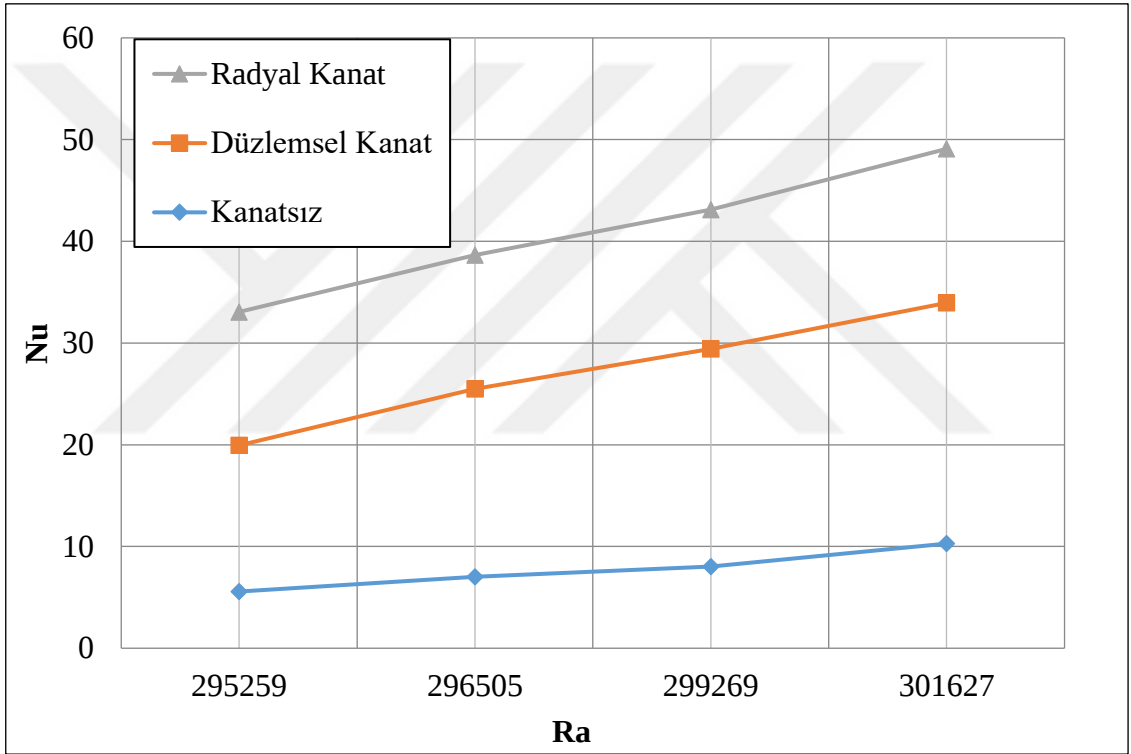
Şekil 5.3. Radyal kanatlı silindirde konum ile Ra-Nu değişimi

Şekil 5.4.'de kanatlı ve kanatsız silindirlerin yatay konumda Ra-Nu değişimleri karşılaştırılmıştır. Şekilde görüldüğü gibi üç ayrı karakteristiği benzerlik göstermektedir.

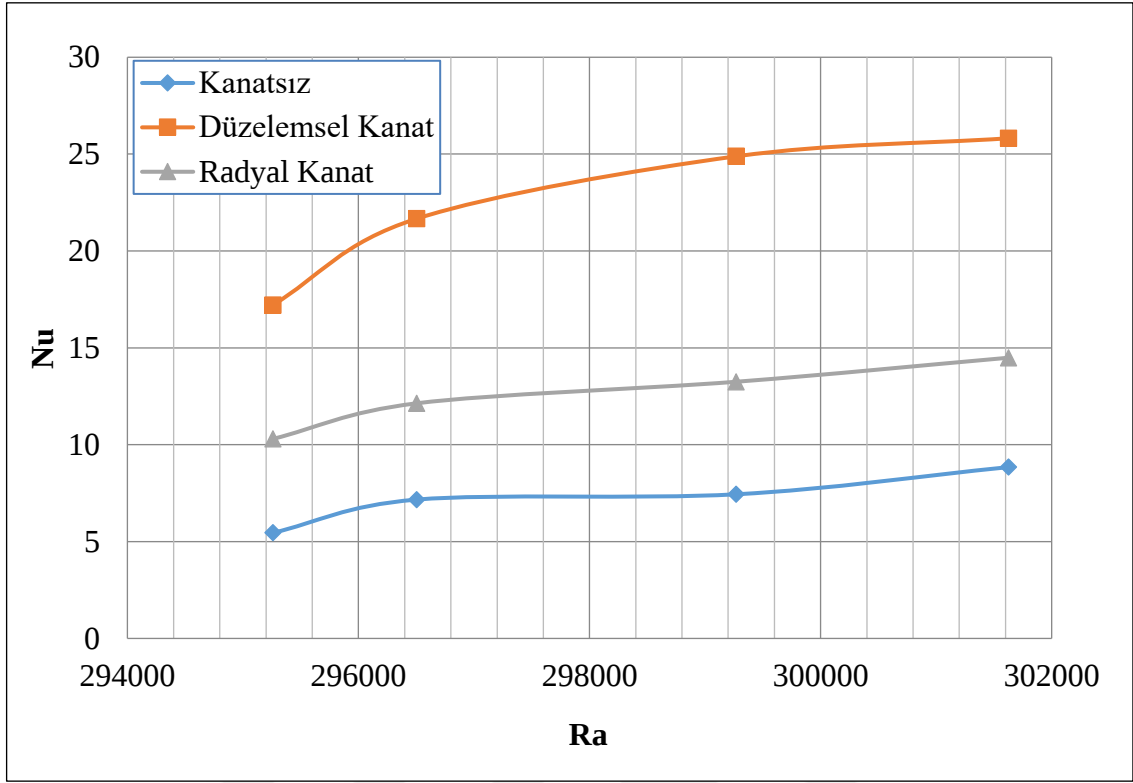


Şekil 5.4. Kanatlı ve kanatsız silindirlerin yatay konumda Ra-Nu değişiminin karşılaştırılması

Şekil 5.5. ve Şekil 5.6. sırasıyla 30^0 ve 60^0 açı değerlerinde kanatlı ve kanatsız silindirlerin Ra-Nu değişimleri eğrileri ile ifade edilmiş ve karakteristik olarak eğrilerin paralelliği gözlemlenmiştir. Radyal kanatlı silindirde açı değerinin artması ile kanatlar arasındaki akışkan olan havanın hareketi kısıtlanmaya başlamakta bu nedenle de silindir sıcaklığı artmaktadır. Bu artışın sonucu olarak da Nusselt sayısında azalma meydana gelmektedir. Düzlemsel silindirde açı değerinin artması ile kanatlar arasındaki akışkan olan havanın direnci azalmaktadır. Bunun sonucu olarak da Nusselt sayısında artış meydana gelmektedir.

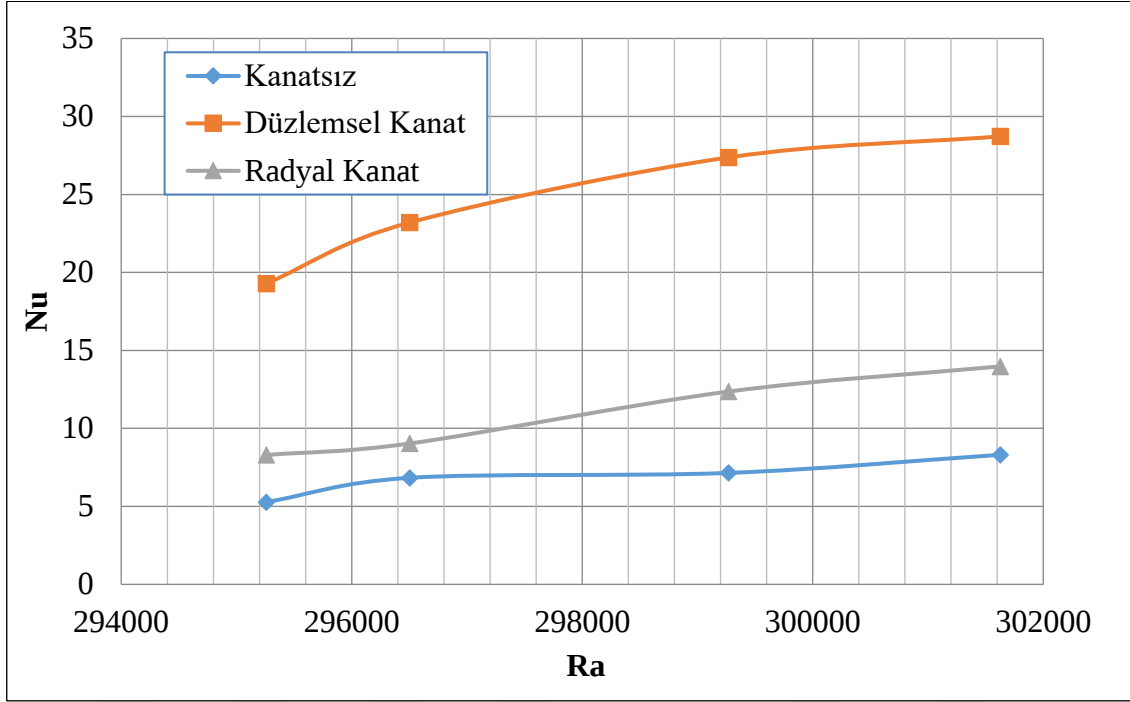


Şekil 5.5. Kanatlı ve kanatsız silindirlerin 30 derece açıda Ra-Nu değişiminin karşılaştırılması



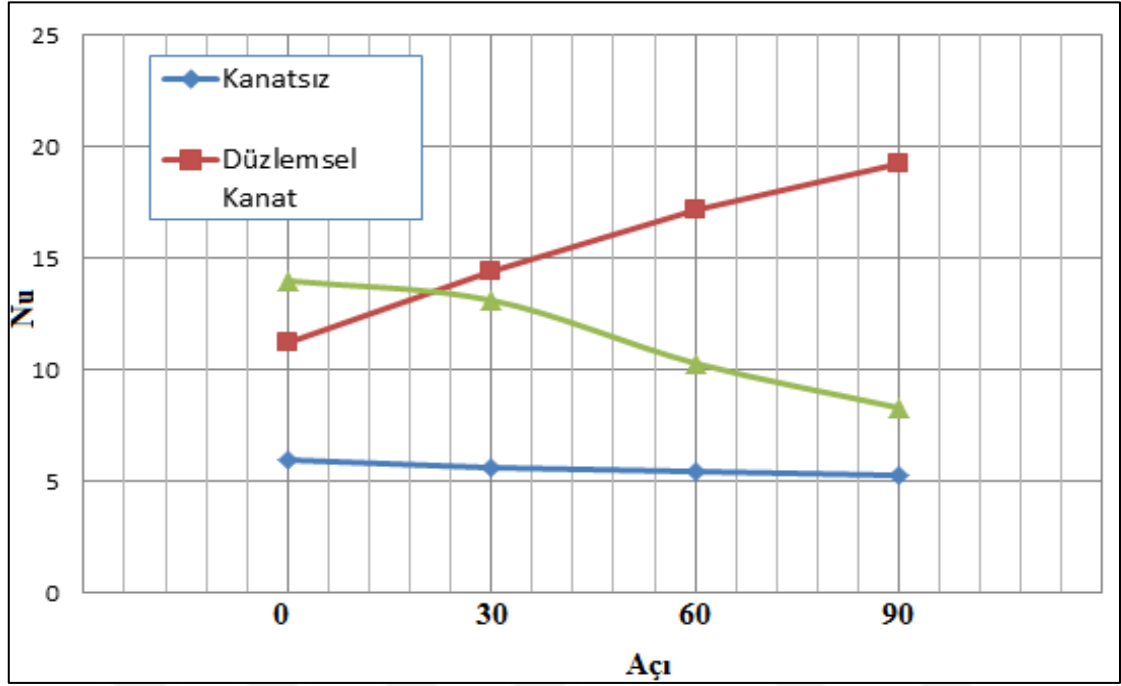
Şekil 5.6. Kanatlı ve kanatsız silindirlerin 60 derece açıda Ra-Nu değişiminin karşılaştırılması

Şekil 5.7.'de kanatlı ve kanatsız silindirlerin düşey konumda Ra - Nu değişimleri karşılaştırılmış ve eğrilerin diğer grafiklerde olduğu gibi paralellik gösterdiği gözlemlenmiştir.



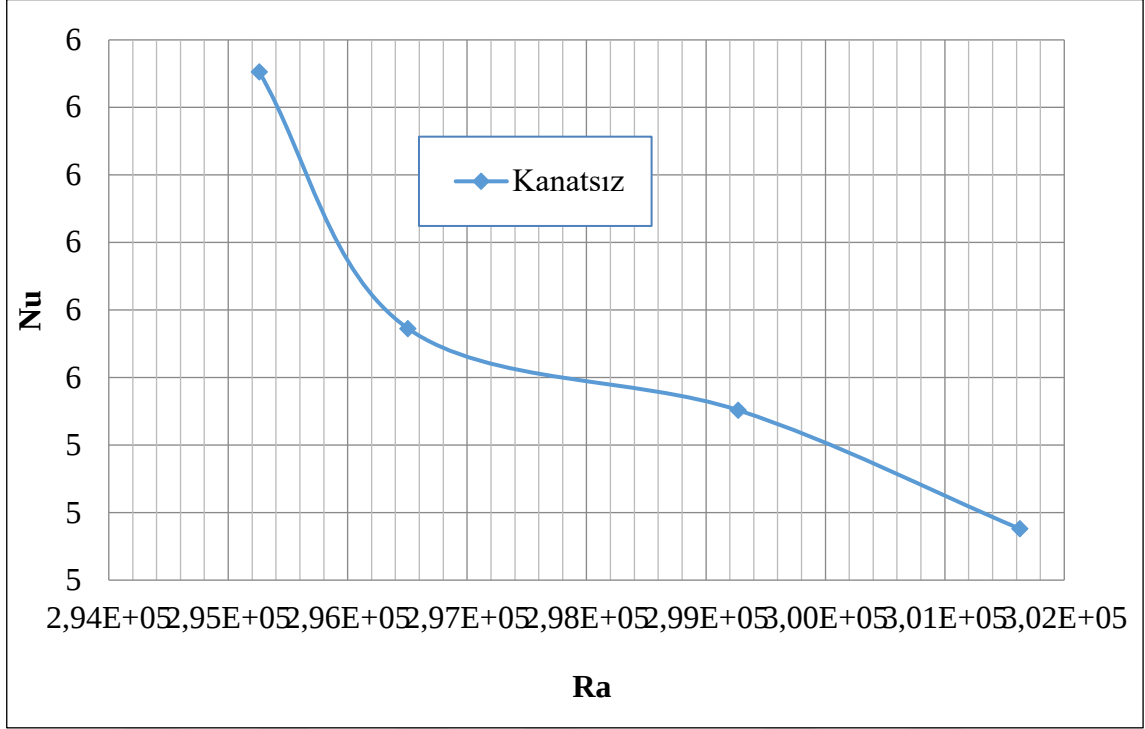
Şekil 5.7. Kanatlı ve kanatsız silindirlerin düşey konumdaki Ra - Nu değişiminin karşılaştırılması

Şekil 5.8.'de kanatlı ve kanatsız silindirlerin artan açığa göre Nu değişimleri karşılaştırılmış ve kanatlı silindirlerin kanatsız silindire göre Nu değerlerinin artan-azalan durumları gözlemlenmiştir.



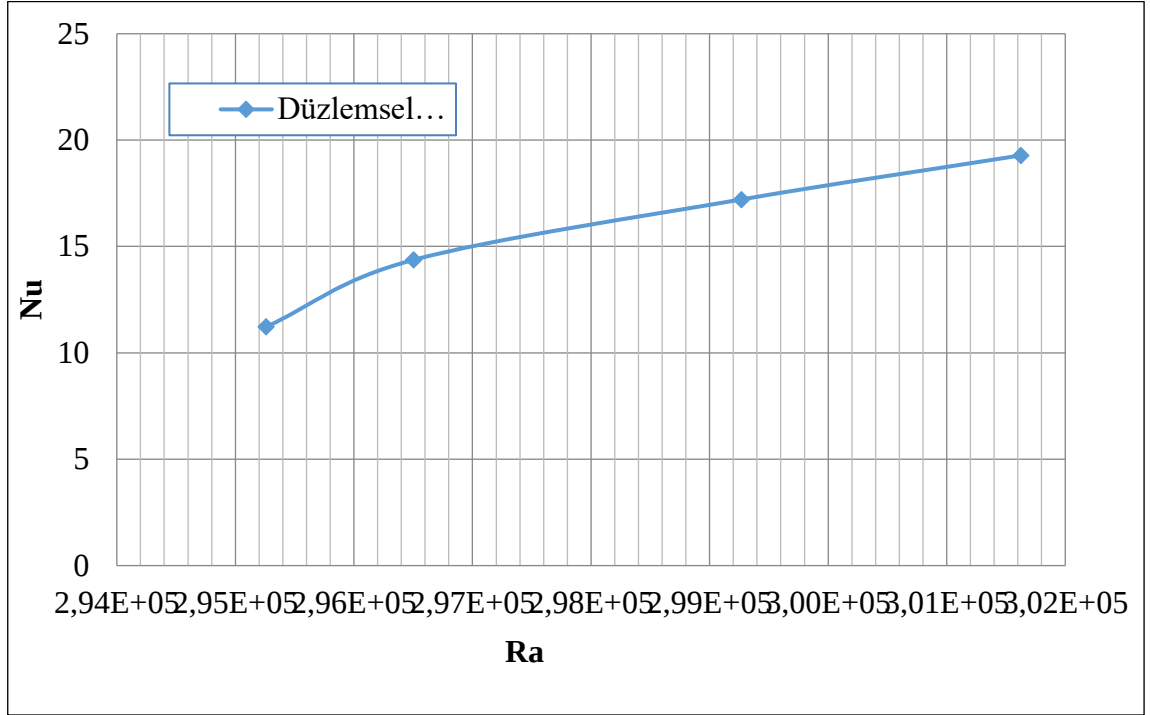
Şekil 5.8. Kanatlı ve kanatsız silindirlerin artan açığa göre karşılaştırılması

Şekil 5.9.'da kanatsız silindirde 0° , 30° , 60° ve 90° konumlarındaki Nusselt sayılarının yatay konumdaki Nusselt oranının Rayleigh sayısı ile değişimi gösterilmiştir.



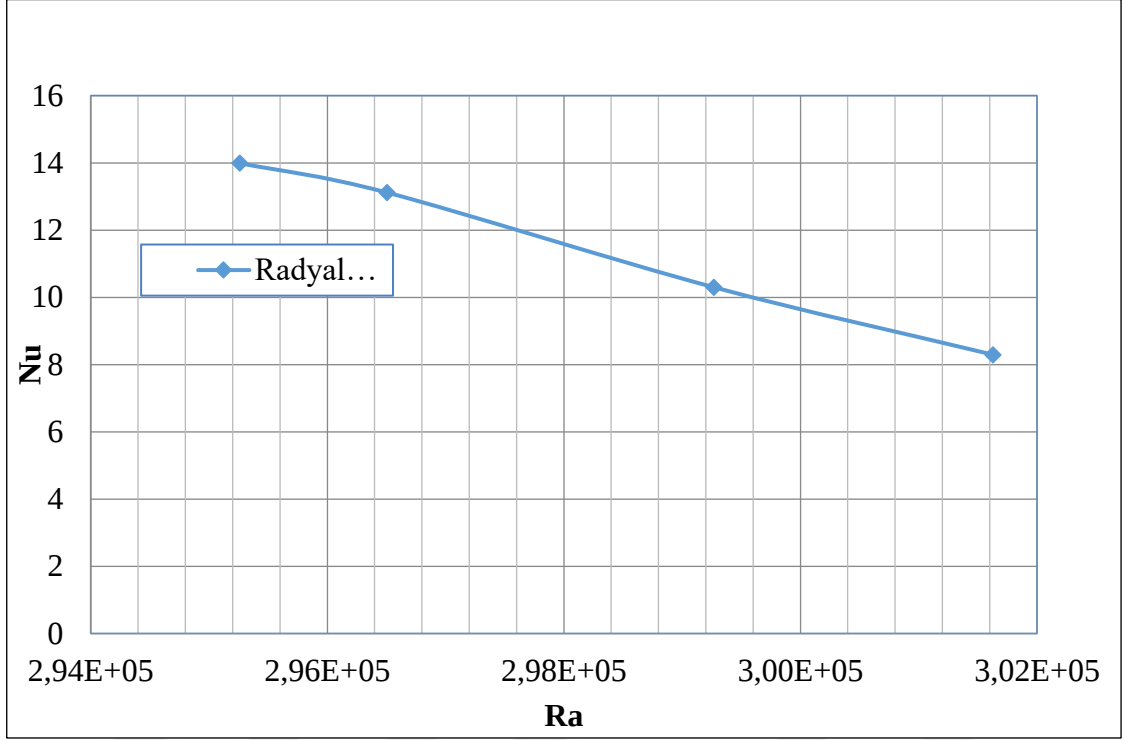
Şekil 5.9. Kanatsız silindirin Ra-Nu karşılaştırması

Şekil 5.10'da düzlemsel kanatlı silindirde 0° , 30° , 60° ve 90° konumlarındaki Nusselt sayılarının yatay konumdaki Nusselt oranının Rayleigh sayısı ile değişimi gösterilmiştir.



Şekil 5.10. Düzlemsel kanatlı silindirin Ra-Nu karşılaştırılması

Şekil 5.11'de radyal kanatlı silindirde $0^\circ, 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° konumlarındaki Nusselt sayılarının yatay konumdaki Nusselt oranının Rayleigh sayısı ile değişimi gösterilmiştir.



Şekil 5.11. Radyal kanatlı silindirin Ra-Nu karşılaştırılması

5.1. Sonuçlar

Deneylerimiz Necmettin Erbakan Üniversitesi Seydişehir Ahmet Cengiz Mühendislik Fakültesi Laboratuvarında yapılmıştır. Deney düzeneği başlıca termostatlı ısıtıcı, spiral sarımlı ve dikdörtgen kanatlı boru, sıcaklık ölçme düzeneği, pompa ve yalıtılmış su deposu, değişik açı ve konumlarda plakaların kullanılabilmesine imkân veren açı değiştirme aparatından oluşmuştur. Deney sonuçlarını etkileyecek dış etkenler mümkün mertebe bertaraf edilmiştir.

Bu çalışmada aynı yüzey alanına sahip dairesel ve düzlemsel kanatçıkların ısı performansı yüzey geometrisinin etkisi göz önünde bulundurularak araştırılmıştır. Bunun için hazırlanacak kanatçıklı ısı değiştiricilerinden bir pompa vasıtasıyla sıcak akışkan (su) devir daim yaptırılıp ısı ortama doğal taşınım ile aktarılmıştır. Kanatçıkların ısıyı aktarma hızına bağlı olarak kanatçık etkinliği tespit edilmiştir. Giriş gücü olarak akışkana verilen elektriksel güç alınırken çıkış gücü olarak da kanatlardan ortama aktarılan ısı baz alınmıştır. Dairesel ve düzlemsel kanatçıkların yüzey sıcaklıkları, ortam sıcaklığı, sıcak akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları ve kütsel debisi ölçülmüştür. Ölçülen değerler yardımıyla hesaplanan Nusselt ve Rayleigh sayıları ve çizilecek grafikler yorumlanarak kanat profillerinin ısı etkinliği karşılaştırılmıştır.

Buna göre;

- Işınım ile ısı transferinde en yüksek kanatsız ısı değiştiricilerdir. Buna ilave olarak eğim açısına göre diğer kanatlı değiştiriciler takip etmiştir.
- Taşınım ile ısı transferi, ısınım ile ısı transferine göre toplam ısı transferinde daha yüksek bir orana sahiptir. Bu durumu yüzdelik oranlarda ifade edersek, ısınımın toplam ısı transferine oranı %25 ile %40 arasında, taşınımın toplam ısı transferine oranı %60 ile %75 arasında katkısı olduğu tespit edilmiştir.
- Kanatsız, radyal kanatlı ve düzlemsel kanatlı yüzey sıcaklığındaki artış daha yüksek Rayleigh sayılarına yol açar ve böylece doğal taşınım ile ısı transfer oranı artar.
- Işınım ile olan ısı transferi, doğal taşınım transferinde ihmal edilmemelidir.
- Rayleigh sayısı arttıkça Nusselt sayısı artar.
- Eğim açısı arttıkça radyal kanatlı değiştiricilerde ısı transferi azalır.
- Eğim açısı arttıkça düzlemsel kanatlı değiştiricilerde ısı transferi artar.

5.2. Öneriler

Üretilen enerjinin yüksek verimli kullanımı büyük önem taşır. Bunun için sistemlerin tasarımı enerjinin artırılması veya azaltılmasında önemli rol oynar. Taşınım ile ısı transferi bir akışkan ile bir katı yüzey arasında meydana gelir ve taşınım ile ısı transferi doğal ve zorlanmış taşınım olarak ikiye ayrılır. Zorlanmış taşınım, bir fan, vantilatör vb. dış etkenler sonucu meydana gelirken doğal taşınımında akışı zorlayıcı dış etkiler yoktur. Doğal taşınım ile ısı transferi yoğunluk farkından kaynaklanmaktadır. Isınan akışkanın yoğunluğu azalacağından dolayı yer çekiminin tersi yönünde hareket eder, böylece bir kaldırma kuvveti meydana gelir. Bu yolla ısı transferi için, Nusselt ve Rayleigh sayılarının aldığı değerlere göre yorum yapılır. Buna binaen; ısı iletim katsayısı yüksek malzeme kullanımı, yüzey alanı artırıcı farklı geometrik tasarımlı kanatçıklar, uygun laboratuvar koşulları ve gelişen teknolojik faaliyetler enerji dönüşümlerinde verimi etkileyecektir.

6. KAYNAKLAR

- Ahmadi, M., Mostafavi, G. ve Bahrami, M., 2014, Natural convection from rectangular interrupted fins, *International Journal of Thermal Sciences*, 82, 62-71.
- Balachandar, C., Arunkumar, S. ve Venkatesan, M., 2015, Computational heat transfer analysis and combined ANN-GA optimization of hollow cylindrical pin fin on a vertical base plate, *Sadhana Journal*, 40, 1845-1863.
- Bar-Cohen, A. ve Rohsenow, W. M., 1984, Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates, *Journal of Heat Transfer*, 106, 116-123.
- Boyalakuntla, D. S., Murthy, J. Y. ve Amon, C. H., 2004, Computation of Natural Convection in Channels With Pin Fins, *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 27 (1), 138-146.
- Goshayeshi, H. R. ve Ampofo, F., 2009, Heat Transfer by Natural Convection from a Vertical and Horizontal Surfaces Using Vertical Fins, *Energy and Power Engineering*, 01 (02), 85-89.
- Huang, R.-T., Sheu, W.-J. ve Wang, C.-C., 2008, Orientation effect on natural convective performance of square pin fin heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 (9-10), 2368-2376.
- Jang, D., Yu, S.-H. ve Lee, K.-S., 2012, Multidisciplinary optimization of a pin-fin radial heat sink for LED lighting applications, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (4), 515-521.
- Joo, Y. ve Kim, S. J., 2015, Comparison of thermal performance between plate-fin and pin-fin heat sinks in natural convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83, 345-356.
- Kim, J. S., Park, B. K. ve Lee, J. S., 2008, Natural Convection Heat Transfer around Microfin Arrays, *Experimental Heat Transfer*, 21 (1), 55-72.
- Kobus, C. J. ve Oshio, T., 2005, Development of a theoretical model for predicting the thermal performance characteristics of a vertical pin-fin array heat sink under combined forced and natural convection with impinging flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (6), 1053-1063.
- Peng, H. ve Ling, X., 2011, Analysis of heat transfer and flow characteristics over serrated fins with different flow directions, *Energy Conversion and Management*, 52, 826-835.
- Sahoo, L. K., Roul, M. K. ve Swain, R. K., 2017, CFD analysis of natural convection heat transfer augmentation from square conductive horizontal and inclined pin fin arrays, *International Journal of Ambient Energy*, 39 (8), 840-851.

- Sertkaya, A. A., Bilir, Ş. ve Kargıcı, S., 2011, Experimental investigation of the effects of orientation angle on heat transfer performance of pin-finned surfaces in natural convection, *Energy*, 36 (3), 1513-1517.
- Sparrow, E. M. ve Prakash, C., 1980, Enhancement of Natural Convection Heat Transfer by a Staggered Array of Discrete Vertical Plates, *Journal of Heat Transfer*, 102, 215-220.
- Sparrow, E. M. ve Vemuri, S. B., 1985, Natural convection radiation heat transfer from highly populated pin fin arrays *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer*, 107, 190-197.
- Sparrow, E. M. ve Vemuri, S. B., 1986, Orientation effects on natural convection/radiation heat transfer from pin-fin arrays *International Journal Heat Mass Transfer*, 29, 359-368.
- Şahin, M. H., Dal, A. R. ve Baysal, E., 2007, 3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 27, 1806-1816.
- Xie, G. ve Suden, B., 2010, Numerical predictions of augmented heat transfer of an internal blade tip wall by hemispherical dimples, *International Journal Heat Mass Transfer*, 53, 5639-5650.
- Yazıcıoğlu, B. ve Yüncü, H., 2009, A correlation for optimum fin spacing of vertically-based rectangular fin array subjected to natural convection heat transfer, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 29 (1), 99-105.
- Yıldız, Ş. ve Yüncü, H., 2004, An Experimental Investigation on Performance of Annular Fins on a Horizontal Cylinder in Free Convection Heat Transfer, *Heat Mass Transfer*, 40, 239-251.
- Zografos, A. I. ve Sunderland, J. E., 1990, Natural Convection from Pin Fin Arrays *Experimental Thermal and Fluid Science*, 3, 440-449.,

EKLER

EK-1 Kanatsız silindir

ACI	Ter	Q _k	Q _s	Q _r	T _s	T _k	T _s -T _k	ε	F _{1,2}	σ	T _s -T _a	ΔT _{sw}	g	β	ṁ	A	V̇	Q	Q ₀	P _r	o	I _{se}	h	k	R _a	Nu	Nu _{max}
0°	40°C	3,50	7,26	10,76	316,52	292,49	304,50	24,03	1,00	5,67E-08	2,72E+09	0,020	9,81	3,28E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4180,03	0,73	1,62E-05	0,05	3,09	0,03	2,68E+05	5,95	10,14
0°	50°C	6,62	10,61	17,23	326,64	293,41	310,03	33,23	1,00	5,67E-08	3,97E+09	0,032	9,81	3,23E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4183,33	0,73	1,67E-05	0,05	4,23	0,03	3,41E+05	8,02	10,83
0°	60°C	11,36	14,52	25,87	336,70	293,46	315,08	43,24	1,00	5,67E-08	5,44E+09	0,048	9,81	3,17E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4187,92	0,72	1,72E-05	0,05	5,58	0,03	4,12E+05	10,42	11,40
0°	70°C	16,83	18,25	35,08	345,56	293,56	319,56	52,01	1,00	5,67E-08	6,83E+09	0,065	9,81	3,13E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4193,67	0,72	1,76E-05	0,05	6,87	0,03	4,64E+05	12,68	11,77
30°	40°C	3,10	6,86	9,95	315,85	293,14	304,49	22,70	1,00	5,67E-08	2,57E+09	0,019	9,81	3,28E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4179,76	0,73	1,62E-05	0,15	2,90	0,03	6,84E+06	16,72	25,35
30°	50°C	5,72	10,43	16,15	326,18	293,43	309,80	32,76	1,00	5,67E-08	3,91E+09	0,030	9,81	3,23E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4182,94	0,73	1,67E-05	0,15	3,71	0,03	9,11E+06	21,08	27,58
30°	60°C	8,53	14,10	22,63	335,71	293,50	314,60	42,21	1,00	5,67E-08	5,28E+09	0,042	9,81	3,18E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4187,07	0,73	1,72E-05	0,15	4,29	0,03	1,09E+07	24,08	29,10
30°	70°C	13,42	17,88	31,30	344,73	293,57	319,15	51,17	1,00	5,67E-08	6,70E+09	0,058	9,81	3,13E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4192,57	0,72	1,76E-05	0,15	5,57	0,03	1,24E+07	30,86	30,20
60°	40°C	2,97	6,71	9,68	315,43	293,15	304,29	22,27	1,00	5,67E-08	2,51E+09	0,018	9,81	3,29E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4179,65	0,73	1,62E-05	0,21	2,83	0,03	1,96E+07	23,37	34,66
60°	50°C	5,70	10,18	15,88	325,44	293,37	309,40	32,07	1,00	5,67E-08	3,81E+09	0,030	9,81	3,23E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4182,53	0,73	1,67E-05	0,21	3,78	0,03	2,62E+07	30,72	37,77
60°	60°C	7,84	13,98	21,82	335,41	293,52	314,47	41,89	1,00	5,67E-08	5,23E+09	0,041	9,81	3,18E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,55	0,73	1,71E-05	0,21	3,98	0,03	3,17E+07	31,89	40,01
60°	70°C	11,15	17,18	28,32	343,09	293,53	318,31	49,56	1,00	5,67E-08	6,43E+09	0,053	9,81	3,14E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4191,65	0,72	1,75E-05	0,21	4,78	0,03	3,55E+07	37,90	41,38
90°	40°C	2,59	6,01	8,61	313,41	293,26	303,33	20,15	1,00	5,67E-08	2,25E+09	0,016	9,81	3,30E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4179,54	0,73	1,61E-05	0,30	2,73	0,03	4,94E+07	31,66	45,79
90°	50°C	5,17	9,63	14,80	324,07	293,53	308,80	30,55	1,00	5,67E-08	3,61E+09	0,028	9,81	3,24E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4182,19	0,73	1,66E-05	0,30	3,59	0,03	6,90E+07	40,99	50,67
90°	60°C	6,94	12,73	19,66	332,34	293,62	312,98	38,72	1,00	5,67E-08	4,77E+09	0,037	9,81	3,20E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,03	0,73	1,70E-05	0,30	3,80	0,03	8,22E+07	42,88	53,45
90°	70°C	10,52	17,27	27,78	343,32	293,56	318,44	49,76	1,00	5,67E-08	6,47E+09	0,052	9,81	3,14E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4191,88	0,72	1,75E-05	0,30	4,49	0,03	9,75E+07	49,84	56,30

EK-2 Düzlemsel kanatlı silindir

ACI	Ter	Q _k	Q _r	T _k	T _c	T _k -T _c	ε	F ₁₋₂	σ	T ₁ -T ₂ -T ₃ -T ₄	ΔT _{max}	g	β	ḡ	A	V̇	ρ	C _m	P _r	v	L ₀	h	k	R _a	Nu	Nusselt	
0°	40°C	7,32	3,34	10,65	320,12	293,46	306,79	26,66	1,00	0,41	5,67E-08	3,09E+09	0,020	9,81	3,26E-03	0,1287	0,0471	990,03	4180,03	0,73	1,62E-05	0,05	5,83	0,03	2,97E+05	11,22	10,42
0°	50°C	11,86	4,02	15,88	324,82	293,41	309,12	31,41	1,00	0,41	5,67E-08	3,72E+09	0,030	9,81	3,24E-03	0,1287	0,0471	990,03	4182,45	0,73	1,66E-05	0,05	8,02	0,03	3,30E+05	15,26	10,73
0°	60°C	15,87	4,35	20,21	327,00	293,46	310,23	33,54	1,00	0,41	5,67E-08	4,02E+09	0,038	9,81	3,22E-03	0,1287	0,0471	990,03	4188,05	0,73	1,71E-05	0,05	10,04	0,03	3,27E+05	18,80	10,7
0°	70°C	18,25	4,68	22,92	329,25	293,56	311,40	35,70	1,00	0,41	5,67E-08	4,33E+09	0,043	9,81	3,21E-03	0,1287	0,0471	990,03	4191,02	0,72	1,72E-05	0,05	10,85	0,03	3,43E+05	20,25	10,84
30°	40°C	9,48	3,38	12,86	320,15	293,14	306,65	27,01	1,00	0,41	5,67E-08	3,12E+09	0,024	9,81	3,26E-03	0,1287	0,0471	990,03	4179,86	0,73	1,61E-05	0,15	7,45	0,03	8,14E+06	43,12	26,69
30°	50°C	14,38	4,03	18,41	324,85	293,43	309,14	31,42	1,00	0,41	5,67E-08	3,72E+09	0,034	9,81	3,23E-03	0,1287	0,0471	990,03	4182,81	0,73	1,66E-05	0,15	9,72	0,03	8,86E+06	55,44	27,35
30°	60°C	18,02	4,35	22,36	327,05	293,50	310,27	33,55	1,00	0,41	5,67E-08	4,02E+09	0,042	9,81	3,22E-03	0,1287	0,0471	990,03	4187,21	0,73	1,71E-05	0,15	11,40	0,03	8,93E+06	64,17	27,41
30°	70°C	21,43	4,69	26,11	329,30	293,57	311,43	35,73	1,00	0,41	5,67E-08	4,33E+09	0,048	9,81	3,21E-03	0,1287	0,0471	990,03	4191,83	0,72	1,74E-05	0,15	12,73	0,03	9,11E+06	70,99	27,56
60°	40°C	11,76	3,52	15,28	321,14	293,15	307,15	27,99	1,00	0,41	5,67E-08	3,25E+09	0,028	9,81	3,26E-03	0,1287	0,0471	990,03	4179,72	0,73	1,61E-05	0,21	8,92	0,03	2,46E+07	73,77	37,09
60°	50°C	17,46	4,18	21,64	325,86	293,37	309,61	32,49	1,00	0,41	5,67E-08	3,87E+09	0,040	9,81	3,23E-03	0,1287	0,0471	990,03	4183,17	0,73	1,66E-05	0,21	11,41	0,03	2,66E+07	92,86	37,94
60°	60°C	21,48	4,49	25,97	328,01	293,52	310,77	34,49	1,00	0,41	5,67E-08	4,15E+09	0,048	9,81	3,22E-03	0,1287	0,0471	990,03	4186,65	0,73	1,70E-05	0,21	13,22	0,03	2,70E+07	106,66	38,14
60°	70°C	23,86	4,79	28,65	329,96	293,53	311,74	36,43	1,00	0,41	5,67E-08	4,43E+09	0,053	9,81	3,21E-03	0,1287	0,0471	990,03	4192,59	0,72	1,74E-05	0,21	13,91	0,03	2,69E+07	110,66	38,08
90°	40°C	13,49	3,62	17,11	321,95	293,26	307,60	28,69	1,00	0,41	5,67E-08	3,35E+09	0,032	9,81	3,25E-03	0,1287	0,0471	990,03	4179,57	0,73	1,61E-05	0,30	9,98	0,03	6,97E+07	115,70	50,84
90°	50°C	18,95	4,25	23,21	326,45	293,53	309,99	32,92	1,00	0,41	5,67E-08	3,93E+09	0,043	9,81	3,23E-03	0,1287	0,0471	990,03	4183,60	0,73	1,67E-05	0,30	12,22	0,03	7,36E+07	139,20	51,67
90°	60°C	24,06	4,60	28,66	328,79	293,62	311,21	35,17	1,00	0,41	5,67E-08	4,25E+09	0,053	9,81	3,21E-03	0,1287	0,0471	990,03	4186,03	0,73	1,69E-05	0,30	14,53	0,03	7,60E+07	164,24	52,18
90°	70°C	27,45	4,98	32,44	331,21	293,56	312,38	37,65	1,00	0,41	5,67E-08	4,61E+09	0,060	9,81	3,20E-03	0,1287	0,0471	990,03	4193,42	0,72	1,74E-05	0,30	15,48	0,03	7,60E+07	172,34	52,17

EK-3 Radyal kanatlı silindir

ACI	Ter	Q _k	Q _r	I _k	I _r	I _k -I _r	ε	F ₁₋₂	g	B	$\dot{m}$	A	$\hat{V}$	ρ	C _w	P _r	°	L _w	h	k	R _a	Nu	N _{noise}					
0°	40°C	8,04	2,74	10,78	316,27	292,79	304,53	23,48	1,00	0,39	5,67E-08	2,66E+09	0,020	9,81	3,28E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,62E-05	0,05	7,27	0,03	2,61E+05	13,99	10,06
0°	50°C	12,32	3,85	16,16	325,47	294,14	309,81	31,33	1,00	0,39	5,67E-08	3,74E+09	0,030	9,81	3,23E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,67E-05	0,05	8,35	0,03	3,22E+05	15,82	10,66
0°	60°C	18,64	5,61	24,24	337,33	294,30	315,82	43,03	1,00	0,39	5,67E-08	5,45E+09	0,045	9,81	3,17E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,73E-05	0,05	9,20	0,03	4,06E+05	17,14	11,35
0°	70°C	26,06	6,26	32,33	341,86	295,03	318,44	46,83	1,00	0,39	5,67E-08	6,08E+09	0,060	9,81	3,14E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,75E-05	0,05	11,82	0,03	4,26E+05	21,87	11,5
30°	40°C	7,12	2,58	9,70	315,16	292,95	304,06	22,21	1,00	0,39	5,67E-08	2,50E+09	0,018	9,81	3,29E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,62E-05	0,15	6,81	0,03	6,71E+06	39,35	25,2
30°	50°C	9,80	3,66	13,47	324,14	294,09	309,11	30,05	1,00	0,39	5,67E-08	3,56E+09	0,025	9,81	3,24E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,66E-05	0,15	6,93	0,03	8,43E+06	39,48	26,94
30°	60°C	14,11	5,28	19,40	335,40	294,52	314,96	40,87	1,00	0,39	5,67E-08	5,13E+09	0,036	9,81	3,18E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,72E-05	0,15	7,33	0,03	1,05E+07	41,10	28,78
30°	70°C	18,01	6,24	24,24	341,50	294,73	318,12	46,77	1,00	0,39	5,67E-08	6,06E+09	0,045	9,81	3,14E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,75E-05	0,15	8,17	0,03	1,15E+07	45,43	29,56
60°	40°C	5,53	2,55	8,08	315,52	293,59	304,55	21,93	1,00	0,39	5,67E-08	2,48E+09	0,015	9,81	3,28E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,62E-05	0,21	5,35	0,03	1,92E+07	44,14	34,39
60°	50°C	9,57	3,90	13,47	325,60	293,84	309,72	31,75	1,00	0,39	5,67E-08	3,78E+09	0,025	9,81	3,23E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,67E-05	0,21	6,40	0,03	2,57E+07	52,02	37,57
60°	60°C	13,76	5,09	18,86	334,14	294,45	314,29	39,68	1,00	0,39	5,67E-08	4,95E+09	0,035	9,81	3,18E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,71E-05	0,21	7,36	0,03	3,01E+07	59,09	39,39
60°	70°C	19,23	6,63	25,86	343,95	294,85	319,40	49,10	1,00	0,39	5,67E-08	6,44E+09	0,047	9,81	3,13E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,76E-05	0,21	8,32	0,03	3,47E+07	65,81	41,1
90°	40°C	4,11	2,35	6,47	314,24	293,96	304,10	20,28	1,00	0,39	5,67E-08	2,28E+09	0,012	9,81	3,29E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,62E-05	0,30	4,31	0,03	4,90E+07	49,77	45,64
90°	50°C	7,30	4,01	11,31	326,56	294,07	310,32	32,49	1,00	0,39	5,67E-08	3,89E+09	0,021	9,81	3,22E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,68E-05	0,30	4,77	0,03	7,16E+07	54,21	51,24
90°	60°C	11,84	4,87	16,70	332,75	294,63	313,69	38,12	1,00	0,39	5,67E-08	4,72E+09	0,031	9,81	3,19E-03	0,1287	0,0471	0,00013	990,03	4186,12	0,73	1,71E-05	0,30	6,59	0,03	8,01E+07	74,18	53,01