

Dikdörtgen Kanatlarda
Düşük Reynolds Sayılarında Isıl Performansın İncelenmesi

Özgün Koşdere

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Nisan 2024

Investigation of Thermal Performance
in Rectangular Fins at Low Reynolds Numbers

Özgün KOŞDERE

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

April 2024

Dikdörtgen Kanatlarda
Düşük Reynolds Sayılarında Isıl Performansın İncelenmesi

Özgün Koşdere

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği Uyarınca
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji - Termodinamik Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman: Doç. Dr. Özge ALTUN

İkinci Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Zerrin SERT

Bu Tez Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon
Birimi tarafından FBA-2023-2679 no'lu Proje çerçevesinde desteklenmiştir.

Nisan 2024

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Özgün Koşdere'nin YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “Dikdörtgen Kanatlarda Düşük Reynolds Sayılarında Isıl Performansın İncelenmesi” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oy birliği ile kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Özge ALTUN

İkinci Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Zerrin SERT

Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:

Üye : Doç Dr. Özge ALTUN

Üye : Prof. Dr. Mesut TEKKALMAZ

Üye :Dr. Öğr. Üyesi Altan ONAT

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Fatma TÜMSEK
Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Doç. Dr. Özge ALTUN ve Dr. Öğr. Üyesi Zerrin SERT danışmanlığında hazırlamış olduğum “Dikdörtgen Kanatlarda Düşük Reynolds Sayılarında Isıl Performansın İncelenmesi” başlıklı YÜKSEK LİSANS tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 30/04/2024

Özgün Koşdere

ÖZET

Elektronik ekipmanların daha hızlı ve verimli soğutulması oldukça önemlidir. Ekipmanların verimleri ve güçleri çalışma sıcaklığına bağlıdır. Yüksek sıcaklıklarda çalışma, performans düşüklüğüne ve sistem arızalarına sebep olmaktadır. Sistemlerin soğutulması aktif ve pasif ısı transfer yöntemleri ile gerçekleştirilmektedir. Aktif yöntemler harici bir güç gerektiren yöntemlerken, pasif yöntemlerde ise harici güce ihtiyaç duyulmamaktadır. Verimli aktif soğutma sistemleri tasarlanırken, minimum fan gücü ve minimum soğutucu boyutu için ısı transferini maksimuma çıkaracak şekilde akış ve kanat geometri parametreleri arasında bir ilişki kurmak gerekir. Hızlı ve verimli soğutma istenildiği durumlarda bu ekipmanların soğutulmasında kullanılan ısı çukurlarında aktif yöntem olan zorlanmış taşınım ile soğutmanın yaygın olduğu görülmektedir. Dairesel, kare, dikdörtgen gibi farklı kanat geometrilerinde ısı transferi ayrıntılı olarak çalışılan bir konudur. Son yıllarda, üretim kolaylığı ve maliyetlerinin düşüklüğü, yüksek verimlilikleri nedeniyle dikdörtgen kesitli kanatçıklar en çok tercih edilen kanat profilleri olmuştur. Çalışmada zorlanmış taşınım şartları ve düşük Reynolds sayılarında dikdörtgen kesitli kanatların ısı performansları incelenmiştir. Düşük Reynolds sayılarının birçok endüstriyel uygulamanın tipik bir özelliği olduğu görülmüştür. Bu nedenle düşük Reynolds sayılarında çalışılması hedeflenmiştir. Hidrolik ve ısı olarak tam gelişmiş akış şartları için analizler yapılmıştır. Bu kapsamda kanat uzunlukları ve kanat ısı transfer yüzey alanı sabit olacak şekilde kanat sayısı ve kanat yüksekliği değiştirilerek farklı Reynolds sayılarında analizler yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı çukuru, Zorlanmış taşınım, Isı transferi, Sayısal analiz

SUMMARY

Faster and more efficient cooling of electronic equipment is very important. Because the efficiency and power of these equipment depend on the operating temperature. Working at high temperatures causes poor performance and system malfunctions. Cooling of these systems is carried out by active and passive heat transfer methods. While active methods require external power, passive methods do not require external power. When designing efficient active cooling systems, it is necessary to establish a relationship between flow and fin geometry parameters to maximize heat transfer for minimum fan power and minimum heatsink size. In cases where fast and efficient cooling is desired, forced convection cooling, which is an active method in heat pits used to cool these equipment, is common. Heat transfer in different fin geometries such as circular, square and rectangular is a subject that has been studied in detail. In recent years, rectangular-section winglets have become the most preferred wing profiles due to their ease of production, low cost and high efficiency. In this study, the thermal performances of rectangular cross- section fins were examined under forced convection conditions and low Reynolds numbers. Low Reynolds numbers have been shown to be a typical feature of many industrial applications, so operation at low Reynolds numbers is targeted. Analyzes were made for hydraulically and thermally fully developed flow conditions. In this context, analyzes were carried out at different Reynolds numbers by changing the number of wings and wing height so that the wing heat transfer surface area was kept constant while the wing lengths were kept constant.

Key Words: Heat sink, Forced convection, Heat transfer, Numerical analysis

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimimde büyük emekleri olan, tez çalışmamda bilgi ve deneyimleriyle bana yol gösteren, değerli tez danışmanım Doç. Dr. Özge ALTUN'a, ve tez sürecimde bana destek olan ikinci tez danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Zerrin SERT'e teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemi sağlayan, her zaman yanımda olan, haklarını hiçbir zaman ödeyemeyeceğim sevgili annem, babam, ve bu süreçte bana destek olan arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ VE AMAÇ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
3. ISI ÇUKURUNDA ISI GEÇİŞİ	14
3.1.Kanatlarda Isı Geçiş Denklemleri	15
3.1.1. Sonsuz Uzun Kanat ($T_{kanat\ ucu}=T_{\infty}$)	18
3.1.2. Kanat Uç bölgesinde İhmal Edilebilir Isı Kaybı (Adyabatik Kanal Ucu, $Q_{kanat\ ucu}=0$).....	19
3.1.3. Kanat Ucundan Taşınım İle Isı Transferi	22
3.2. Kanat Verimi	24
3.3. Kanat Etkinliği.....	29
3.4. Uygun Kanat Uzunluğu	33
3.5. Toplam Isı Transfer Katsayısı.....	35
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)	36
4.1. Yönetici Denklemler.....	36
4.2. Çözüm Basamakları.....	37
4.3. Ağ Kalitesi ve Ağdan Bağımsızlık	39
4.3.1. Ağ Kalitesi	39
4.3.2. Ağdan Bağımsızlık.....	39
4.4. Sınır Şartları.....	40
5. MATERYAL VE YÖNTEM	41
5.1 . Problem Tanımı ve Matematiksel Model	41
5.2. Sistemin Sınır Şartları.....	44
5.3. Nümerik Çözüm ve Doğrulama	46
6. BULGULAR VE TARTIŞMA	50
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	62
KAYNAKLAR DİZİNİ	64

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Yeni plaka kanatlı ısı çukuru modelleri.....	6
2.2. Sayısal analizi yapılmış geometriler.....	6
2.3. Analitik modeli geliştirilen sistemin şematik gösterimi	7
2.4. Deneysel çalışmada kullanılacak olan numuneler.....	9
2.5. Çalışılan kanat geometrisi	10
2.6. Tasarlanan ısı çukurları için Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi	11
2.7. Sayısal analizleri yapılan pin kanatlı ısı çukuru geometrileri.....	12
2.8. 1 m/s hızdaki farklı pimli ısı çukuru tasarımlarının sıcaklık dağılımı.....	13
3.1. Kanat profil yapıları.....	15
3.2. Kanatta enerji dengesi	16
3.3. Üniform kesitli uzun dairesel kanat uzunluğunca sıcaklık değişimi	20
3.4. L uzunluğa sahip gerçek bir kanatla, L_c uzunluğuna sahip kanadın şekli.....	22
3.5. Kanatsız yüzey (a) ve sabit kesitli kanatlı yüzey (b) gösterimi.	25
3.6. Bir kanadın gerçek ve ideal sıcaklık dağılım örneği.	26
3.7. Dikdörtgen, üçgen ve parabolik kesitli düz kanatlarda verim	29
3.8. Sabit kalınlıklı dairesel kanatlarda verim.	30
3.9. Üç kanada sahip dikdörtgen yapıya sahip değişik yüzey alanları	32
3.10. Kanat uzunluğunca giderek azalan taşınım ile ısı transferi	33
3.11. Düzlemsel duvarda ısı dirençlerinin gösterimi.	35
4.1. 2 boyutlu ve 3 boyutlu modele ait hücreler	38
5.1. Sistem geometrisinin tanımlanması.....	42
5.2. Ağ yapısı.....	46
5.3. Hava hızına bağlı maksimum sıcaklığın değişimi.	47
5.4. Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının değişimi.	48
5.5. Farklı çözdürü metotlarının kıyaslanması.	49
5.6. Ağdan bağımsızlık.....	49
6.1. Isı taşınım katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi	51

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.2. Isıl direncin Reynolds sayısına göre değişimi kalınlığı.....	53
6.3. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi	55
6.4. Isı çukuru tasarımlarının (a) Isı transfer katsayısı, (b) Termal direnç ve (c) Sürtünme faktörleri açısından karşılaştırılması.	57
6.5. $Re=500$ ve $Re=3000$ için tüm durumların ısı transfer verimlilik oranının değişimi. ...	58
6.6. Durum 2 ve Durum 4'teki sıcaklık dağılımlarının üstten görünümü.	59
6.7. Durum 2 ve Durum 4'ün z yönünde üç farklı kesitte sıcaklık dağılımları	60
6.8. Durum 1 ve Durum 2 için elde edilen yeni korelasyon ve CFD analiz sonuçlarının karşılaştırılması.	61

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Analizi yapılan geometrinin özellikleri	6
2.2. Analitik modellerinde kullanılan geometri parametreleri	7
2.3. Çalışılan kanatların boyutları.....	10
3.1. Genel kanat tiplerinin verimleri ve yüzey alanları	28
3.2. Belirli bir boya sahip kanattaki ısı transferinin, sonsuz boydaki kanada göre karşılaştırılması	34
5.1. Ele alınan ısı çukurun geometri parametreleri.....	42

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A_b	Kanat tabanı kesit alanı, m^2
A_c	Kanat kesit alanı, m^2
A_s	Kanattan ısı transfer yüzey alanı, m^2
A_{kanat}	Kanadın toplam yüzey alanı, m^2
$A_{kanatsız}$	Yapının kanat olmayan bölümünün alanı , m^2
A_s	Yüzey alanı, m^2
b	Taban Yüksekliği, mm
c_p	Özgül ısı, J/kgK
C	Isıl kapasite debisi, W/K
D	Çap, mm
d	Karakteristik kanat kalınlığı, m
D_h	Hidrolik çap, mm
F	Fanning sürtünme faktörü
F_d	Akış derinliği, mm
F_p	Kanat adımı, mm
H	Kanat yüksekliği, mm
h	Taşınım ısı transfer katsayısı, W/m^2K
I	Bessel fonksiyonu $I(x)$
k	Isıl iletkenlik, W/mK
K	kelvin, Sıcaklık ölçü birimi,
K	Bessel fonksiyonu $K(x)$
L	Gerçek kanat uzunluğu, m
L_c	Düzeltilmiş kanat uzunluğu, m
M	metre
$\dot{m}_h$	Sıcak akışkanın debisi, kg/s
$\dot{m}_c$	Soğuk akışkanın debisi, kg/s

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
ν	Kinematik viskozite, m^2/s
N	Kanat sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
p	Çevre, m
P	Basınç, Pa
Re	Reynold Sayısı
ρ	Akışkanın yoğunluğu, kg/m^3
T	Sıcaklık, K veya $^{\circ}C$
t	Kanat kalınlığı mm
T_s	Yüzey sıcaklığı, K veya $^{\circ}C$
T_{∞}	Çevre ortam sıcaklığı, K veya $^{\circ}C$
U	Toplam ısı transfer katsayısı, W/m^2K
$\dot{Q}$	Isı transfer hızı, kW
$\dot{Q}_{iletim}$	İletimle ısı transfer hızı, kW
$\dot{Q}_{iletim,x}$	x mesafesinde hacim elemanının içine olan ısı iletim hızı, kW
$\dot{Q}_{iletim,x+\Delta x}$	mesafesinde elemandan dışarı olan ısı iletim hızı, kW
$\dot{Q}_{kanat}$	Kanattan olan gerçek ısı transfer hızı, kW
$\dot{Q}_{kanat, maks}$	Kanattan olan ideal ısı transfer hızı, kW
$\dot{Q}_{taşınım}$	Taşınım ile ısı transfer hızı, kW

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Açıklama

U_c	Akışkanın bir kesitteki maksimum hızı, m/s
$u_{giriş}$	Akışkanın sisteme giriş hızı, m/s
V	Akışkanın hızı, m/s
w	Kanatın uzun kenarı, m
Δ	Sıcaklık farkı, K veya °C
Δb	Kanat tabanıyla akışkan arasındaki sıcaklık farkı, K veya °C
Δx	Kartezyen koordinatlarda x ekseninde konum farkı, m
ϵ_{kanat}	Kanat etkinliği
$\epsilon_{kanat, genel}$	Tüm yüzey için kanat etkinliği
μ	Dinamik viskozite, Pa·s
ΔP	Giriş ve çıkış arasındaki basınç düşüşü, Pa
ΣR	Toplam ısı direnci, K/W
ρ	Yoğunluk (g/cm ³)

1. GİRİŞ VE AMAÇ

Son yıllarda bilgi teknolojilerindeki gelişmeler sayesinde, yüksek performansa sahip hayatımızı kolaylaştıran çalışmalar ile yaşam kalitesi yükselmiştir. Isı transferi üzerindeki mühendisliğin ilerlemesi ve hassas sıcaklık ölçümünden gelen veriler ile birlikte bilgi teknolojilerinde de gelişmeler yaşanmıştır. Bu teknolojiler, nano devreler, mikro veri depolama aygıtları, ısı üreten cihazlar ile dolu büyük veri merkezleri ve bunlar gibi sistemlerden oluşmaktadır. Isı üreten belirtilen kapsamdaki cihazların ebatları gün geçtikçe küçülmektedir. Elektronik cihazların işlevselliği ve hızı arttıkça ısı üretimleri de bu gelişmelere bağlı olarak artmaktadır. Koşdere vd. (2023). Artan hacimsel enerji üretimleri (W/m^3) ile buna bağlı ısı akıları sürekli artmaktadır. Isının ortamdan uzaklaştırılması hem doğada hem de mühendislik uygulamalarında öneme sahip olup sürekli artan ısı akısının etkili ve hızlı bir şekilde uzaklaştırılması, ısı alanında çalışmalar yürüten mühendisler için kritik bir konudur. Özellikle mikro elektronik endüstrisindeki gelişmeler ile ısı akısının sisteme zarar vermeden etkili bir şekilde uzaklaştırılması hayati öneme sahiptir. Mikro elektronik sistemlerin gelişmesi ve boyutlarının küçülmesi konusundaki gelişmeler, bu cihazlardaki ısı akısının en fazla $100 W/cm^2$ olmasının bir göstergesidir. (Bar-Cohen ve Wang, 2012). Havacılık ve uzay sektöründe yer alan ekipmanlarda bulunan elektronik cihazların daha da küçültülmesi yaklaşık $1000 W/cm^2$ gibi bir ısı uzaklaştırma gerekliliğini ortaya koymaktadır (Sadique, Murtaza ve Samsher, 2022). Ayrıca (Nazarian ve Pedram, 2006) tüm elektronik devre arızalarının yarıdan fazlasının ısı sorunlarından kaynaklandığını açıklamışlardır. Güvenilir bir çalışma için sıcaklık uygun bir düzeyde tutulmalıdır.

Isı çukurları kapsamında, havacılık ve uzay sanayisi başta olmak üzere önemli çalışmalar yapılmaktadır. Isı transferini arttırmak için ısı çukurlarında pek çok farklı yöntemler uygulanmıştır. Akış yönü, kanat şekillerindeki farklı tasarımlar, soğutucu akışkanlar gibi birçok konu ele alınmıştır. Bu tasarımlarda ısı çukurları aktif (zorlanmış taşınım) ve pasif (doğal taşınım) ısı transfer yöntemleriyle soğutulmaktadır. Pasif yöntemler için bir dış güç gerekmez iken aktif yöntemler harici bir güç gerektiren

yöntemlerdir. Bu tarz elektronik ve mekanik sistemlerin birçoğu ısı çukuru ve fan yardımıyla zorlanmış ısı taşınımı kapsamında soğutulmaktadır.

Isı çukurları gerek kompakt tasarımlar içerisinde yer alabilme gerek yüzey alanları sayesinde ısı transferindeki verimleri nedeniyle, günümüzde dahi kullanımı yaygın olan, ısı aktarımı sağlayan tasarımlardır. Isının uzaklaştırılmasında etkin rol oynayan ısı çukurlarında, tasarımsal farklılıklar ile optimum ısı akısının analizleri üzerine çalışmalar devam etmektedir.

Bu çalışmada 2023 Ansys- Fluent- R1 yazılımı kullanılarak dikdörtgen plaka kanatlı ısı çukurunda kanat sayısı, kanatlar arası boşluk, kanat yüksekliği ve kanat kalınlığının ısı performansına etkisi ele alınmıştır. Isı çukuru malzemesi olarak 6063- T5 alaşımı tercih edilmiştir. Isı transferi analizinde tasarlanan akışın sıkıştırılmaz ve sürekli olduğu kabul edilmiştir. Analizlerde; hava giriş sıcaklığı, kanat toplam yüzey alanı, ısı çukuruna uygulanan ısı akısı sabit tutulmuştur. 10 farklı tasarıma sahip ısı çukuru ile 6 farklı Reynolds sayısı için hesaplamalar tamamlanmıştır. Analizler 3-boyutlu geometriler üzerinden gerçekleştirilmiştir. Performans parametreleri olarak Nusselt sayısı, toplam kanat etkenliği ve sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir. Bu veriler kullanılarak kanat performansları birbiriyle kıyaslanmıştır.

Yürütülen çalışmada odak noktası, düz plaka kanat düzeninde akışkanın temas yüzey alanının sabit olması sağlanarak zorlanmış taşınımında, çeşitli kanat tasarımlarının ısı transferine etkisinin incelenmesidir. Tasarımı yapılan kanat geometrilerinin ölçüleri (kanat sayısı, kanat yüksekliği, kanatlar arası boşluk ve kanat kalınlığı) ve Reynolds sayısı değiştirilerek bu parametrelerin ısı transferi üzerinde etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Kanat geometri parametreleri ve Reynolds sayısı için ortalama Nusselt sayısı korelasyonu türetilerek, literatüre kazandırılmıştır.

Çalışmanın ikinci bölümünde ısı çukurları ile ilgili literatürde yer alan deneysel ve sayısal çalışmalar incelenmiştir. Üçüncü bölümde genişletilmiş yüzey olan ısı çukurlarında ısı geçişi teorisi yer almaktadır.

Dördüncü bölümde çözüm yöntemi olarak kullanılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) hakkında bilgi verilmiştir. Beşinci bölümde ise tasarlanan sayısal modellerin literatürde yer alan deneysel çalışmalar ile doğrulaması, ağdan bağımsızlık çalışması ve sınır koşullarının belirlenmesi bulunmaktadır. Altıncı kısımda üç boyutlu tasarımların sayısal analizlerden elde edilen bulgular ayrıntılı olarak yer almaktadır. Literatür ile kıyaslaması yapılmıştır. Yedinci bölümde çalışma tamamlanarak elde edilen çıktılar, sonuçlar ve öneriler yer almaktadır.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Soğutma teknolojisinde kullanılan ısı çukurları ile ilgili literatürde yer alan deneysel ve sayısal çalışmalar incelemiştir. Literatürde yer alan çalışmalar ve analizler aşağıdaki başlıklar altında gruplandırılabilir.

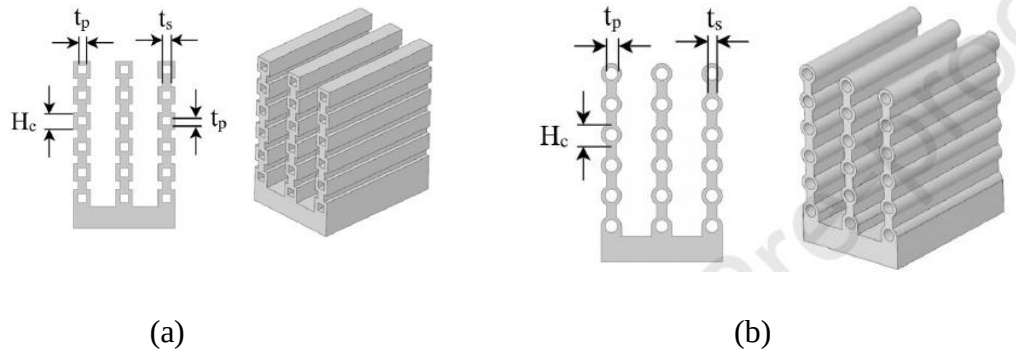
- Kanat şeklinin ısı transferine etkisi,
- Kanatları arasındaki mesafenin ısı transferine etkisi,
- Kanat yüksekliğinin ısı transferine etkisi,

Literatürde incelenen çalışmalarda ısı transferini etkileyen ana parametrelerin; Reynolds sayısı, kanatlar arasında yatay mesafeler, kanat şekilleri, kanat yüksekliği ve akışkan hızı olduğu ve bu parametrelerin ısı transferine etkisinin araştırıldığı görülmüştür.

Altat vd, (2022) plaka kanatlara yuva açılarak basınç düşüşünü minimumda tutmaya çalışıp ısı transferini arttıracak tasarım çalışmalarını hem sayısal olarak hem de deneysel olarak yürütmüşlerdir. Toplamda 11 farklı geometri kullanılmışlardır. Bu geometriler kanatlarda yuva olmayan, kanat aralarında 1 ve 2 adet yuva olan farklı aralıkta tasarlanan geometrilerdir. Çalışmada 24 °C sabit sıcaklıkta üç farklı akışkan hızı için basınç düşüşleri ve Nusselt değerleri incelenmiştir. Tüm hava hızları için tasarladıkları ısı çukurlarını kıyaslamışlar ve üç kanadında 34 mm genişliğe ve 34 mm derinliğe sahip üç adet oyuk bulunan ısı çukuru taban sıcaklığının, düz plaka kanat tasarımından %5,6 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca aynı tasarım için ısı taşınım katsayısının, düz plaka kanat tasarımından ortalama %28,4 daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte, oyukların oluşumu ısı çukuru boyunca hava basıncını düşürmüştür. İncelenen ısı çukurunun basınç düşümünün düz plaka kanat tasarımından %9,3 daha yüksek çıktığı gözlemlenmiştir. Kanatlara oyuk açılması durumunda temas yüzey alanının artması ısı transferine olumlu, basınç düşümü açısından olumsuz yönde etki ettiği görmüşlerdir.

Tariq vd. (2021) plaka kanatlardaki tasarım farklılıklarının ısı transferine ve basınç düşüşüne olan etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Analizlerini yaptıkları iki yeni kanat profili Şekil 2.1’de verilmiştir. Çözümlerini yaptıkları tüm kanatçıkları yüksekliği (H) 34 mm, uzunluğu (L) 34 mm ve kalınlığı (t) 4 mm’dir. Analizler Ansys Fluent paket programını kullanarak yapılmıştır. En düşük basınç düşüşünü geliştirdikleri Şekil 2.2b’de verilmiş olan ikinci kanat profilinde gözlemlemişlerdir. En küçük ön alan, hava akışı yolunda en az sürtünmeye neden olduğu için basınç düşüşü en az olan tasarım sonucuna varmışlardır. Deliklerin ve yuvaların kombinasyonun, ısı taşınım katsayısını artırdığını tespit etmişleri. Re sayısının $13049 \div 52195$ arasında değiştiği durumlar için, Tasarım-1 (Şekil 2.1a) ve Tasarım-2’nin (Şekil 2.1b) ortalama Nusselt sayılarının, düz plaka kanatlı ısı çukurundan sırasıyla ortalama % 26,5 ve % 23,2 daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. CFD modelinden elde edilen sonuçlarla, yuvaları ve delikleri olan yeni kanat yapısının, düz plaka kanatlara göre daha yüksek bir ısı transfer katsayısına sahip olma eğiliminde olduğunu gözlemlemişlerdir. Tasarım- 1’in, taşınımıyla ısı geçişine en fazla maruz kalan yüzey alanına sahip olması nedeniyle en yüksek ısı transfer katsayısına sahip olduğunu gözlemlemişleridir. Plaka kanatçıkları boyunca uzanan delikler ve yuvaların (Şekil 2.1a ve Şekil 2.1b), düz plaka kanatlı ısı çukuru göre daha az basınç düşümüne sebep olduğunu ve Tasarım- 1 ve Tasarım- 2’nin basınç düşümlerinin düz plaka kanatlı ısı çukuru basınç düşümünden ortalama olarak sırasıyla %29,1 ve %41,1 daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir. Tasarımların basınç düşümlerinin daha düşük çıkması nedeniyle daha düşük fan gücü ihtiyacı olduğunu tespit etmişlerdir. Şekil 2.1b’de gösterilen ısı çukuru tasarımının en küçük ön alana sahip olması nedeniyle basınç düşümünün de en az olduğunu görmüşlerdir.

Ayrıca delikler ve yuvalar nedeniyle, Tasarım- 1 ve Tasarım- 2’nin düz plaka kanatlara göre, %25 ve %38 daha az kütleye sahip olduğunu ve bu nedenle, yeni kanat yapılarının, düz kanat yapılarına göre nispeten daha hafif olduğunu gözlemlemişlerdir.

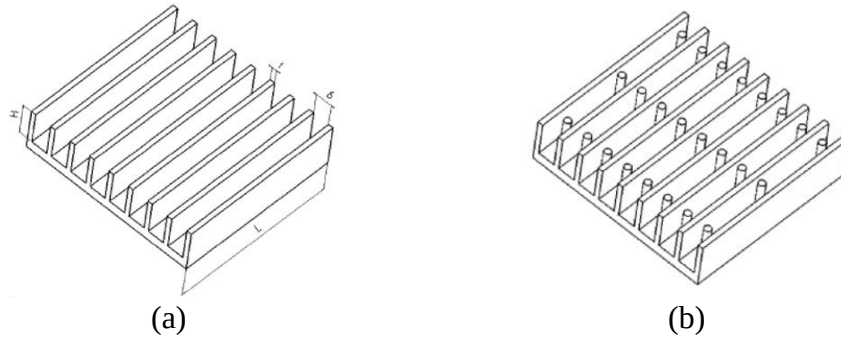


Şekil 2.1. Yeni plaka kanatlı ısı çukuru modelleri a) Tasarım-1, b) Tasarım-2 (Tariq vd. 2021)

Yu vd. (2004) plaka kanatlar ile plaka kanatların aralarına eklenen pinlerin ısı transferine olan etkisini sayısal olarak incelenmişlerdir. Şekil 2.2’de analizi yapılan geometri verilmiştir.

Çizelge 2.1. Analizi yapılan geometrinin özellikleri (Yu vd. 2004).

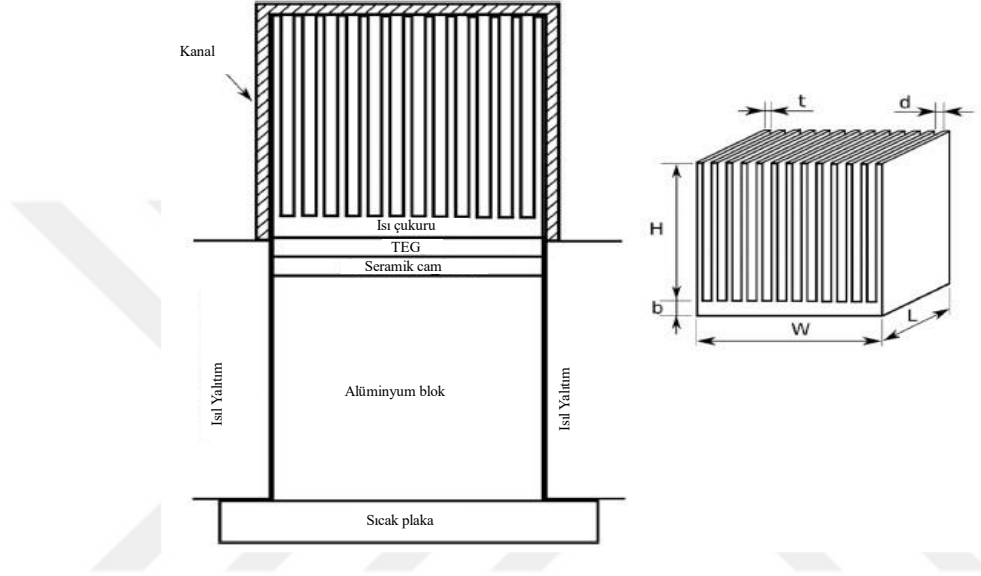
Kanat uzunluğu, L(mm)	Kanat yüksekliği, H (mm)	Kanat sayısı, N	Kanat kalınlığı, t (mm)	Pin çapı, D (mm)
51	10	9	1.5	2



Şekil 2.2. Sayısal analizi yapılmış geometriler a) Düz plaka kanat, b) Pin eklenmiş plaka kanat (Yu vd. 2004).

Eşit akış hızı altında yürütülen bu çalışmada pin eklenmiş tasarımın, düz plaka kanatlı tasarıma göre ısı transferinde %30 oranında daha verimli olduğu gözlenmiştir.

Pujol vd. (2022) zorlanmış taşınımında plaka-kanatlı ısı çukuruна sahip tek bir ticari termoelektrik jeneratör (TEG) modülünün elektrik, termal ve hidrolik davranışı için analitik bir model geliştirilmişlerdir. Geliştirdikleri modelden elde edilen verileri doğrulamak için farklı akış hızlarında deneysel çalışmalar yapmışlar ve elde ettikleri sonuçları kıyaslamışlardır. Şekil 2.3'te analitik modelini geliştirdikleri geometri, çizelge 2.2' de ise geometriye ait parametreler verilmiştir.



Şekil 2.3. Analitik modeli geliştirilen sistemin şematik gösterimi a) Analizi yapılan Termoelektrik Jeneratör (TEG) b) Plaka kanatlı ısı çukuru boyutları (Pujol vd. 2022)

Çizelge 2.2. Analitik modellerinde kullanılan geometri parametreleri (Pujol vd. 2022)

Parametre	Değişken	Birim	Değer
Isı çukuru genişliği	W	m	41.0×10^{-3}
Isı çukuru uzunluğu	L	m	40.5×10^{-3}
Kanat yüksekliği	H	m	36.0×10^{-3}
Taban yüksekliği	b	m	4.0×10^{-3}
Kanat kalınlığı	t	m	1.3×10^{-3}
Kanatlar arası mesafe	d	m	2.0×10^{-3}
Kanat sayısı	n		13

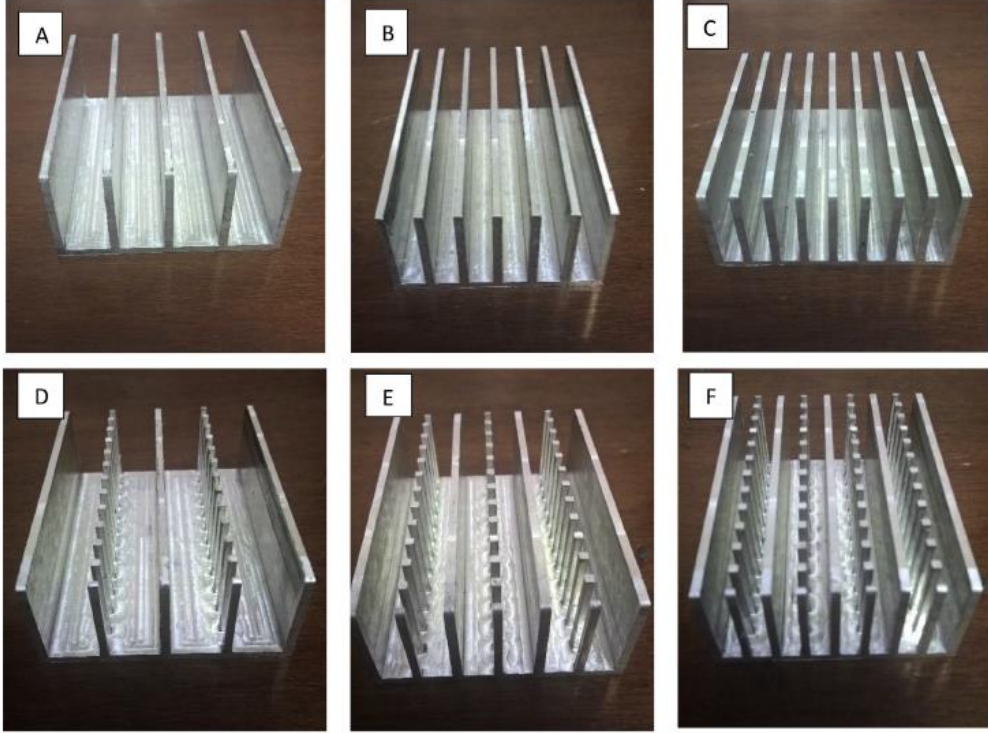
Kullanılan TEG cihazı Şekil 2.3'de şematik olarak verilmiştir. Deney setinde alttaki sıcak plaka, üst yüzünde ısı iletim katsayısı bilinen seramik plaka ile temas halinde olan dikdörtgen bir alüminyum bloğu ısıtmaktadır. Bu seramik plakanın soğuk tarafı aynı

zamanda eşit kesit alanına sahip ticari bir TEG modülünün sıcak tarafıyla da temas halindedir. Son olarak TEG' nin soğuk tarafı, plaka kanatlı ısı çukurunun tabanıyla temas halindedir. Soğutma yöntemi, akışın bir fan tarafından yönlendirildiği kare kesitli bir kanalın içine ısı çukurunun yerleştirilmesiyle elde edilen zorlanmış taşınımıla olmaktadır. Sayısal model oluşturulurken yapılan kabuller; 1) bypass akışının olmaması, 2) düzgün hızda gelen hava, 3) sabit ısıl özellikler, 4) izotermal olmayan kanatçıklar, 5) adyabatik kanat uçları, 6) çevreye ısı geçişinin olmaması, 7) sabit etkili Seebeck katsayısı, 8) her iki TEG tarafında eşit sıcaklıklar, 9) ısı transfer hızına kıyasla çok küçük TEG güç üretimi, (yani, TEG boyunca ısı transfer oranında değişiklik olmaması), 10) sabit fan verimliliği. Tüm analizlerde hava sıcaklığını 24 °C'da sabit tutmuşlardır.

Pujol vd. (2022) sıcak kaynak sıcaklığı, TEG özellikleri ve kanal kesitinin belirli değerleri için net elektrik gücünü optimize eden ısı emici tasarımını (kanat kalınlığı ve kanatçık- kanat mesafesi) belirlemek için modelleme geliştirmişlerdir. Sayısal sonuçlar, plaka kanatlı ısı çukurunun optimal boyutlarının TEG etkin özelliklerine bağlı olduğunu göstermişlerdir. Belirli bir TEG için net çıkış gücü, kanat kalınlığındaki değişikliklerin kanatlar arası boşluğa göre daha az duyarlı olduğunu tespit etmişleridir. İncelenen durumlar için model tarafından tahmin edilen optimal ısı çukuru tasarımlarında, kanatlar arası mesafenin 1 mm, kanat kalınlığının ise 0,32 ve 0,44 mm olduğu görülmüştür. Pujol vd. (2022) yürüttükleri bu çalışmanın sonucunda net çıkış gücünün kanat kalınlığı ile daha az değiştiği, kanatlar arası mesafenin artışı, net çıkış gücünü, kanat kalınlığından daha fazla etkilediğini, termoelektrik sıcak taraftaki sabit bir sıcaklık değeri için, kanat sayısındaki azalma, maksimum net çıkış gücünün azalması üzerinde güçlü etkilere sahip olduğunu görmüşlerdir.

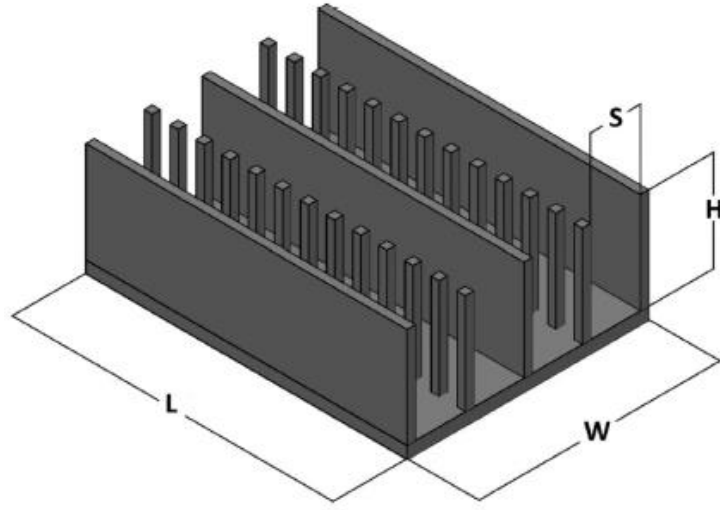
Haghighi vd. (2018) plaka pin-kanat ısı çukuru için doğal taşınımında ısı transfer oranını belirlemek için deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. Plaka pin-kanat temel yapısı esas alınarak, plaka kanatçıkları arasına yerleştirilmiş kübik pinlerden oluşan yeni tip bir plaka kübik pin-kanat ısı çukur tasarlanmış ve üretilmiştir. Şekil 2.4'te deneysel çalışma için üretilmiş olan kanat yapıları verilmiştir. Çalışılan numuneler ait boyutlar ise Şekil

2.5'te verilmiştir. Üretilen numuneler için deneysel çalışmalar yürütülmüş ve plaka kanatlı ısı çukuru için elde edilen sonuçlarla karşılaştırmışlardır.



Şekil 2.4. Deneysel çalışmada kullanılacak olan numuneler (Haghighi vd. 2018)

Deneysel sonuçlara göre, plaka kübik pin-kanat ısı çukurunun ısıl direncinin bir plaka pin-kanattan yaklaşık %12 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca kanat aralığı arttıkça ısıl direncin azaldığı gözlemlenmiştir.

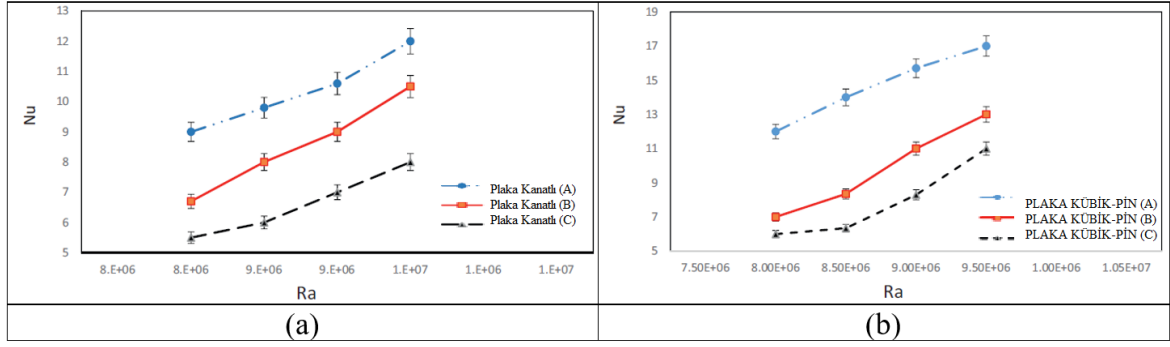


Şekil 2.5. Çalışılan kanat geometrisi (Haghighi vd. 2018).

Çizelge 2.3. Çalışılan kanatların boyutları (Haghighi vd. 2018).

Kanat tipi	Kanat şekli	Kanat sayısı	Kanatlar arası boşluk (mm)	S/H
Tip A	Plaka kanat	5	12	24/90
Tip B	Plaka kanat	7	8.5	17/90
Tip C	Plaka kanat	9	5	10/90
Tip D	Plaka kübik pin-kanat	5	12	24/90
Tip E	Plaka kübik pin-kanat	7	8.5	17/90
Tip F	Plaka kübik pin-kanat	9	5	10/90

Şekil 2.5'te verilen geometriye ait değerler Çizelge 2.3'te özetlenmiştir. İncelenen ısı çukurları içinde yedi kanatlı ve 8,5 mm kanatçık aralığına sahip ısı çukuru, en düşük termal dirence ve en yüksek doğal taşınım ısı transfer katsayısına sahip olduğunu tespit etmişleridir. Şekil 2.6'da plaka kanatlı ısı çukuru ve plaka kübik pin-kanatlı ısı çukuru için Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi grafiksel olarak verilmiştir.

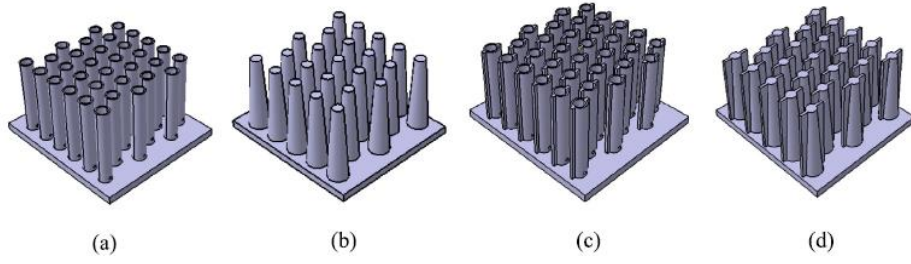


Şekil 2.6. Tasarlanan ısı çukurları için Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi a) Plaka kanatlı ısı çukuru, b) Plaka kübik pin-kanatlı ısı çukuru

Plaka kübik pin-kanatlı ısı çukur ve plaka kanatlı ısı çukuru karşılaştırdığında plaka kübik pin-kanatlı ısı çukurlarının daha yüksek bir ısı transfer hızına ve daha düşük termal dirence sahip olduğu sonucuna varmışlardır.

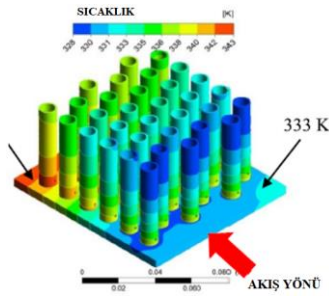
Tijani vd. (2023) yürüttükleri çalışmada, yeni ısı çukuru tasarımları geliştirmişler ve tasarladıkları bu ısı çukurlarının ısı transfer özelliklerini belirlemek için sayısal bir model sunmuşlardır.

Ayrıca farklı ısı çukuru tasarımlarını basınç düşüşünü, termal direnci, taban sıcaklığını ve Nusselt sayısını hidrodinamik ve termal performansları açısından karşılaştırmışlardır. Tasarladıkları ısı çukuru geometrileri Şekil 2.7’de verilmiştir. Tasarladıkları ısı çukurları Delikli İçi Boş Pimli Kanatlı Isı Çukuru (Perforated Hollow Pin-Fin Heat Sink_PHPFHS) ve Koni Pimli Kanatlı Isı Çukuru (Cone Pin-Fin Heat Sink_CPFHS) modelleri ve bu ısı çukurlarının kanatlarına eklenen kanatçıkları içermektedir.

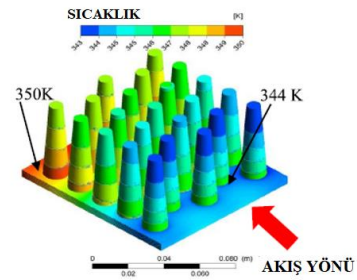


Şekil 2.7. Sayısal analizleri yapılan pin kanatlı ısı çukuru geometrileri a) PHPFHS kanatsız, b) CPFHS kanatsız, c) PHPFHS kanatlı, d) CPFHS kanatsız (Tijani vd. 2022)

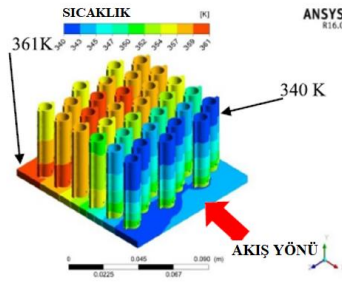
Yapılan analizler sonucunda, pim kanatlarının arkasında oluşan girdap oluşumunun basınç düşüşünün artmasına neden olduğunu ve bunun sonucunda pompalama gücünün de arttığını gözlemlemişlerdir. Sıvının ayrılması ve yeniden bağlanmasının da ısı transferinin artmasına katkıda bulunduğunu tespit etmişlerdir. Yapılan çalışmada ortaya çıkardıkları en bariz bulgu, kanat dizilerinin soğutma akışkanının hareketine karşı direnç oluşturması ve böylece taşınım ısı geçişini önemli ölçüde azaltması nedeniyle, pim kanat sayısının artırılmasının taşınım ısı performansını kötüleştirdiğidir.



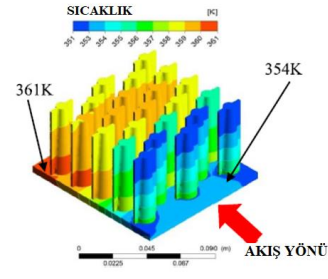
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 2.8. 1 m/s hızdaki farklı pimli ısı çukuru tasarımlarının sıcaklık dağılımı a) PHPFHS kanatsız, b) CPFHS kanatsız, c) PHPFHS kanatlı, d) CPFHS kanatsız (Tijani vd. 2022)

Şekil 2.8’de, önerilen her tasarım modeli için 1 m/s sabit hava hızında akış yönü boyunca sıcaklık dağılımı verilmiştir. Şekil incelendiğinde hem plaka hem de kanatlar için sıcaklık dağılımının girişten çıkışa doğru kademeli olarak arttığını görülmektedir. Örneğin Şekil 2.8 (a)’da, girişteki kanatçıkların ve plakanın ortalama sıcaklığı 333 K civarında iken, plakanın yarısına gelindiğinde yaklaşık 338 K’ye kadar yükseldiği, çıkıştaki kanatçıkların maksimum ortalama sıcaklığının ise yaklaşık 343 K olduğu görülmektedir. Şekil 2.7 (a) ve 2.7(c) karşılaştırıldıklarında pim kanatlarına eklenen kanatçıkların ısı dağılımını önemli ölçüde arttırdığını görmüşlerdir. Bu beklenen bir durumdur çünkü pimlere eklenen kanatçıklar ısı transfer alanındaki artış sağlamıştır. Şekil 2.8b ve 2.8d’de de benzer durum gözlemlenmiştir. Sonuç olarak kanatlı PHPFHS (Şekil 2.7c) ısı çukurunun, ısı transfer performansı açısından diğer tüm modellere göre üstünlük sağladığını gözlemlenmiştir.

3. ISI ÇUKURUNDA ISI GEÇİŞİ

Isı transferi analizlerinin içeriğinde genişletilmiş yüzeylerden ısı geçişi teorisi yer almaktadır. Genişletilmiş yüzeyler tanımı çoğunlukla sınırları dâhilinde iletim ile ısı transferi, sınırları ve ortam arasında taşınım ile ya da ışıınım vasıtasıyla ısı transferi olan katı formda maddeler için kullanılır. Birden çok ısı transferi gerçekleşen durum vardır.

Taşınım ve iletim ile ısı transferinin aynı anda gerçekleştiği farklı durumlar olmasının yanı sıra, en çok karşılaşılan durumlardan biri katı ile ortamdaki akışkan arasında ısı transferini arttırmak amacıyla tasarlanan kanatlı yapılardır. Kanatçıklar çoğunlukla tek parça metalden imal edilmiş, dökülmüş veya kalıptan elde edilmiş plakalar olarak dizilir ve kanat dizisini bir arada tutan bir tabana sahiptir. Bu yapının tabanı, soğutulmasına ihtiyaç duyulan, ısı üreten cihazlara sabitlenir. (bir güç transistörü, mikroişlemci, bilgisayar video kartı vb.) (Lienhard IV-V , 2019). Isı çukuru olarak adlandırılan çeşitli yapılardaki kanatlı tasarımlar elektronik cihazların soğutulmasında oldukça yaygın kullanılmaktadır. Bu cihazların ortaya çıkardığı ısı enerjisi, cihazın soğutulma gereksinimi oluşturmakta ve bu ortaya çıkan ısı, iletim ile ısı transferi sayesinde ısı çukurlarına ve ardından doğal veya zorlanmış konveksiyon ile ısı transferi yoluyla ısı çukurlarından ortamdaki havaya aktarılır.

Ele alınan çalışmada dikdörtgen şeklinde kesitlere sahip ısı çukuruna ait ısı transferi hesaplamaları yapılmıştır. Analiz için ihtiyaç duyulan denklemler; sürekli rejim durumunda sıcaklığı T_{∞} olan ortamda yer alan T_s sıcaklığına sahip yüzeylerden ısı transfer hızı elde edilmektedir.

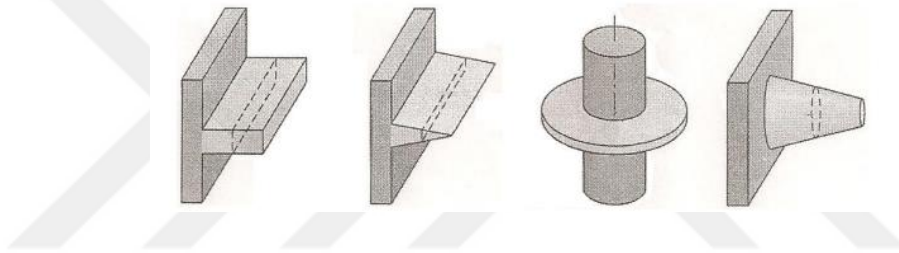
$$\dot{Q}_{\text{taşınım}} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (3.1)$$

Isı transfer hızı, iki farklı yöntem sayesinde artmaktadır. Bu yöntemlerin ilki ısı transferini sağlayan yüzey alanını (A_s), diğer yöntem ise ısı taşınım katsayısını (h) değerini arttırmaktır. Isı taşınım katsayısını arttıracak yöntemler; akışkanı değiştirmek,

hava akış hızını arttırmak amacıyla yapılacak işlemlerden birkaçıdır. Yüzey alanını arttırmak ise ısı transferini arttıracak bir diğer yöntemdir.

3.1.Kanatlarda Isı Geçişi Denklemi

Çalışma içeriği olarak plaka kanatlı ısı değiştiricilerin tasarım ve ısı transferi analizleri yapılmıştır. Bu kısımda ısı değiştiricilerin temel bilgilerine yer verilmiş olup plaka kanatlı tasarımlardaki ısı geçişlerinin teorisi bulunmaktadır. Çoğunlukla kullanılan kanat tipleri Şekil 3.1’de gösterildiği gibi pin şeklinde, düz kanatlar, dairesel kanatlardır (Bergman T. , Lavine, Incropera ve Dewitt, 2006)



Şekil 3.1. Kanat profil yapıları (Incropera vd.2006).

Kanat çözümünde, Kanat içerisinde ısı üretiminin gerçekleşmediği, Isı transferinin sürekli gerçekleştiği kabul edilir. Bunun yanında malzemenin ısı iletim katsayısı değerinin K sabit olduğu kabul edilmektedir. Ayrıca akışkana ait ısı taşınım katsayısının h sabit ve tüm yüzeylerde aynı değerlere sahip olduğu kabul edilmektedir.

Şekil 3.2’de bir kanadın;

$\Delta x = x$ konumunda,

A_c kesit alanı

p çevresi gösterilmiştir. Enerji dengesi denklemi 3.2’de tanımlanmıştır.

$$\dot{Q}_{iletim,x} = \dot{Q}_{iletim,x+\Delta x} + \dot{Q}_{taşınım} \quad (3.2)$$

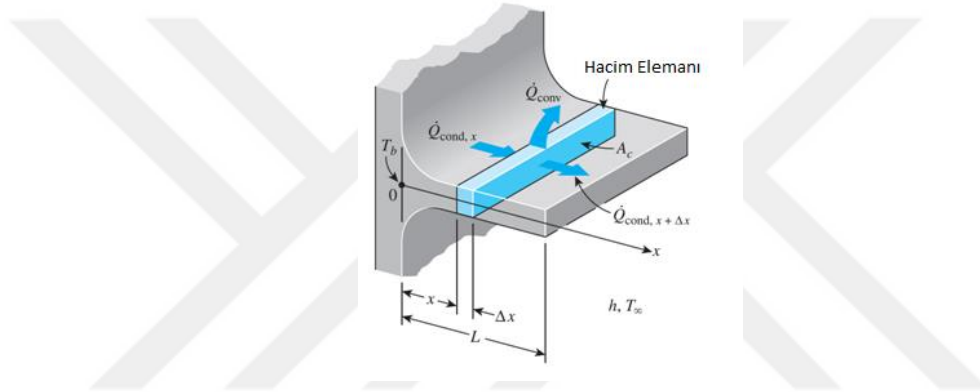
Denklem (3.2)'de hacim elemanının arasında x uzaklığındaki ısı iletim hızı

$\dot{Q}_{iletim,x}$, $x + \Delta x$ uzaklığında elemandan dışarıdaki ısı iletim hızı $\dot{Q}_{iletim,x+\Delta x}$ ve

elemandan kaynaklı ısı taşınım hızı ise $\dot{Q}_{taşınım}$ ile gösterilmektedir. Denklem (3.1)'deki tanımlamada yüzey alanı A_s verisi yerine uzunluk Δx 'in çevre p çarpım değeri konulursa,

$$\dot{Q}_{taşınım} = h(p\Delta x)(T - T^\infty) \quad (3.3)$$

ifadesi oluşur.



Şekil 3.2. Kanatta enerji dengesi (Çengel ve Ghajar, Heat And Mass Transfer, Fundamentals And Applications, 2015)

Denklem (3.3)'teki değerler, Denklem (3.2)'de yerine yazılırsa,

$$\dot{Q}_{iletim,x+\Delta x} - \dot{Q}_{iletim,x} + h(p\Delta x)(T - T^\infty) = 0 \quad (3.4)$$

İfadesine ulaşılır. İki taraf da Δx 'e bölünürse,

$$\frac{\dot{Q}_{iletim,x+\Delta x} - \dot{Q}_{iletim,x}}{\Delta x} + h(p)(T - T^\infty) = 0 \quad (3.5)$$

elde edilir. $\Delta x \rightarrow 0$ için limit uygulandığında,

$$\frac{d\dot{Q}_{iletim}}{dx} + hp(T - T_{\infty}) = 0 \quad (3.6)$$

elde edilmektedir.

Denklem 3.6'ya Fourier ısı iletim kanununun denklemi yazılırsa,

$$\dot{Q}_{iletim} = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (3.7)$$

İfadesi elde edilir.

$$\frac{d}{dx} \left(kA_c \frac{dT}{dx} \right) - hp(T - T_{\infty}) = 0 \quad (3.8)$$

Kanatlarda meydana gelen ısı transferine ait diferansiyel denklem bulunur. Kanadın kesit alanı ve çevresi p çoğunlukla x ' e bağlı bir şekilde değişmektedir; bu durumda diferansiyel denklemin çözümünü zorlaştırır. Sabit bir kesit alanı ve sabit ısı iletkenlik koşulunda (3.8) Denklemi,

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{hp}{kA_c} (T - T_{\infty}) = 0 \quad (3.9)$$

ifadesi elde edilir. Denklem (3.8)' de kesit alanı A_c , p kanat çevresi, x verisi de kanat tabanına olan mesafeyi ifade etmektedir. Burada,

$$m^2 = \frac{hp}{kA_c} \quad (3.10)$$

İle sıcaklık farkı değeri $\theta = T - T_{\infty}$ şeklinde tanımlanırsa,

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0 \quad (3.11)$$

ifadesine dönüşür. Kanat tabanındaki Sıcaklık farkı ise,

$$\theta = T_b - T_{\infty} \quad (3.12)$$

şeklinde tanımlanır. Oluşan diferansiyel denklem, sabit katsayılı lineer ve homojen olması kaynaklı genel çözümü,

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (3.13)$$

ya da

$$\theta(x) = C_3 \sinh(mx) + C_4 \cosh(mx) \quad (3.14)$$

şeklinde belirtilir. Burada C1 ve C2 değerleri denklemin sabitleridir. Bu değerler kanat ucu ve kanat tabanı sınır şartlarıyla bulunur. Kanatların bağlı olduğu yüzeyin sıcaklığı bilinmektedir, Bundan dolayı, kanat tabanında tanımlı sıcaklık şartı bulunur ve Denklem (3.15) ile ifade edilir.

$$\theta(0) = \theta_b = T_b - T_\infty \quad (3.15)$$

Kanat ucunda; sıcaklık, ihmal edilebilir ısı kaybı, taşınım ve ışıınım yaşanabilir.

3.1.1. Sonsuz Uzun Kanat ($T_{\text{kanat ucu}}=T_\infty$)

Sabit kesit alanı bulunan uzun bir kanadın uç noktasındaki sıcaklık, çevre sıcaklığına T_∞ 'a yaklaşır. L uzunluğuna sahip bir kanadın uç sınır şartı;

$$\theta(L) = T(L) - T_\infty = 0 \text{ iken } L \rightarrow \infty \quad (3.16)$$

Olur. e^{-mx} için belirtilen şart sağlanır fakat x değeri artması durumunda çözüm fonksiyonu e^{mx} sonsuza gittiği için bu şartı sağlamaz. Bundan dolayı çözüm e^{-mx} değerinin sabit katından oluşur. Kanat tabanında ($x=0$), θ değerinin θ_b değeri olarak alınmasıyla sabit çarpan değeri elde edilir. Sabit değer θ_b , $e^{-mx} = e^0 = 1$ eşitği göz önünde bulundurulduğunda $\theta(x) = \theta_b e^{-mx}$ değeri elde edilir. Diferansiyel denklemi ve şartlarını sağlayan bu fonksiyonda çözüm; kanat tabanında θ_b 'ye indirgenerek kanat uç kısımlarına doğru sıfıra gider. Bu durum $m = \sqrt{hp / kA_c}$ ve $\theta = T - T_\infty$ verilerini kullanarak kanat uzunluğu boyunca sıcaklıktaki değişimi Denklem (3.17) de belirtilmiştir.

$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = e^{-mx} = e^{-x\sqrt{hp/kA_c}} \quad (3.17)$$

Şekil 3.3'te, sıcaklık değerleri uç kısma doğru ilerlendikçe üstel olarak azalmaktadır. Kanadın tamamında sürekli ısı transfer hızı değeri, Fourier Isı İletim kanunu ile açıklanmıştır.

Bu denklem;

$$= \dot{Q} \text{ uzun kanat} = -kA_c \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} \sqrt{hpkA_c(T_b - T^\infty)} \quad (3.18)$$

3.1.2. Kanat Uç bölgesinde İhmal Edilebilir Isı Kaybı (Adyabatik Kanal Ucu, $Q_{\text{kanat ucu}}=0$)

Kanatların uçlarındaki sıcaklığın, ortam sıcaklığına yakın değerlere gelmesi, kanat uzunluğu kapsamında mümkün değildir. Kanatta meydana gelen ısı transfer, kanadın yüzey alanı ile bağlantılıdır. Çengel ve Ghajar, (2011). Kanadın ucundaki ısı transferi, kanat boyunca olan ısı transferi ile karşılaştırıldığında sonucu etkilemeyecek kadar düşük bir değere sahiptir. Bu durumda uça meydana gelen ısı transferinin, hesaplamalarda ihmal edilebilir olduğunu göstermektedir. Çalışmalarda kanat ucu yalıtılmış ve ısı transferi gerçekleşmiyor şeklinde kabul edilebilir (Yüncü ve Kakaç, 1999). Bu yaklaşımların sonucu olarak kanat ucundaki sınır şartı denklemi;

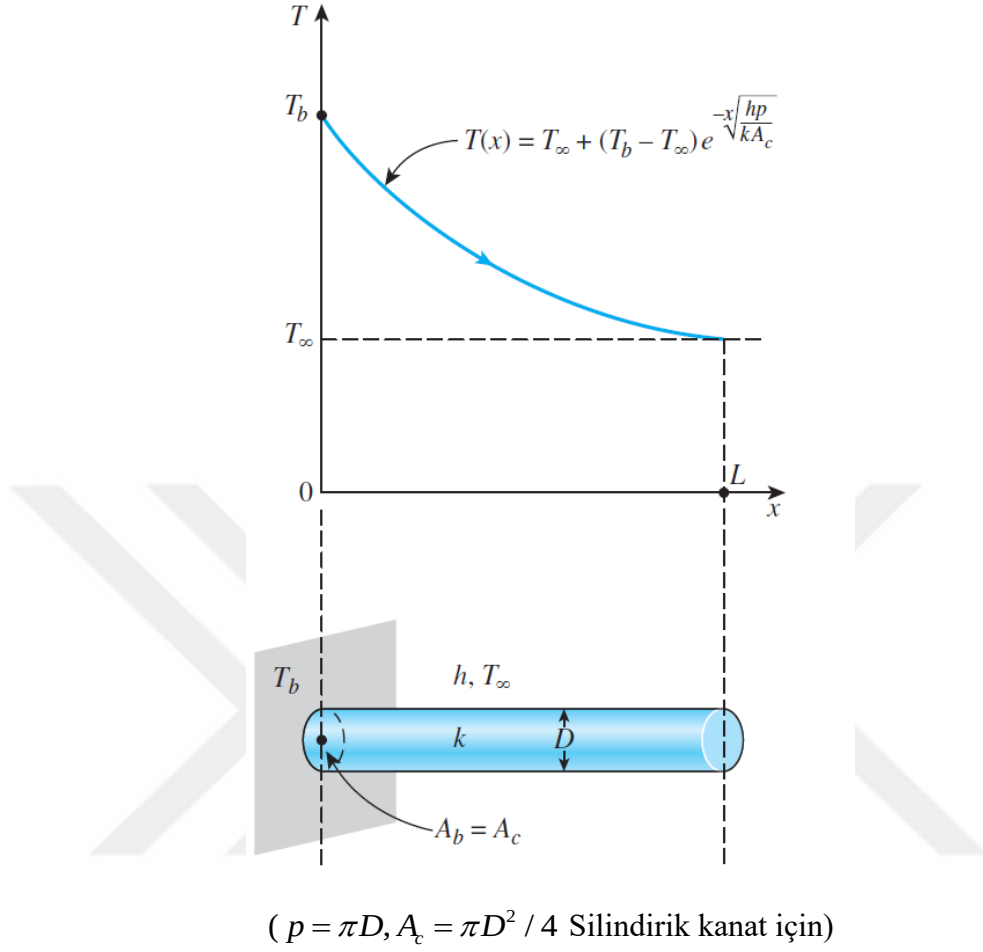
$$\frac{d\theta}{dx} \Big|_{x=L} = 0 \quad (3.19)$$

elde edilir. Kanadın tabanındaki denklem,

$$\theta = T_b - T_\infty \quad (3.20)$$

ifade edildiği şekildedir.

Bu iki denklemin genel çözüme aktarılmasıyla;



Şekil 3.3. Üniform kesitli uzun dairesel kanat uzunluğunca sıcaklık değişimi (Çengel ve Ghajar, 2015)

$$0 = m \left[C_3 \cosh(mL) + \theta_b \sinh(mL) \right] \quad (3.21)$$

$$C_3 = -\theta_b \frac{\sinh(mL)}{\cosh(mL)} \quad (3.22)$$

C_3 genel denklemde yerine yazılarak:

$$\theta_{(x)} = -\theta_b \frac{\sinh(mL)}{\cosh(mL)} \sinh(mx) + \theta_b \cosh(mx) \quad (3.23)$$

$$\frac{\theta_{(x)}}{\theta_b} = \frac{\cosh(mL) \cdot \cosh(mx) - \sinh(mL) \cdot \sinh(mx)}{\cosh(mL)} \quad (3.24)$$

$$\frac{\theta_{(x)}}{\theta_b} = \frac{\cosh[(m(L-x))]}{\cosh(mL)} \quad (3.25)$$

$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh[(m(L-x))]}{\cosh(mL)} \quad (3.27)$$

Ucu yalıtımlı kanatta gerçekleşen ısı transfer hızı, Fourier Kanununu kullanarak aşağıdaki denklem çözümleriyle son halini alır.

$$\dot{Q}_{\text{adyabatik uç}} = -kA_c \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = -kA_c \frac{d\theta}{dx} \Big|_{x=0} \quad (3.27)$$

$$\dot{Q}_{\text{adyabatik uç}} = -kA_c \frac{d}{dx} \left(\theta_b \frac{\cosh[m(L-x)]}{\cosh(mL)} \right) \Big|_{x=0} \quad (3.28)$$

$$\dot{Q}_{\text{adyabatik uç}} = -kA_c \frac{d}{dx} \left(\theta_b \frac{m \cdot \sinh[m(L-0)]}{\cosh(mL)} \right) \Big|_{x=0} \quad (3.29)$$

$$\dot{Q}_{\text{adyabatik uç}} = hP\theta_b \tanh(mL) \quad (3.30)$$

Denklem 3.10'e göre;

$$m = \sqrt{hp / kA_c} \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{\text{adyabatik uç}} = \theta_b \sqrt{hPkA_c} \tanh(mL) \quad (3.31)$$

$$\dot{Q}_{\text{adyabatik uç}} = (T_b - T_\infty) \sqrt{hPkA_c} \tanh(mL) \quad (3.32)$$

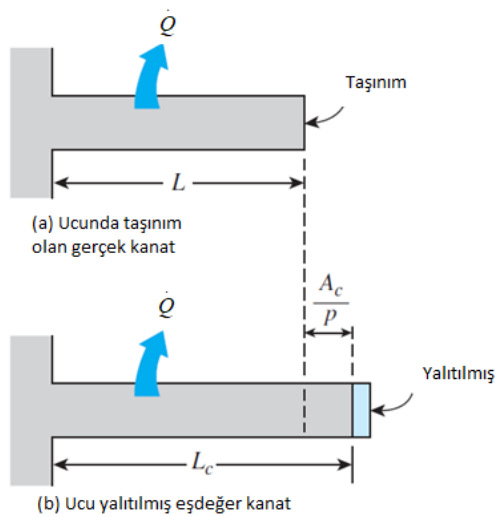
Elde edilir. Yalıtımı yapılan kanat ve sonsuz uzunluktaki kanat arasında $\tanh(mL)$ kadar fark bulunur ve kanat uzunluğu (L) artmasıyla bu faktör 1'e yakın değer alır.

3.1.3. Kanat Ucundan Taşınım İle Isı Transferi

Kanat uçlarında yalıtımın bulunması pratikte mümkün değildir ve ortama açıktır. Bundan dolayı kanat uçları için doğru sınır şartı, ışınlım ile ısı transferini de kapsayan taşınımdır.

Bu durumda, kanat ucunda taşınım denklemleriyle çözüm yapılabilir; fakat bu durumda çözümleme daha kompleks olmaktadır ayrıca bu durum hassasiyete etkisi oldukça düşüktür. Yine de kanat ucundan ısı kaybını hesaba dahil etmenin kolay yolu denklem (3.33)' de "düzeltilmiş kanat uzunluğu" olarak belirtilmiştir.

$$L_c = L + \frac{A_c}{P} \quad (3.33)$$



Şekil 3.4. L uzunluğunda gerçek bir kanatla, L_c uzunluğunda ucu yalıtılmış Eşdeğer kanadın şekli (Çengel ve Ghajar, 2015)

Şekil 3.4'te kanadın A_c ucundaki kesit alanı ve p çevresidir ve Şekil 3.4'te düzeltilmiş kanat uzunluğu tanımlanmıştır. Denklem 3.33, çevre boyu ile çarpılırsa;

$A_{\text{düzeltilmiş}} = A_{\text{kanat(yanal)}} + A_{\text{uç}}$ denklemi oluşturulur. Bu durum ise yalıtılmış kanat boyu aracılığıyla elde edilen kanat alanının, gerçek (yalıtılmamış) kanat alanı ve kanat ucundaki alanının toplamına eşit olduğu göstermektedir. Düzeltilmiş boy yaklaşımı, kanat

ucunda ve sıcaklık değişimi küçük olduğunda ($mL \geq 1$) ve kanadın ucundaki ısı transfer katsayısı, kanadın yanal yüzeydeki ısı transfer katsayısı eşit olduğunda katsayı değeri iyi sonuçlar ortaya koymaktadır. Bundan dolayı kanadın uç kısımlarında taşınım ile ısı transferi gerçekleşen yapılar, denklem (3.19) ve denklem (3.21b)' deki gerçek kanat uzunluğu L yerine, L_c yazılarak uç kısmı yalıtımlı kanat şeklinde hesaplanabilir. (Çengel ve Ghajar, 2011)

Dikdörtgen ve silindirik kanat tasarımlarına sahip düzeltilmiş uzunlukların hesaplaması, dikdörtgen şeklindeki kanat ucunun uzun kenarı w , kısa kenarı t , silindirik kanat ucunun çapı D olarak değerlendirildiğinde,

$$L_{c \text{dikdörtgen kanat}} = L + \frac{A_c}{p}, \quad (3.34)$$

$$L_{c \text{dikdörtgen kanat}} = L + \frac{wt}{2(w+t)} \quad (3.35)$$

t değeri çok küçük olduğundan, paydada ihmal edilebilir.

$$L_{c \text{dikdörtgen kanat}} = L + \frac{t}{2} \quad (3.36)$$

$$L_{c \text{silindirik kanat}} = L + \frac{A_c}{p} \quad (3.37)$$

$$L_{c \text{silindirik kanat}} = L + \frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\pi D} \quad (3.38)$$

$$L_{c \text{silindirik kanat}} = L + \frac{D}{4} \quad (3.39)$$

şeklinde oluşturulabilir.

3.2. Kanat Verimi

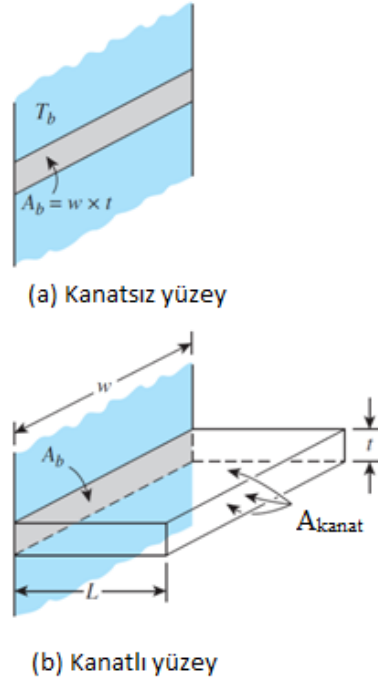
Ortam sıcaklığı T_{∞} olan, düz duvar yüzeyi T_b sıcaklığında bir deney düzeneği alınırsa; Yüzeyden ortama gerçekleşen ısı akışı, ısı transfer katsayısı h olan taşınım ile geçmektedir. Isı transferine ışıının etkisi, ısı taşınım katsayısı h içerisinde denkleme dahil edilir ise, alanı A_s olan yüzeyden ısı transferi;

$$Q = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (3.40)$$

formülüyle hesaplanır. Işınım ihmal edilir.

Bir yüzeye L boyunda, $A_c = A_b$ sabit kesit alanına sahip bir kanat şekil 3.5'te gösterilmiştir. Isı, yüzeyden kanatlara iletim yolu ile, kanattan ortama ise aynı ısı transfer katsayısıyla (h) ortama aktarılır. Kanat sıcaklığı, tabanında T_b 'dir. Kanadın uç kısmına doğru giderek azalır. Kanat yüzeyinden, kanadın uç kısmına doğru gidildikçe, ortam ile yüzey arasında sıcaklık farkı azalması kaynaklı taşınım ile ısı transferi de azalmaktadır.

Kanatların kesit alanları fazlasıyla düşüktür, bundan dolayı her kesitte sıcaklığın üniform olduğu kabul edilebilir. Hesaplamanın daha kolaylaştırılması amacıyla, kanadın gerçek boyu yerine, kanat ucu yalıtılmış kanat yapısı kabul edilerek tasarlanan düzeltilmiş boy kullanılabilir. (Çengel ve Ghajar, 2011)



$$A_{kanat} = 2 \times w \times L + w \times t$$

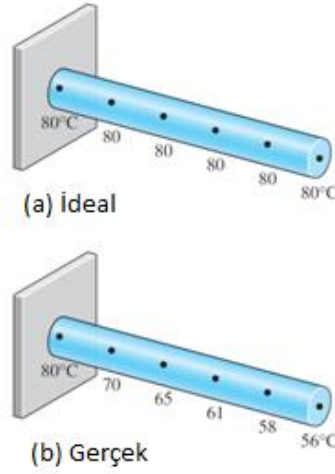
$$\cong 2 \times w \times L$$

Şekil 3.5. Kanatsız yüzey (a) ve sabit kesitli kanatlı yüzey (b) gösterimi. (Çengel ve Ghajar, 2011)

Kanat sıcaklığı, taban noktasında T_b üniformdur. Bu durum sonsuz iletkenlik yani ısı direnç olmama durumu ile mümkündür. ($k \rightarrow \infty$) Bu koşullarda ısı transferi maksimum seviyede olur. Denklemi ise;

$$\dot{Q}_{kanat,maks} = hA_{kanat} (T_b - T_{\infty}) \quad (3.42)$$

Kanat sıcaklığı, uç kısma gittikçe gerçek sistemlerde azalır. Haliyle ısı transferi azalır. Bunun sebebi ise $T(x) - T_{\infty}$ sıcaklık farkıdır.



Şekil 3.6. Bir kanadın gerçek ve ideal sıcaklık dağılım örneği. (Çengel ve Ghajar, 2015)

Şekil 3.6'da da belirtildiği şekilde kanat boyunca sıcaklıktaki düşüşün, ısı transferine olan etkisini hesaba dahil etmek için kanat verimi,

$$\eta = \frac{Q_{kanat}}{Q_{kanat,maks}} = \frac{\text{kanattan olan gerçek ısı transfer hızı}}{\text{Kanatın tamamı taban sıcaklığında olsaydı kanattan olacak ideal ısı transfer hızı}} \quad (3.43)$$

olmaktadır. Denklem çözümleme süreci devam ettirildiğinde,

$$\dot{Q}_{kanat} = \eta_{kanat} \dot{Q}_{kanat,max} = \eta_{kanat} h A_{kanat} (T_b - T_{\infty}) \quad (3.44)$$

şeklinde olur. Kanadın toplam yüzey alanı A_{kanat} olarak ifade edilmektedir. Bu bağıntıda, kanat verimi bilindiği takdirde ısı transferi elde edilebilir.

Sabit kesit alanına sahip, uç kısmı yalıtılmış kanat ve çok uzun kanatlı yapılara ait kanat verimi,

$$\eta_{uzun\ kanat} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{kanat,max}} = \frac{\sqrt{hp k A_c} (T_b - T_\infty)}{h A_{kanat} (T_b - T_\infty)} = \frac{1}{L} \sqrt{\frac{k A_c}{hp}} = \frac{1}{mL} \quad (3.45)$$

ve

$$\eta_{uzun\ kanat} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{kanat,max}} = \frac{\sqrt{hp k A_c} (T_b - T_\infty) \tanh mL}{h A_{kanat} (T_b - T_\infty)} = \frac{\tanh mL}{mL} \quad (3.46)$$

Olmaktadır. $A_{kanat} = pL$ denklemi sabit kesitli kanatlarda geçerli olmaktadır. Denklem. 3.46'da taşınımın olabileceği farklı kanatlar için, L kanat boyu değeri yerine, L_c düzeltilmiş kanat boyu değerleri kullanılabilir.

Farklı kesitlerde olan kanat yapıları için kanat verimlerine ait denklemler, Çizelge 3.1'de gösterilmiştir. Tabloda belirtilen formüllerde I ve K değerleri; modifiye Bessel fonksiyonlarıdır. Yüzeyleri düz kanatlı yapılar için Şekil 3.7'de, sabit keside sahip dairesel yüzeydeki kanatlı yapılar için ise Şekil 3.8'de belirtilmiştir. Geneline kanat kalınlığı t , kanat uzunluğu L 'ye oranla çok küçük değerlerde olmasından dolayı kanat ucundaki alan ihmal edilebilir.

Yapıları kendi aralarında değerlendirecek olursak üçgen ve parabolik kesitlere sahip kanatların diğer yapılara göre daha az malzeme içermesi ve dikdörtgen kesite sahip kanatlı yapılardan daha verimli olduğu söylenebilir. Bu durumda düşük ağırlık gerektiren tasarım ve kullanımlar için üçgen ve parabolik kesite sahip yapılar daha uygun bir tercih olmaktadır.

Kanatlı yüzeylerin tasarımında dikkat edilmesi gereken en önemli parametrelerden biri, tasarıma uygun L kanat uzunluğunun doğru belirlenmesidir. Kanat uzunluğu arttıkça ısı transfer alanı da artacağı için ısı transfer hızı da aynı şekilde artacaktır. Fakat ısı transferini arttırmak için seçilen uzun kanat, normalden daha fazla ağırlığa ve akışkan

sürtünmesine neden olacağı için, ısı transferinde oluşan kazanç ek maliyetin önüne geçmedikçe, kanat boyunu belli bir değerin üzerine çıkarmak mantıklı değildir. Öte yandan kanat boyu artarken, kanadın sıcaklığı da azalacağından, kanat verimini olumsuz etkileyecektir. Kanatlı yapıların verimleri genellikle %90'ı aşmaktadır.

Çizelge 3.1. Genel kanat tiplerinin verimleri ve yüzey alanları. (Çengel ve Ghajar, 2015)

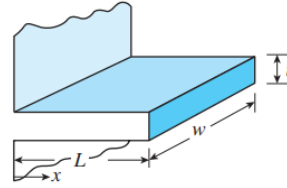
DÜZ DİKDÖRTGEN KANATLAR

$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$L_c = L + t/2$$

$$A_{fin} = 2wL_c$$

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

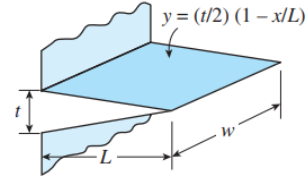


DÜZ ÜÇGEN KANATLAR

$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$A_{fin} = 2w\sqrt{L^2 + (t/2)^2}$$

$$\eta_{fin} = \frac{1}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_1(2mL)}$$



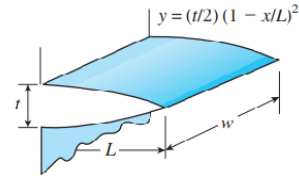
DÜZ PARABOLİK KANATLAR

$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$A_{fin} = wL[C_1 + (L/t)\ln(t/L + C_1)]$$

$$C_1 = \sqrt{1 + (t/L)^2}$$

$$\eta_{fin} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL)^2 + 1}}$$



DİKDÖRTGEN PROFİLLİ DAİRESEL KANATLAR

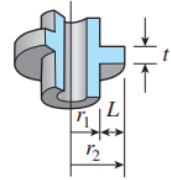
$$m = \sqrt{2h/kt}$$

$$r_{2c} = r_2 + t/2$$

$$A_{fin} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$\eta_{fin} = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$$

$$C_2 = \frac{2r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2}$$



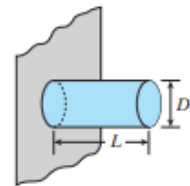
DİKDÖRTGEN PROFİLLİ İĞNE KANATLAR

$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$L_c = L + D/4$$

$$A_{fin} = \pi DL_c$$

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$



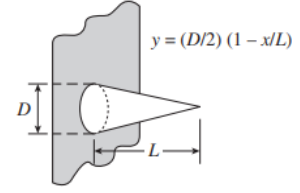
ÜÇGEN PROFİLLİ İĞNE KANATLAR

$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$A_{\text{fin}} = \frac{\pi D}{2} \sqrt{L^2 + (D/2)^2}$$

$$\eta_{\text{fin}} = \frac{2}{mL} \frac{I_0(2mL)}{I_1(2mL)}$$

$$I_2(x) = I_0(x) - (2/x)I_1(x) \text{ where } x = 2mL$$



PARABOLİK PROFİLLİ İĞNE KANATLAR

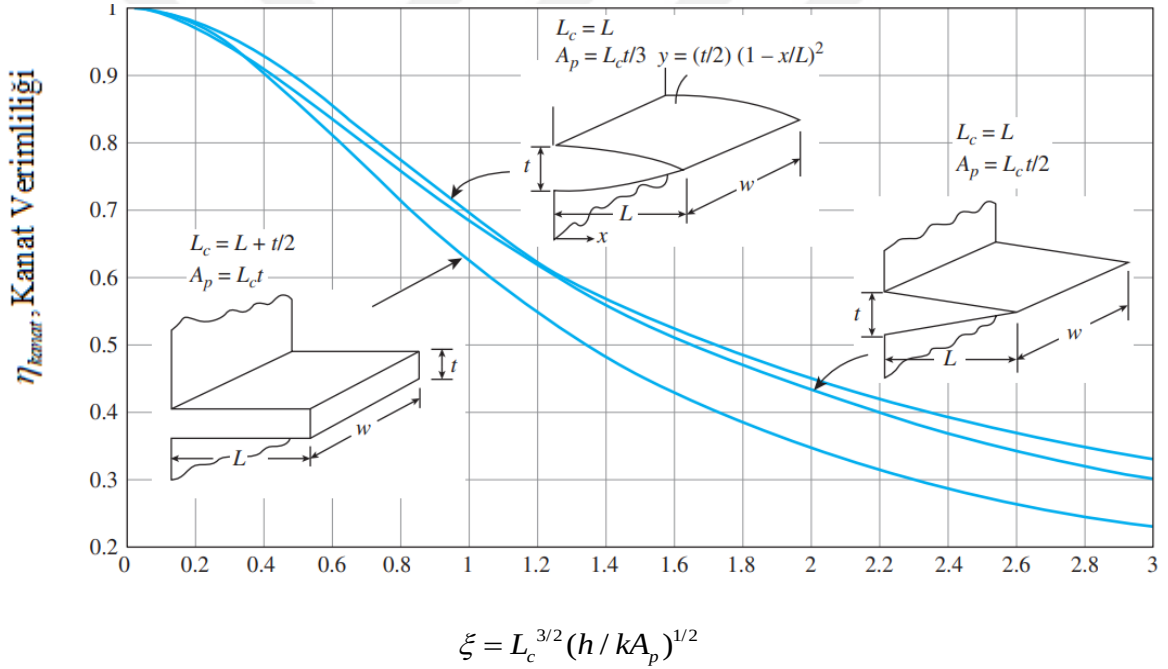
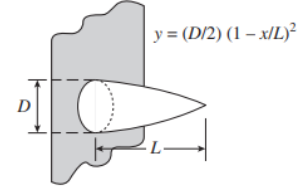
$$m = \sqrt{4h/kD}$$

$$A_{\text{fin}} = \frac{\pi L^3}{8D} [C_3 C_4 - \frac{L}{2D} \ln(2DC_4/L + C_3)]$$

$$C_3 = 1 + 2(D/L)^2$$

$$C_4 = \sqrt{1 + (D/L)^2}$$

$$\eta_{\text{fin}} = \frac{2}{1 + \sqrt{(2mL/3)^2 + 1}}$$



Şekil 3.7. Dikdörtgen, üçgen ve parabolik kesitli düz kanatlarda verim (Çengel ve Ghajar, 2015)

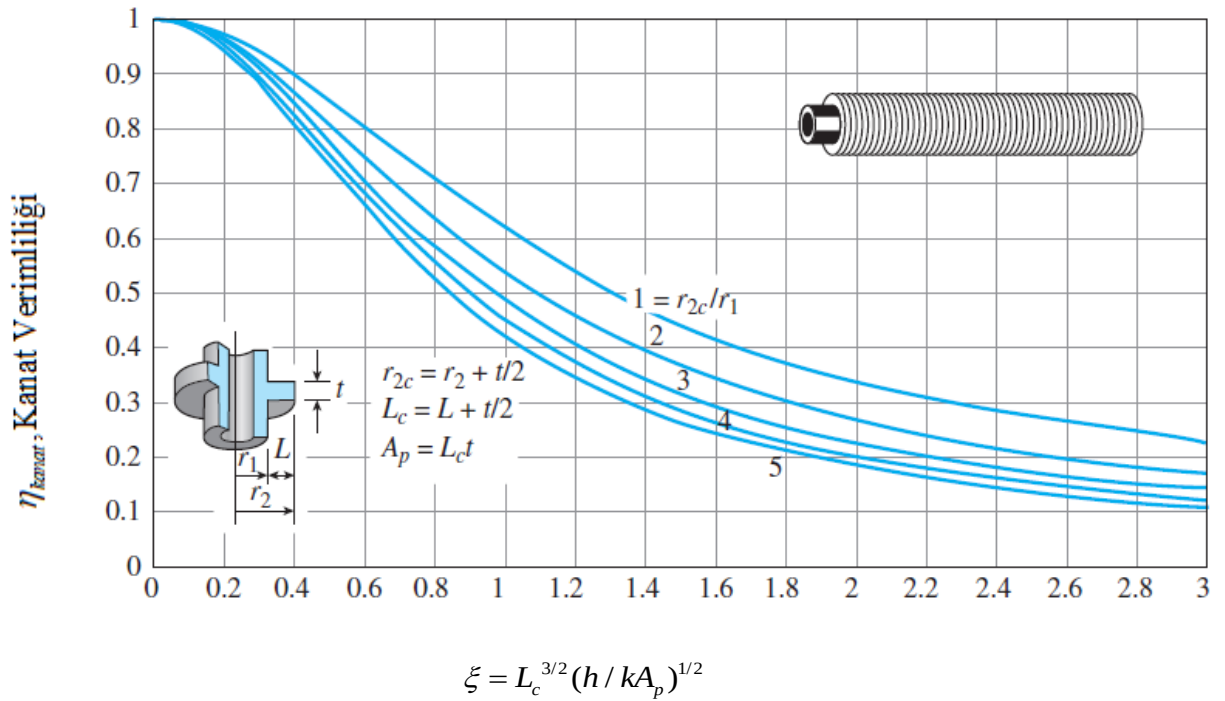
3.3. Kanat Etkinliği

Isı transferini arttırmak amacıyla kanatlar kullanılmaktadır. Kanat kullanmanın getireceği ısı transferindeki iyileşme, maliyet artışından daha etkili bir konumda olması gerekmektedir. Kanat performansı $\varepsilon_{\text{kanat}}$ şeklinde tanımlanmaktadır ve aşağıda denklemi verilmiştir.

$$e_{kanat} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{kanat \text{ yok}}} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{hA_b(T_b - T_{\infty})} = \frac{\text{Taban alanı } A_b \text{ olan kanattan ısı transferi hızı}}{\text{Alanı } A_b \text{ olan yüzeyden ısı transfer hızı}} \quad (3.47)$$

Denklem 3.47’de kanadın kanat tabanındaki kesit alanı A_b , kanat yokken A_b alanında gerçekleşen ısı transfer hızı $\dot{Q}_{kanat \text{ yok}}$ ile gösterilmektedir. Etkinlik değeri $\epsilon_{kanat}=1$ denklemini yüzeydeki kanat sayısının artırılmasının ısı transferine katkı sağlamadığını gösterir;

$\epsilon_{kanat} < 1$ ise ısı transferini düşürecek şekilde bir direnç oluşturur. Fakat $\epsilon_{kanat} > 1$ ise eklenen kanat, ısı transferini artırmaktadır. Kanat kullanımının verimli ve uygun olabilmesi için 1 değerinden yeterince büyük olması gerekmektedir.



Şekil 3.8. Sabit kalınlıklı dairesel kanatlarda verim. (Çengel ve Ghajar, 2015)

Kanat verimi ile kanat etkinliği farklı değerlerdir, yalnız her iki değer de kanat performansı ile ilgilidir. Aralarında,

$$\varepsilon_{kanat} = \frac{Q_{kanat}}{Q_{kanat yok}} = \frac{Q_{kanat}}{hA_b(T_b - T_\infty)} = \frac{\eta_{kanat} hA_{kanat}(T_b - T_\infty)}{hA_b(T_b - T_\infty)} = \frac{A_{kanat}}{A_b} \eta_{kanat} \quad (3.48)$$

denklemini vardır. Böylece her iki veriden bir tanesi bilindiğinde diğer bilinmeyene ulaşılabilir.

Yeterince boyu uzun bir kanada ait ısı transfer denklemi 3.18’te verilmiştir. Bu denklem sürekli koşullarda ve üniform kesit alanına ait kanat için geçerlidir. Belirtilen denklem 3.48’da $\dot{Q}_{kanat}$ yerine yazılarak derlendiğinde ise;

$$\varepsilon_{uzun kanat} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{kanat yok}} = \frac{\sqrt{hpkA_c(T_b - T_\infty)}}{hA_b(T_b - T_\infty)} = \sqrt{\frac{kp}{hA_c}} \quad (3.49)$$

Bağlantısı elde edilmektedir. $A_c = A_b$ olmaktadır ve buradan çıkartılacak sonuçlar;

-Isı iletim katsayısı k değeri mümkün olduğunca büyük değerlere sahip malzeme seçilmelidir. Kullanılan malzemelerin çelik, bakır ve alüminyumdan imal edilmelerinin sebebi bundan dolayıdır. Alüminyum ise düşük maliyetli, hafif ve korozyon direncinin yüksek olmasından dolayı kanat seçimi için oldukça uygun bir malzemedir.

-Kanat çevresinin kesit alanına olan oranı $\frac{p}{A_c}$ olabildiğince yüksek olmalıdır.

-Isı taşınım katsayısının çok düşük olduğu ortamlar, kanat kullanımı için en iyi ortamlardır. Isı transferinin artması ile sıvı yerine gaz ile çevrili bir ortam, zorlanmış taşınım ile ısı transferi yerine doğal taşınım tercih edilirse, kanatlı yapılar için ortam uygun olur. Bundan dolayı yaşantımızda otomobillerin radyatörleri gibi sıvı-gaz ısı eşanjörlerinde kanatların gaz olan bölgeye yerleştirilmesi yaygındır (Çengel ve Ghajar, 2011).

Bir kanatlı yapılarda ısı transfer hızı hesaplanması için, yapının sadece kanatlı bölgesi değil, kanatsız bölgesi de hesaplamalarda yer almalıdır. Kanatlı bir yapının toplam ısı transfer hızı,

$$\dot{Q}_{toplam,kanat} = \dot{Q}_{kanatsiz} + \dot{Q}_{kanat} \quad (3.50)$$

$$= hA_{kanatsiz}(T_b - T_{\infty}) + \eta_{kanat} hA_{kanat}(T_b - T_{\infty}) \quad (3.51)$$

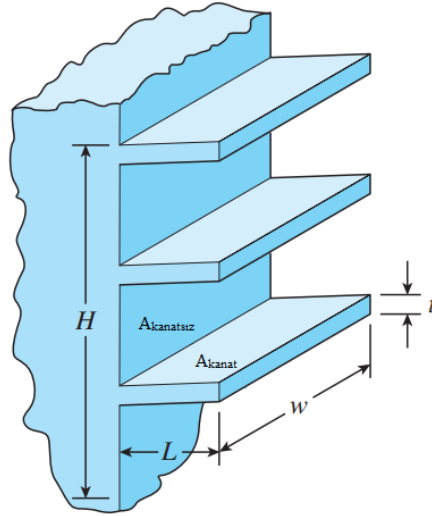
$$= h(A_{kanatsiz} + \eta_{kanat} A_{kanat})(T_b - T_{\infty}) \quad (3.52)$$

olarak yazılır.

Kanatlı yapıya ait toplam ısı transferinin kanatsız eş tasarıma sahip yapıdan olan ısı transferine oranı, kanada sahip yapı için toplam etkinlik değerini göstermektedir,

$$\epsilon_{kanat,genel} = \frac{\dot{Q}_{toplam,kanat}}{\dot{Q}_{toplam,kanat yok}} = \frac{h(A_{kanatsiz} + \eta_{kanat} A_{kanat})(T_b - T_{\infty})}{hA_{kanat yok}(T_b - T_{\infty})} \quad (3.53)$$

Burada $A_{kanat yok}$ kanatsız yüzeyin alanı, A_{kanat} yapıdaki bütün kanatların toplamına ait yüzey alanını ve $A_{kanatsiz}$ yapının kanat olmayan bölümünün alanını belirtmektedir.



$$A_{kanatsiz} = w \times H$$

$$A_{kanatsiz} = w \times H - 3 \times (t \times w)$$

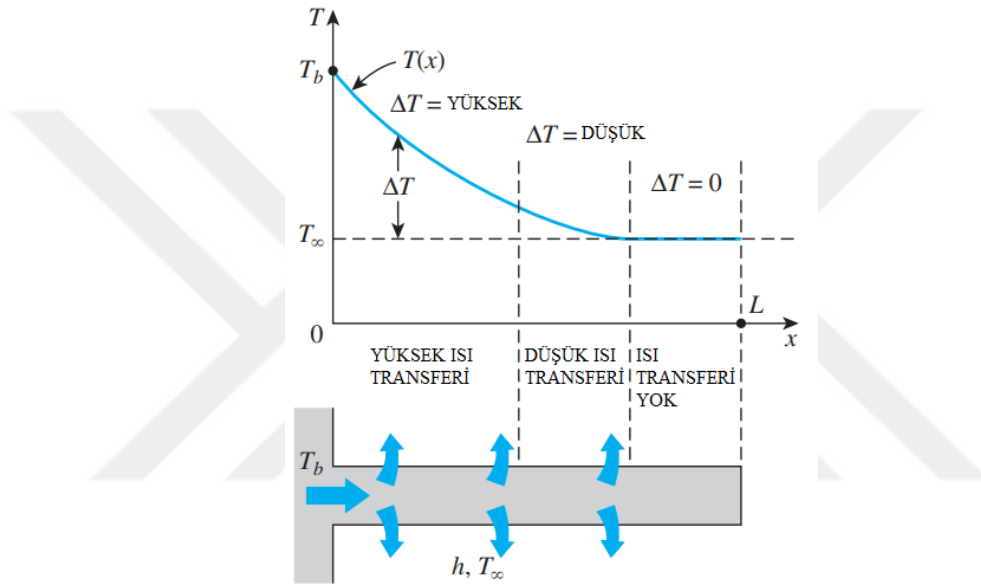
$$A_{kanat} = 2 \times L \times w + t \times w \text{ (tek kanat)}$$

$$\cong 2 \times L \times w$$

Şekil 3.9. Üç kanada sahip dikdörtgen yapıya sahip değişik yüzey alanları (Çengel ve Ghajar, 2015)

3.4. Uygun Kanat Uzunluğu

Kanat boyunu belirlemek, kanat tasarımı için malzeme ve kesit alanından sonra en önemli parametredir. Kanat sıcaklığı, kanat boyunca üstel bir şekilde azalacaktır ve en sonunda ortam ile aynı sıcaklık değerinde olacaktır. Bu yüzden gereksiz uzunlukta bir kanat tasarımı mantıklı değildir. Bu yanlış tasarım, malzeme kaybı, gereksiz ağırlık, ve işletme maliyeti gibi etkenleri olumsuz etkilemektedir. Kanat tasarımının çok uzun olduğu durum şekil 3.10’da ifade edilmektedir.



Şekil 3.10. Kanat uzunluğunca giderek azalan taşınım ile ısı transferi (Çengel ve Ghajar, 2015)

Bir kanadın boyunun uygunluğunu gözlemlemek için, belirli bir boydaki kanatta meydana gelen ısı transferi ile, aynı şartlara sahip sonsuz boyda bir kanatta meydana gelen ısı transferi kıyaslanır. Bu kıyaslama denklem 3.54’te verilmiştir;

$$\text{Isı transferi oranı} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{uzun kanat}} = \frac{\sqrt{hpkA_c}(T_b - T_\infty) \tanh mL}{\sqrt{hpkA_c}(T_b - T_\infty)} = \tanh mL \quad (3.54)$$

El ile hesaplanmış 0-5 arasında ve Çizelge 3.2’de belirtilen mL değerleri için $\tanh mL$ hesaplanmıştır. Çizelge 3.2 de belirtildiği gibi kanatta gerçekleşen ısı transferi bir noktaya kadar mL değeri ile birlikte doğrusal olarak artmaktadır. Ardından $mL=5,0$ değerlerinde sonsuz boydaki kanat değerlerine eşitlenir. Bu veriler ışığında $L = \frac{1}{5}m$ olan

kanat boyları, sonsuz boyda bir kanat olarak değerlendirilebilir. Tablodaki hesaplamalar ışığında kanat boyunu yarıya düşürdüğümüzde ($mL=2,5$) ısı transferindeki azalma yaklaşık %1 bandındadır. Burada belirtilen %1’lik bir ısı transferinin azalması karşılığında kanat uzunluğu ve maliyetinde %50’lik bir azalma ile tasarlanması uygun olacaktır (Çengel ve Ghajar, 2011).

Genel yaklaşımlardan biri de kanat boyunca kanat sıcaklığının tek doğrultuda değişikliğe uğradığının kabulünü içermektedir. Genellikle ince formda kanatları kapsamaktadır. Kalın tasarıma sahip kanatları kapsamayabilir.

Uygulama sürecinde;

$$\frac{h\delta}{k} < 0,2 \quad (3.55)$$

Olduğunda, değerlendirilen tek boyutlu çözümleme yapıldığı için ortaya çıkan hatanın kabul edilebilir kararı için yeterlidir. Denklem içeriğinde belirtilen kanat kalınlığı değeri (δ), dikdörtgen yapıların plaka kalınlığı t , silindirik yapıya sahip kanatlar için D ifadesini almaktadır.

Çizelge 3.2. Belirli bir boyda sahip kanattaki ısı transferinin, sonsuz boydaki kanada göre karşılaştırılması (Çengel ve Ghajar, 2015)

mL	$\frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{uzun kanat}} = \tanh mL$
0,1	0,1
0,2	0,197
0,5	0,462
1	0,762
1,5	0,905
2	0,964
2,5	0,987
3	0,995
4	0,999
5	1

3.5. Toplam Isı Transfer Katsayısı

Isı transferi ile elektrik akımı birbirlerine benzemektedir. Bu benzerlik ısı iletimi ve ısı direnç arasındaki ilişki gibidir (Incropera vd,2006). Toplam ısı direnç $\sum R$ denklem 3.56'da ifade edilmiştir.

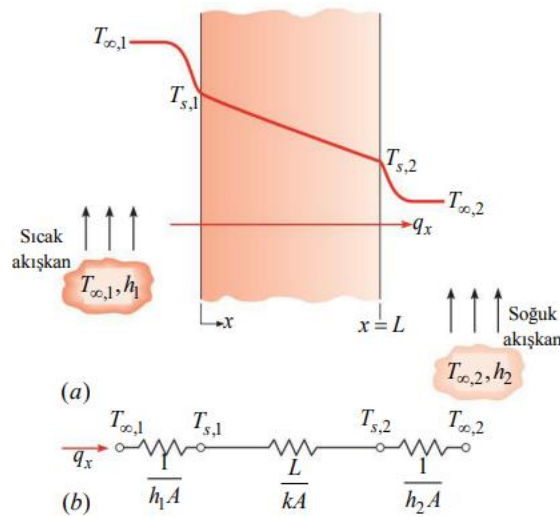
$$\sum R = \frac{1}{h_1 A} + \frac{1}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (3.56)$$

Denklem 3.56'te belirtilen terimler Şekil 3.11 de gösterilmektedir. Toplam direnç $\sum R$ bulunduktan sonra toplam ısı transferi aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır.

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\sum R} \quad (3.57)$$

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (3.58)$$

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta T} = UA = \frac{1}{\sum R} \quad (3.59)$$



Şekil 3.11. Düzlemsel duvarda ısı dirençlerinin gösterimi. (Bergman T. , Lavine, Incropera ve DeWitt, 2011)

4.HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)

Çalışmada yürütülen analizler, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yazılımın hangi denklemleri kullandığını ve bilinmesi gereken temel durumlar bu kısımda aktarılmıştır. Akışkanlar mekaniğinin tasarımında ve analizlerinde iki yöntem vardır. Bunlar deney yapma ve hesaplama. Deneysel çalışmalar yerine hesaplamalar ile analiz yapmak daha masrafsız ve daha kısa sürede yürütülebilmektedir. Fakat deneysel çalışmaların doğruluğu daha çoktur. Öte yandan hesaplama yöntemiyle birlikte hız vektörlerinin ve akım çizgilerinin incelenmesi detaylara ulaşılabilir.

4.1. Yönetici Denklemler

Sıkıştırılamaz, viskoz ve serbest yüzey etkileri olmayan Newton akışkan tipi, Kartezyen koordinatlarda sürekli ve laminar akış için aşağıdaki denklemler kullanılmaktadır.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Navier-Stokes denklemi;

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \Delta P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (4.2)$$

Akışkanın hızı, yoğunluğu dinamik viskozitesi ve basıncı yukarıda belirtilen 4.1 ve 4.2 denklemlerinde yer almaktadır. Navier Stokes denklemleri Kartezyen koordinat sisteminde sıkıştırılamaz akış karakteristiği için aşağıdaki denklemler ile açıklanabilir,

x- bileşeni;

$$\rho \left(\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \quad (4.3)$$

y-bileşeni;

$$\rho \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \quad (4.4)$$

z- bileşeni;

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \quad (4.5)$$

şeklinde denklemler gösterilmektedir.

Enerji denklemi ise;

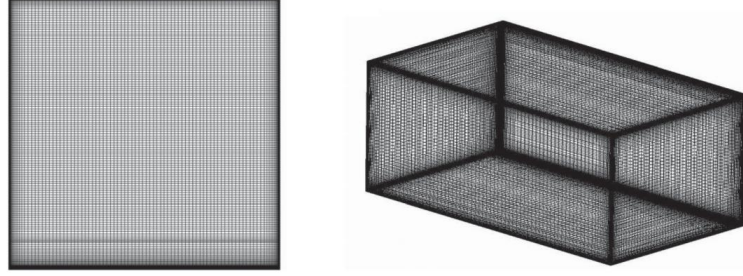
$$\rho c_p \left(u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

4.2. Çözüm Basamakları

Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemlerinin süreklilik çözümlerinde uygulanan adımlar şu şekildedir;

Hesaplama yapabilmek adına bir bölge oluşturulur ve adına ağ ya da ızgara denir. Bu ızgara çok sayıda hücre olarak adlandırılan elemanlara bölünür. Hücreler 2 ya da 3 boyutlu olabilirler. Çözüm süreçlerinde her bir hücrede ayrı ayrı korunum denklemleri çözülmektedir. Hücrelerin yapıları ve kaliteleri çözümün doğruluğunu etkilemektedir.

Bundan dolayı kalitenin yüksek olması çözüm için kritiktir. İki ve üç boyutlu hücre yapıları şekildeki gibidir;



Şekil 4.1. 2 boyutlu ve 3 boyutlu modele ait hücreler (Casado ve Sanchez de la Flor, 2018, s. 553-566)

Sınır şartları hesaplanan bölge iki boyutlu ise kenarlar, üç boyutlu ise yüzeyler belirlenir.

1. Parametreler sayısal olarak tanımlanır, bununla birlikte çözüm algoritmaları da netleştirilir.
2. Malzeme özellikleri belirlenmelidir. Bu değerler; sıcaklık, ısı transferi katsayısı, viskozite vb. Bu özellikler Fluent uygulamasında yüklü bir şekilde de bulunsa da ortam şartlarına göre doğru değerleri programa el ile girmek daha doğru sonuçlar sağlayacaktır.
3. Tüm değişkenlerin başlangıç değerleri iterasyon öncesinde girilir. Sürekli rejim çözümlemelerinde başlangıç değerlerinin doğruluğu çok kritik değildir. Akışkanın sisteme giriş verileri seçilebilir.
4. Başlangıç değerleriyle hücre merkezinde iteratif yöntemle korunum denklemleri çözülür. İterasyon yapıldıkça çözüm doğru değerlere gittikçe yaklaşır. Yaklaşma miktarını tanımlamak amacıyla residual adında terimler kullanılır. Sapma miktarının da tanımıdır diyebiliriz. Doğru yakınsamalar için doğru seçilmiş çözüm algoritmalar ile birlikte kaliteli ızgara yapısı önem arz etmektedir.
5. Yakınsama değerleri elde edildiğinde değişkenlere ait grafikler oluşturulabilir ve işlemlerin sonuçları için hesaplamalar bu değerler ile yapılabilir.

Bu işlemler tamamlandığında ortaya çıkan sonucun doğruluğunun kesinliği olmamakla birlikte süreçleri yürüten kullanıcının bu değerlerin doğruluğunu sorgulayabilecek yeterlilikte olması elzemdir.

4.3. Ağ Kalitesi ve Ağdan Bağımsızlık

4.3.1. Ağ Kalitesi

Sayısal analizler için harcanacak zamandan daha fazlası, doğru ve düzgün ağ yapısı oluşturmak için harcanmaktadır. Deneme yanılma yöntemiyle düzgün ağ yapısına ulaşmak oldukça zaman almaktadır. Fakat güvenilir HAD çözümlerine ulaşmak için kaliteli ağ yapısı üzerinden süreci yürütmek gerekir.

Yürütülen çalışmada yapılan analizler kapsamında hem tetrahedral hem de polyhedral ağ yapısı kullanılmış ve kanat yüzeyleri üzerindeki ortalama Nusselt sayısı değerleri kıyaslanmıştır. Farklı düğüm sayılarına göre yapılan ağdan bağımsızlık çalışmalarından elde edilen analiz sonuçlarına göre 7791822 düğüm noktası sayısından sonra Nusselt sayısı düğüm noktası sayısından çok fazla etkilenmemiştir. Bu yüzden optimum ağ yapısı olarak 9781524 düğüm sayısına sahip ağ yapısı tercih edilmiştir.

4.3.2. Ağdan Bağımsızlık

Yapılan çalışmaların ağdan bağımsızlığını takip etmek oldukça önemlidir. Elde edilen çözümün ağ yapısını ve hücre sayısına bağlı değişip değişmediğini kontrol etmek ağdan bağımsızlığın tanımıdır. Doğru olduğu düşünülen bir çalışmada bile daha ince ve daha kaliteli bir ağ yapısı, sonucun değişmesine sebep olabilir. Burada belirtilen ağdan bağımsızlık durumunun kontrolünü sağlamanın en kolay yolu ise çözünürlüğü her bir ekseninde adım adım arttırmaktır. Örneğin her 1 mm de 1 düğüm denk gelecek şekilde ise, her 0,5 mm de 1 adet düğüm noktasına gelecek şekilde revize edilebilir. Bu durum hem çözüm hem de ağ oluşturma süresini etkileyeceği için bilgisayar performansı da önem arz

etmektedir. Belirtilen şekilde farklı çözümler arasındaki farklar sonuç için imal edilebilir noktaya gelene kadar denenmelidir.

4.4. Sınır Şartları

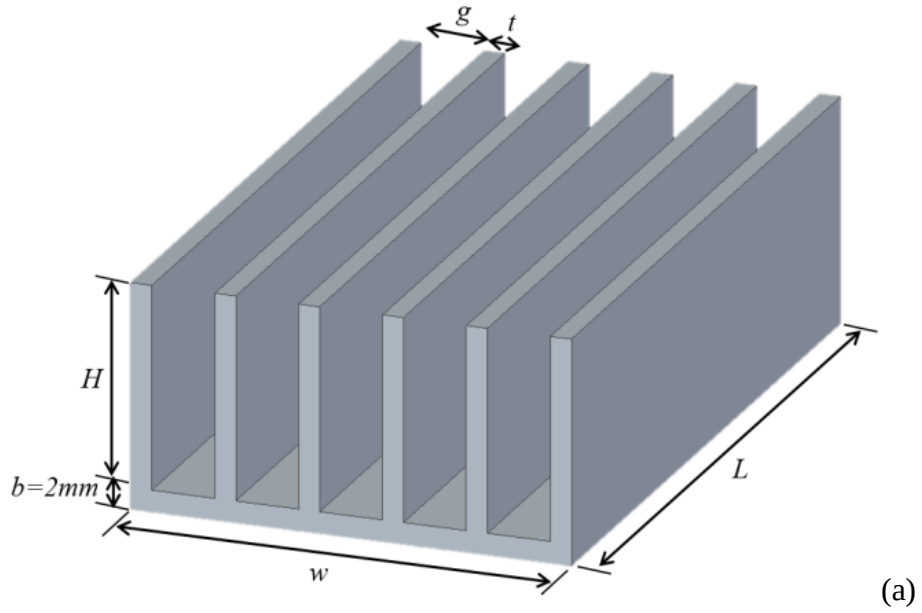
Hesaplamaların doğruluğu için sınır şartlarının doğru tayin edilmesi gerekmektedir. Tez sürecinde hız, sıcaklık gibi sınır şartları ele alınmıştır. Hız girişi için tasarıma giriş yönü ve hızı, mevcut sıcaklığı gibi parametreler tanımlanır. Eğer bir akışkan çalışma sisteminden çıkışında açık ortama karışıyorsa, bu kısım için karışacağı ortam değerlerini girmeye gerek yoktur.

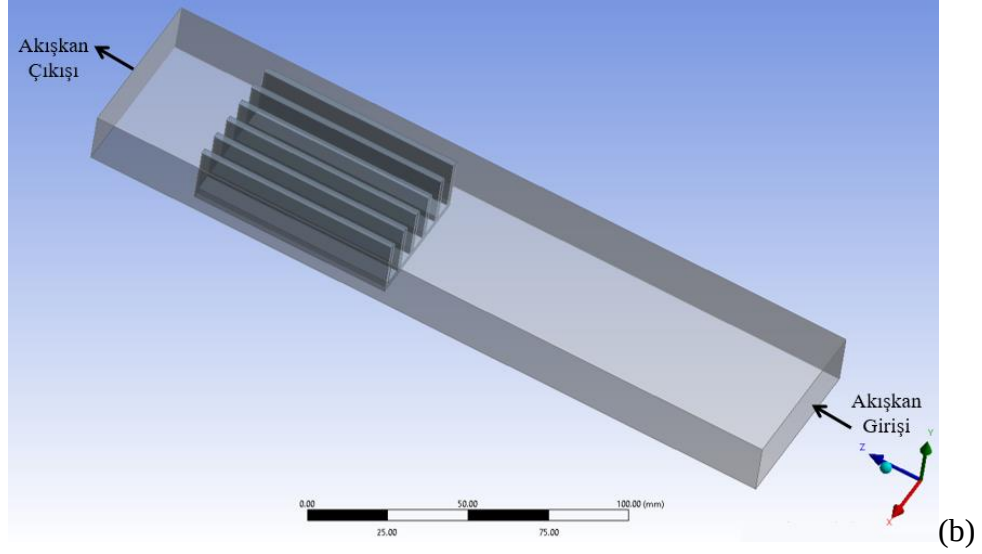
5. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde ise iki ve üç boyutlu modelin oluşturulması bulunmaktadır. Geometrinin sayısal değerleri ile birlikte çözümlerin basitleştirilmesi için yürütülen işlemler, çözüm çıktılarını karşılaştırmak adına değişkenlerin tanımlanması ve sınır şartları belirtilmektedir.

5.1 . Problem Tanımı ve Matematiksel Model

Bu çalışmada, bir kanal içerisine yerleştirilmiş akışa paralel, dikdörtgen plaka kanatlı bir ısı çukurunun ısı performansını ele alınmıştır. Bu ısı çukurunun uzunluğu (L) 68 mm, genişliği ($w=n \times t+(n-1) \times g$) olarak alınmıştır. Burada n kanat sayısı, t kanat kalınlığı ve g iki kanat arası mesafedir. Kanal girişinden $2L$ uzaklığa yerleştirilen ısı çukurunun kanal çıkışı ile arasındaki mesafe $0.5L$ 'dir. Kanal genişliği ise ($W = w + 2 \times g$) ifadesinden elde edilmiştir. Sistemin tek ısı kaynağı ısı çukuru üzerindeki taban plaka ($w \times L$) adı verilen cidara uygulanan ısı akısıdır. Kanal içerisine yerleştirilen ısı çukurunun geometrik parametreleri Şekil 5.1'de verilmiştir. Isı çukuru taban plaka kalınlığı $b=2$ mm alınmıştır.





Şekil 5.1. Sistem geometrisinin tanımlanması: (a) Dikdörtgen plaka kanatlı ısı çukuru ve (b) kanal geometrisi (Koşdere, Altun ve Sert, Bir ısı Çukurunda Düşük Reynolds Sayılarında Isıl Performansın İncelenmesi, 2023)

Dikdörtgen plaka kanatlı ısı çukuru için on farklı geometri tasarımı seçilmiştir. Bu geometrilerin sayısal analizleri yapılmıştır. Ele alınan geometrik özellikler Çizelge 5.1’de verilmiştir. Verilen durumlarda ısı transfer yüzey alanları ($A_t = 2nLH + g(n-1)L + 2tHn$) birbirine eşittir. Buradaki H kanat yüksekliğini temsil etmektedir. Dikdörtgen plaka kanatlı ısı çukuru geometri parametrelerinin ısı transferi üzerine etkilerini incelemek için hem ısı transfer alanı (A_t) hem de plakadan sisteme geçen ısı miktarı sabit tutulmuştur.

Çizelge 5.1. Ele alınan ısı çukurun geometri parametreleri.

Durum	n	g (mm)	L (mm)	H (mm)	t (mm)	$A_t(m^2)$
1	6	6	68	19.0	2	0.0188
2	6	4	68	17.0	6	0.0189
3	6	8	68	16.8	4	0.0189
4	4	10	68	29.0	2	0.0188
5	5	10	68	22.1	2	0.0189
6	4	4	68	27.7	6	0.0188
7	5	4	68	21.3	6	0.0189
8	6	10	68	17.4	2	0.0188
9	6	4	68	19.8	2	0.0188
10	6	8	68	18.2	2	0.0188

3-Boyutlu Kartezyen Koordinatlarda sabit termofiziksel özelliklere sahip sıkıştırılamaz akış için yönetici denklemler şunlardır:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5.1)$$

x-momentum denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (5.2)$$

y-momentum denklemi:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (5.3)$$

z-momentum denklemi:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (5.4)$$

Enerji denklemi:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5.5)$$

Burada (x, y, z) kartezyen koordinatları, $(u, v$ ve $w)$ ise sırasıyla kartezyen koordinatlarındaki hız bileşenlerini, ρ yoğunluğu, p basıncı, ν kinematik viskoziteyi, T sıcaklığı, $\alpha (= k/\rho c_p)$ ısıl yayılım katsayısını temsil etmektedir.

5.2. Sistemin Sınır Şartları

Tasarlanan sisteme ait sınır koşulları aşağıdaki gibidir;

Kanal girişi: Akışkan kanala $U_{\infty} = \frac{Re \times \nu}{D_h}$ hızında ve $T_{\infty} = 20^{\circ}C$ sabit sıcaklığında girmektedir.

- Kanal çıkışında outlet sınır tipi tanımlanmıştır.
- Isı çukuru taban plakasından sisteme $Q=13.4W$ 'lık bir ısı geçişi gerçekleşmektedir. Isı sadece ısı çukurundan akışkana geçtiği; yani, kanal duvarlarının yalıtımlı olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca ısı çukurunun cidarlarında kaymama sınır koşulu uygulanmıştır. Bunlara ek olarak; sayısal analizlerde, ısı çukurunun Alüminyum 6063 -T5 alaşımından yapıldığı varsayılmıştır ve ısı iletim katsayısı $167 W/mK$ 'dir.

Isı çukurunun bulunduğu kanaldan akışkan olarak hava geçmektedir. Havanın termofiziksel özellikleri yoğunluğu $\rho = 1.2096 \text{ kg/m}^3$, özgül ısı $c_p = 1005 \text{ J/kgK}$, dinamik viskozitesi $\mu = 1.915 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$ ve ısı iletim katsayısı $k = 0.0261 \text{ W/mK}$ olarak alınmıştır (Adhikari, Wood ve Pahlevani, 2020). Akış karakteristiklerinin incelenmesi için Reynolds sayısı (Re) $500 \leq Re \leq 3000$ aralığında değiştirilmiştir. Hidrolik çap hesabında ($D_h = 4A/P$), akışkanın geçtiği kanalın kesit alanı ($A = gH$) ve bu kesit alanında ıslak çevre ($P = 2H + g$) formülü kullanılarak hesaplanır.

Çözümde $k\text{-}kl\text{-}\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır (Adhikari vd. 2020). Bu model, sınır tabakasının laminardan türbülanslı bir rejime geçişini etkili bir şekilde analiz edilebildiği için tercih edilmiştir (Walters ve Cokljat, 2008). Model, türbülanslı kinetik enerji (k_T), laminar kinetik enerji (k_L) ve ters türbülanslı zaman ölçeği (ω) için üç farklı denklemlerle tanımlanır.

Bu denklemler:

$$\frac{Dk_T}{Dt} = Pk_T + R + R_{NAT} - \omega k_T - Dt + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\alpha_T}{\alpha_k} \right) \frac{\partial k_T}{\partial x_j} \right] \quad (5.6)$$

$$\frac{Dk_L}{Dt} = Pk_L - R - R_{NAT} - D_L + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \frac{\partial k_L}{\partial x_j} \right] \quad (5.7)$$

$$\begin{aligned} \frac{D\omega}{Dt} = & C_{\omega 1} \frac{\omega}{k_T} P_{k_T} + \left(\frac{C_{\omega R}}{f_w} - 1 \right) \frac{\omega}{k_T} (R + R_{NAT}) - C_{\omega 2} \omega^2 \\ & + C_{\omega 3} f_{\omega} \alpha_T f_w^2 \frac{\sqrt{k_T}}{d^3} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\alpha_T}{\alpha_{\omega}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \end{aligned} \quad (5.8)$$

Isı çukurundan gerçekleşen ısı geçişi için Nusselt sayısı Denklem 5.9 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{Q D_h}{k A_t \Delta T} \quad (5.9)$$

Burada Q ısı çukurundan havaya geçen ısı miktarını temsil ederken, sıcaklık farkı olan ΔT , ısı çukuru ortalama sıcaklığı (T_s) ile giriş hava giriş sıcaklığının (T_{∞}) farkı ile hesaplanır.

Isı çukuru etkenliği hesabında ise aşağıdaki bağıntıdan yararlanılır.

$$\varepsilon = \frac{R_{tc}}{R_{th}}, R_{tc} = \frac{1}{h A_t}, R_{th} = \frac{\Delta T}{Q} \quad (5.10)$$

Bu denklemde R_{tc} taşınım direncini, R_{th} ise kanat direncini ifade etmektedir (Incropera vd, 2006). Kanat direnci, ısı çukuru performansını bir ısıl direnç olarak nicelleştirmeye yaramaktadır.

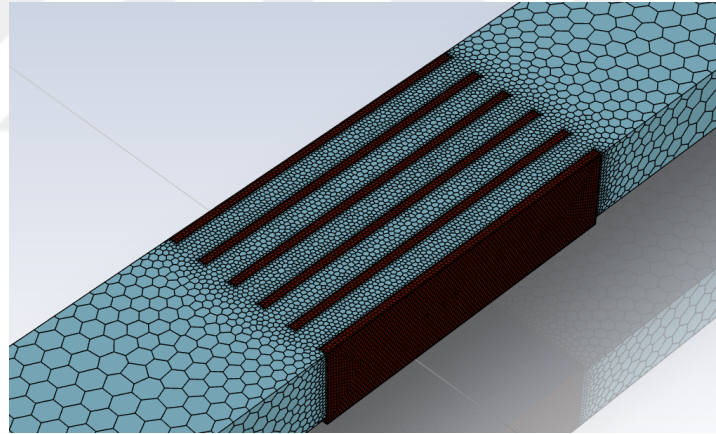
Ayrıca sürtünme faktörü tam gelişmiş iç akışlarda,

$$f = 2 \frac{D_h \Delta P}{\rho L_t U_\infty^2} \quad (5.11)$$

biçimiyle ifade edilir. Burada ΔP kanal giriş ve çıkışındaki basınç farkını, L_t ise kanalın toplam uzunluğudur.

5.3. Nümerik Çözüm ve Doğrulama

Analizleri yapmak için Ansys (Fluent) 2023 R1 ticari paket programı kullanılmıştır. Yönetici denklemler SMH (Sonlu Hacimler Metodu) kullanılarak ayrıklaştırılmıştır ve elde edilen denklemler, SIMPLE algoritması ve Second Order Upwind çözücü kullanılarak iteratif metotla çözülmüştür. Türbülanslı akış çözümlerinde, Adhikari vd. (2020) makalesinde kullanıldığı gibi $k\text{-}kl\text{-}\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmada polyhedral ağ yapısı uygulanmıştır ve oluşturulan ağ yapısı Şekil 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.2. Ağ yapısı

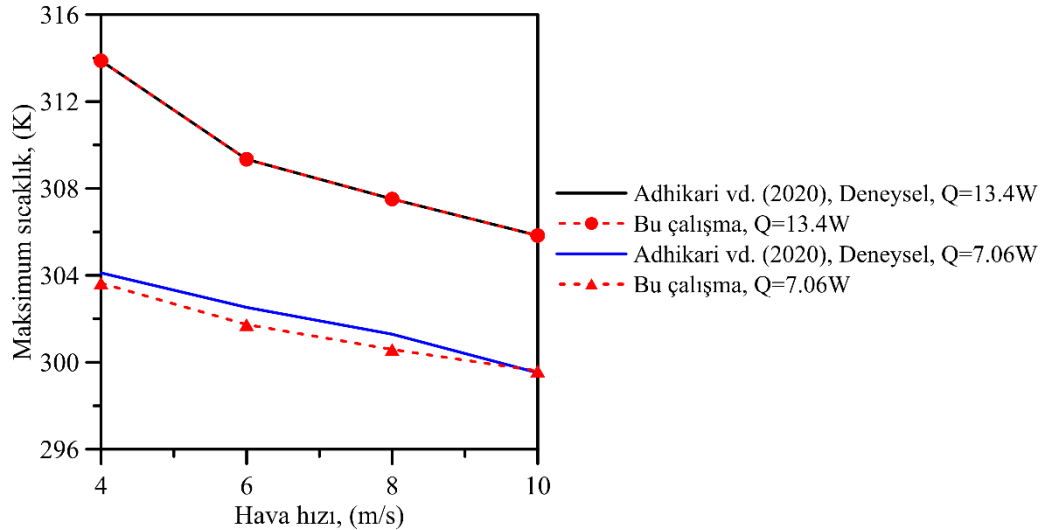
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) çözümlerini doğrulamak için iki yöntem kullanılır. Bunlardan birincisi, halihazırdaki analiz probleminin deney seti kurularak, deneylerin yapılıp elde edilen sonuçların kıyaslanması yöntemidir. İkinci yöntem ise literatürde yer alan daha önce yapılmış deneysel ve/veya sayısal sonuçlar ile kıyaslama yapılmasıdır. Bu çalışmada sayısal doğrulama için Adhikari vd. (2020) çalışması kullanılmıştır. Adhikari vd. (2020)’nin çalışmasında dikdörtgen kesitli kanat dizilimine sahip bir ısı çukuru ele alınmıştır. Isı çukuruna ait geometrik veriler $L=75$ mm, $H=17$ mm, $g=6$ mm, $t=2$ mm, $n=6$ ’dır. Kanat diziliminin toplam yüzey alanı $A_t=0.01845$ m²’dir.

Kanalın genişliği 42 mm ve kanalın yüksekliği kanat yüksekliğine eşit ve 17 mm'dir. Isı çukuru tabanından uygulanan ısı 13.4, 9.67, 7.06 ve 4.71 W değerindedir. Doğrulama analizlerimizde kanal içerisinden türbülanslı akışta hidrodinamik giriş uzunluğu;

$$L_{h,türbülans} = 10 D_h \quad (5.12)$$

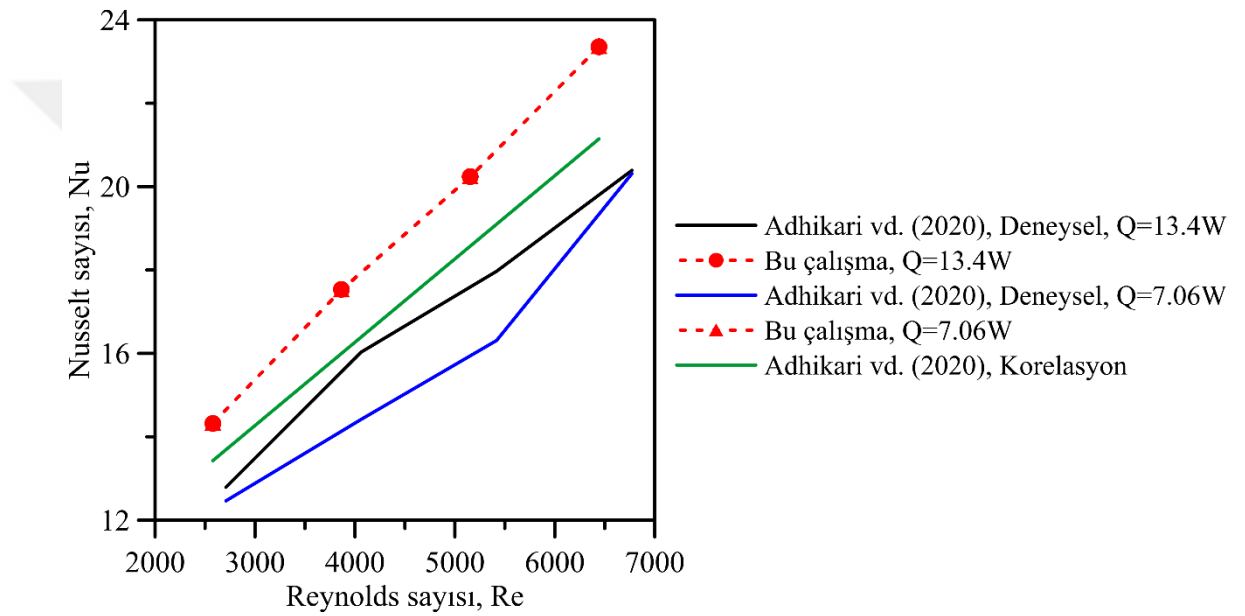
formülü ile elde edilmiştir. Kanal girişinde tam gelişmiş akış koşullarını sağlamak amacıyla kanatlar, kanal girişinden itibaren $2L$ mesafeye yerleştirilmiştir.

Şekil 5.3'te $Q=7.06$ W ve $Q=13.4$ W için hava hızının 4-10 m/s arasında değişen değerleri için elde edilen sonuçlar grafik halinde sunulmuştur. Maksimum sıcaklık değişimi için Fluent modelinden elde edilen sonuçlar ile Adhikari vd.'nin deneysel çalışmalarından elde ettiği sonuçlar benzer davranışlar göstermektedir. Şekil incelediğinde $Q=13.4$ W ve $v=6$ m/s değerleri için aynı maksimum sıcaklık değeri elde edilirken $v=4$ m/s için % 0.27, $v=8$ m/s için % 0.1 ve $v=10$ m/s için % 0.16 fark bulunmaktadır. Benzer şekilde $Q=7.06$ W ve $v=10$ m/s hava hızı için maksimum sıcaklık değeri hemen hemen aynıdır. Hava hızının $v=4$ m/s olması durumunda fark % 0.16, $v=6$ m/s olması durumunda % 0.26 ve $v=8$ m/s olması durumunda ise % 0.23'tür.



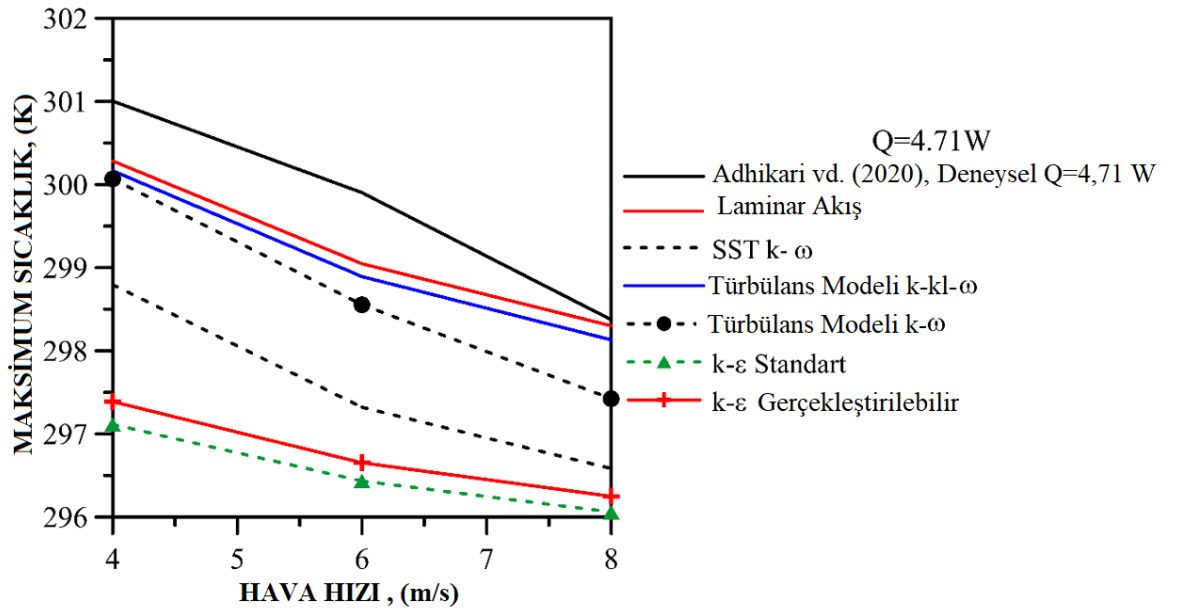
Şekil 5.3. Hava hızına bağlı maksimum sıcaklığın değişimi.

Şekil 5.4'te ise sayısal doğrulama yapmakta kullanılan bir diğer grafikdir. Şekil 5.4'te $Q=7.06$ W ve $Q=13.4$ W değerlerindeki $Re=2577.11$, 3865.67 , 5154.22 ve 6442.78 için Nusselt sayısındaki değişimler verilmiştir. Toplam ısı geçişi $Q=13.4$ W'da, Nusselt sayılarının Adhikari vd. deneysel sonuçları ile kıyaslandığında, $Re=2577.11$ için %4.3, $Re=3865.67$ için % 0.2976, $Re=5154.22$ için % 2.0698 ve $Re=6442.78$ içinse % 3.9503 oranında bir fark olduğu görülmektedir. Ortalama olarak deneysel sonuçlarla yapılan analiz arasındaki hata oranı % 2.65 olduğu tespit edilmiştir. Benzer sonuçlar $Q=7.06$ W için de elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar ışığında model ve çözüm metotlarının doğru olduğuna karar verilmiş ve analizler bu doğrultuda yapılmıştır (Adhikari vd. 2020).



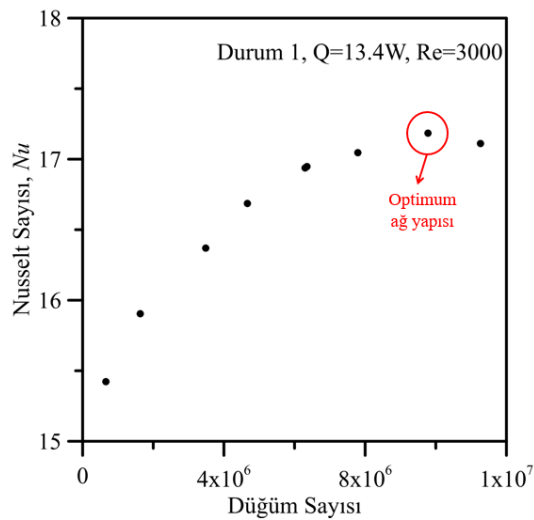
Şekil 5.4. Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının değişimi.

Bunlara ek olarak, Ansys-Fluent içerisindeki farklı türbülans modelleri ve laminar çözdürücü koşullarında da analizler yapılmıştır. Şekil 5.5'te farklı çözdürme metotlarından elde edilen maksimum sıcaklığın Adhikari vd. (2020)'nin deneysel sonuçları ile kıyaslaması verilmiştir. Deneysel sonuçlara laminar ve transition $k-k\ell-\omega$ türbülans modelinin yakın sonuçlar verdiği gözlenmiştir. Laminar ve transition $k-k\ell-\omega$ türbülans modelinin çıktıları aynı karakteristik özelliğe sahiptir ve birbirine paralel değer almıştır. Laminar akış durumu deneysel sonuçlara daha yakın olmasına rağmen seçilen Reynolds sayılarının yüksek olması ve Adhikari vd. (2020) yaptığı sayısal çalışmada da $k-k\ell-\omega$ türbülans modelini tercih etmesinden dolayı; bu çalışmada da bu türbülans modeli tercih edilmiştir.



Şekil 5.5. Farklı çözümü metotlarının kıyaslanması.

Ağdan bağımsızlık çalışması, Durum 1 ve $Re=3000$ için farklı ağ yapılarında gerçekleştirilmiştir. Seçilen optimum ağ yapısının bir önceki ağ yapısına (7791822 düğüm noktası) göre Nusselt sayısı değişimi %0.8 iken, seçilen optimum ağ yapısı ile bir sonraki ağ yapısı (11263597 düğüm noktası) arasındaki fark %0.42'dir. Optimum meş yapısı oluşturulurken min. size 0.0001 ve max. size 0.0005, büyüme oranı ise 1.1 seçilmiştir. Bunlara ek olarak tüm duvar cıdarlarının 3 katmanına daha sık meş atılmıştır. Optimum meş yapısı tüm durumlara uygulanmıştır.



Şekil 5.6. Ağdan bağımsızlık

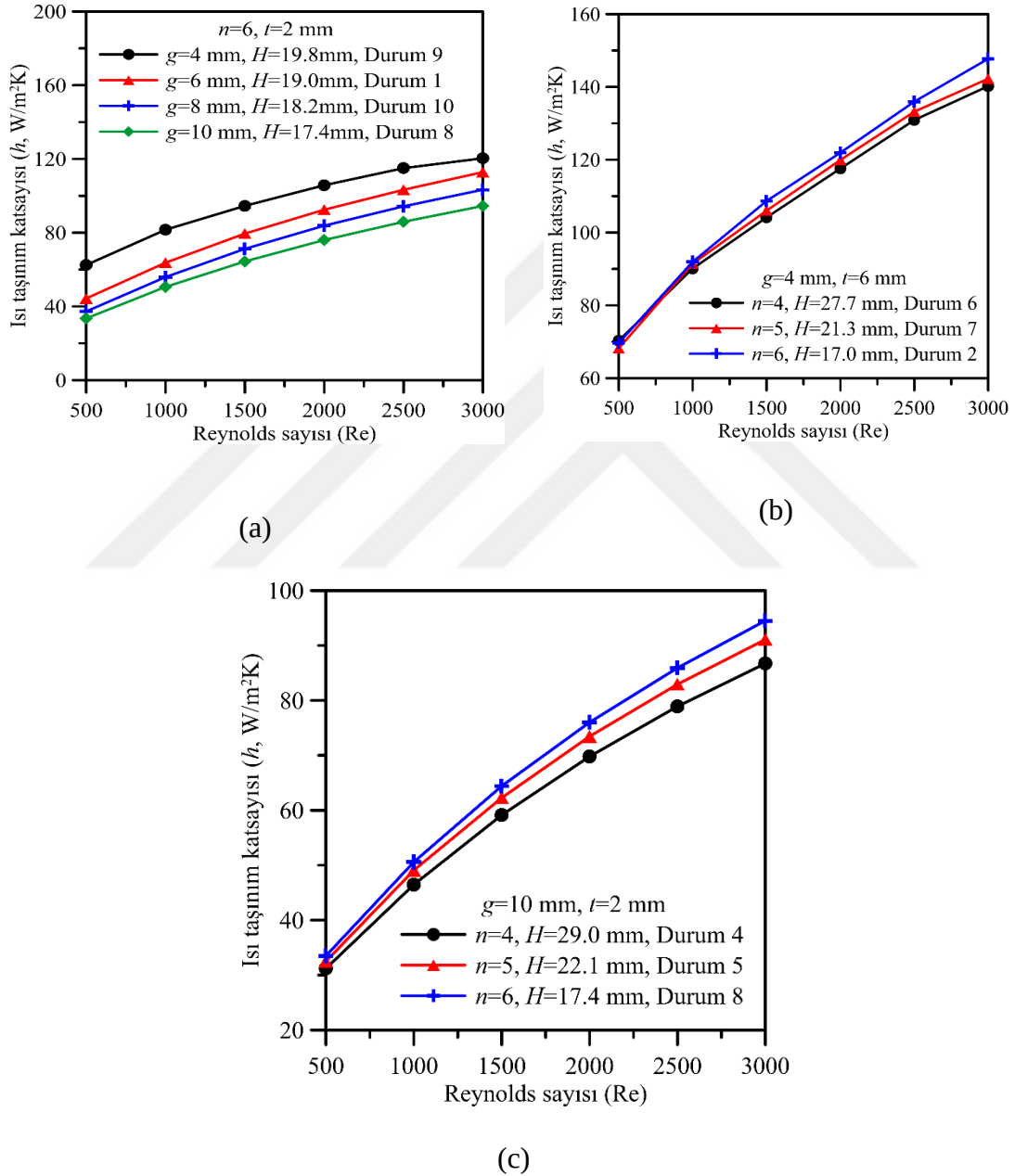
6. BULGULAR VE TARTIŞMA

Yürütülen çalışmada analizleri yapılan geometrilerde, her bir kanat için kanat ısı transfer yüzey alanları eşittir. Böylelikle kanat geometri yapısındaki kanat aralığı, kanat kalınlığı ve kanat yüksekliğinin ısı transferi üzerine etkileri incelenebilecektir. Isı aktarımı davranışını karakterize edebilmek için ısı transfer katsayısı ve Reynolds sayısı değişimlerinin incelenmesi önem taşımaktadır. Bu nedenle Şekil 6.1’de tüm durumlardaki Reynolds sayısının ısı transfer katsayısı ile ilişkisi verilmiştir. Beklenildiği üzere Reynolds sayısı arttıkça ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Şekil 6.1a’da aynı kanat sayısı ($n=6$) ve kalınlığı ($t=2$) için h -Re değişimi incelenmiştir. Şekil 6.1a’da kanat arası açıklığı Durum 8 de Durum 9 dan 2,5 kat artış gösterirken, kanat yüksekliği 0,12 kat azalış göstermiştir. Kanat yüksekliğindeki değişim kanat açıklığı değişiminden oldukça azdır. Böylelikle kanat yüksekliğindeki değişim ihmal edilebilir ölçüdedir. Özellikle kanat arası mesafe azaldıkça ısı taşınım katsayısı belirgin ölçüde artmıştır. Isı taşınım katsayısı Durum 9’un Durum 8’e göre ortalama 1.5 kat daha fazla çıkmıştır. Bu durumda kanat arası mesafe ısı taşınım katsayısı üzerinde etkin bir parametre olduğu sonucuna varılır.

Şekil 6.1b’de ise kanatlar arası boşluk ($g = 4$ mm) ve kanat kalınlığının ($t = 6$ mm) sabit olduğu, kanat sayısının ve kanat yüksekliğinin değiştiği üç farklı durum için ısı taşınım katsayısının Re sayısı ile değişimi verilmiştir. Kanatlar arası boşluk sabitken kanat sayısı artıp, kanat yüksekliği azaldıkça ortalama ısı taşınım katsayısının arttığı gözlemlenmiştir. Tüm Re sayıları için Durum 2’nin Durum 6’ya göre ısı taşınım katsayısı ortalama %3.08 daha fazladır. Düşük Reynolds sayılarında değişim azken, artan Re sayısı ile birlikte kanat sayısı ve kanat yüksekliğinin değişimi ile ısı taşınım katsayısında belirgin bir fark meydana gelmiştir. Reynolds 500’de Durum 2 ile 6’daki ısı taşınım katsayısındaki değişimi %0.84 iken Re 3000’de bu değişim %5.37’dir. Sonuç olarak kanat açıklığının en dar olduğu ($g=4$) durumda, kanat sayısının çok olup yüksekliğin daha az olması ısı taşınım katsayısının daha yüksek çıkmasına sebep olmuştur.

Şekil 6.1c’de ise kanat arası boşluk ($g = 10$ mm) ve kanat kalınlığının ($t= 2$ mm) sabit olduğu, kanat sayısının ve kanat yüksekliğinin değiştiği üç farklı durum için ısı taşınım katsayısının Re sayısı ile değişimi verilmiştir. Kanat açıklığının en geniş olduğu

($g=10$) durumunda ise ısı taşınım katsayısının kanat sayısı ve kanat yüksekliği ile değişimi Şekil 6.1b den daha belirgin bir fark yaratmıştır. Tüm Re sayıları için Durum 4'ün Durum 8'e göre ısı taşınım katsayısı ortalama %8.65 daha azdır. Sonuç olarak geniş kanat aralığında, kanat sayısı ve kanat yüksekliğinin ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi daha fazladır.



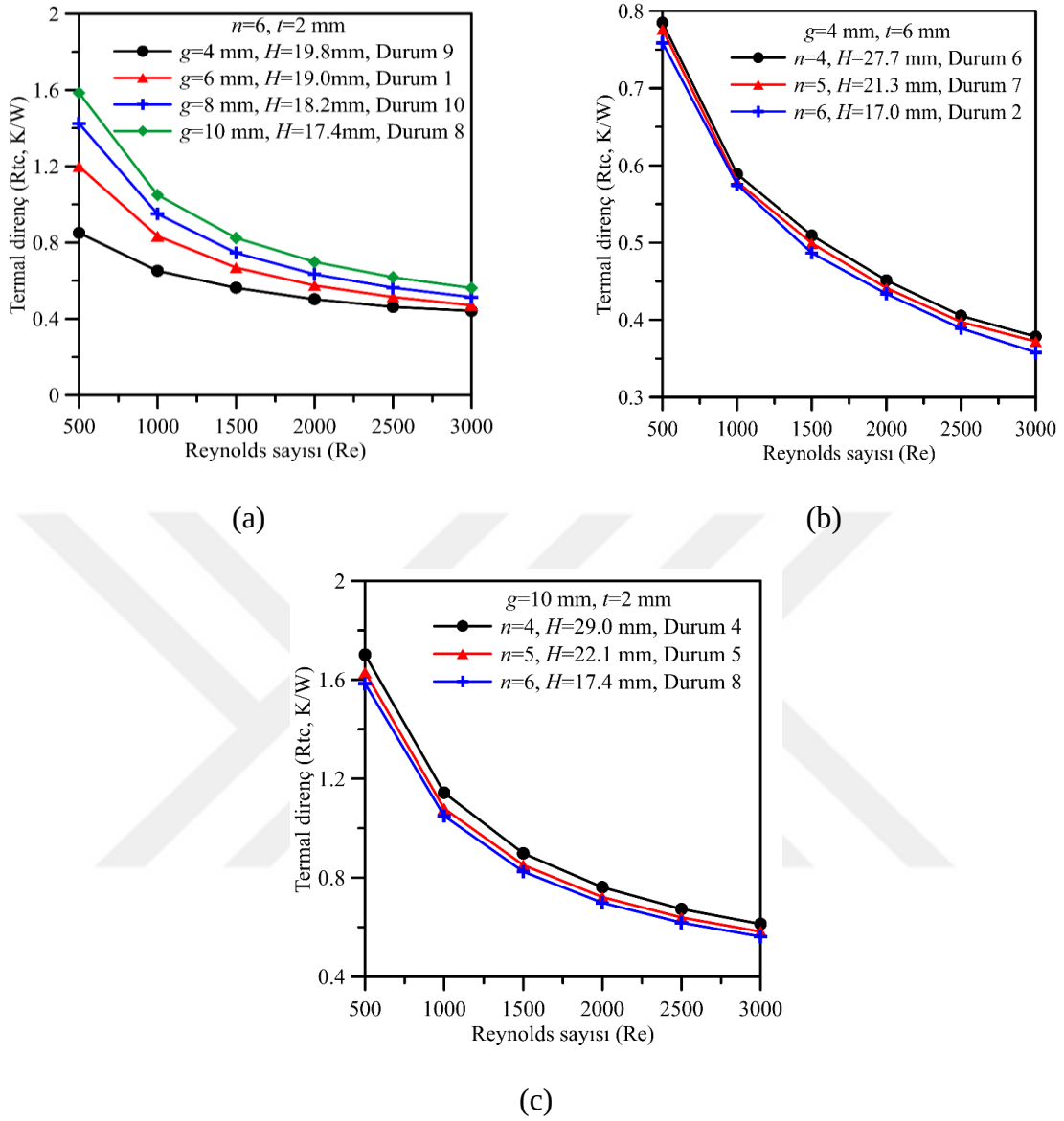
Şekil 6.1. Isı taşınım katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi a) Kanat sayısı ($n=6$) ve kanat kalınlığı ($t=2$ mm) sabit, b) Kanatlar arası boşluk ($g=4$ mm) ve kanat kalınlığı ($t=6$ mm) sabit, c) Kanatlar arası boşluk ($g=10$ mm) ve kanat kalınlığı ($t=2$ mm) sabit.

Isı çukurlarında termal direnç, ısıyı ne kadar iyi veya kötü ilettiğini gösteren bir değer olarak tanımlanmaktadır. Yani ısı çukurunun kullanıldığı sistemlerde daha küçük termal direnç, etkili bir çalışmanın göstergesidir denebilir. Bu çalışmada da tasarlanan her bir ısı çukuru için termal direncin Reynolds sayısına bağlı değişimi Şekil 6.2’de verilmiştir.

Aynı kanat sayısı ve kanat kalınlığı için (Şekil 6.2a) kanatlar arası boşluk arttıkça ısı direncin de arttığı görülmektedir. $Re=500$ için ısı direnç Durum 8 de, Durum 9 dan 1,86 kat daha büyüktür. Reynolds sayısı arttıkça aradaki fark azalmakta ve $Re=3000$ ’de 1,27 kata düşmektedir. Isı taşınım katsayısındaki değişime benzer olarak kanatlar arası boşluğun ısı direnç üzerinde de etkin bir parametre olduğu sonucuna varılabilir.

Şekil 6.2b de ise kanatlar arası boşluk ve kanat kalınlığı sabit tutulurken ($g=4$ ve $t=6$ mm), kanat sayısı ve kanat yüksekliğinin değiştiği üç farklı durum için ısı direncin Re sayısı ile değişimi verilmiştir. Isı direncin azalan kanat sayısı, artan kanat yüksekliği ile arttığı görülmüştür. Tüm Re sayıları için Durum 2’nin Durum 6’ya göre ısı direnci ortalama %4.05 daha azdır. Reynolds sayısı 500’de Durum 2 ile 6 ısı dirençleri arasındaki değişim %3.41 iken $Re=3000$ ’de bu değişim % 5.69’dur. Sonuç olarak kanat açıklığının en dar olduğu ($g=4$) durumda, kanat sayısının çok olup yüksekliğin daha az olması ısı direncin daha düşük çıkmasına sebep olmuştur.

Şekil 6.2c’de ise kanatlar arası boşluk ($g = 10$ mm) ve kanat kalınlığı ($t= 2$ mm) sabit iken, kanat sayısı ve kanat yüksekliği değişmektedir. Bu durum için ısı direncin Re sayısı ile değişimi incelenmiştir. Şekil 6.2b’ye benzer olarak kanat sayısı azalıp kanat yüksekliği arttıkça ısı direnç artmaktadır. Tüm Re sayıları için Durum 4’ün Durum 8’e göre ısı direnci ortalama %8.7 daha fazladır. Sonuç olarak kanat sayısı ve kanat yüksekliğinin değiştiği her iki durumda da (Şekil 6.2b ve Şekil 6.2c) kanat sayısı artıp ve kanat yüksekliği azaldıkça ısı direnç azalmaktadır.

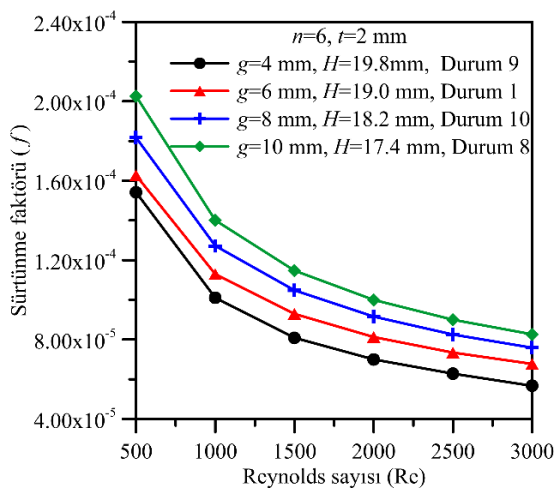


Şekil 6.2. Isıl direncin Reynolds sayısına göre değişimi a) Kanat sayısı ($n=6$) ve kanat kalınlığı ($t=2$ mm) sabit, b) Kanatlar arası boşluk ($g=4$ mm) ve kanat kalınlığı ($t=6$ mm) sabit, c) Kanatlar arası boşluk ($g=10$ mm) ve kanat kalınlığı ($t=2$ mm) sabit.

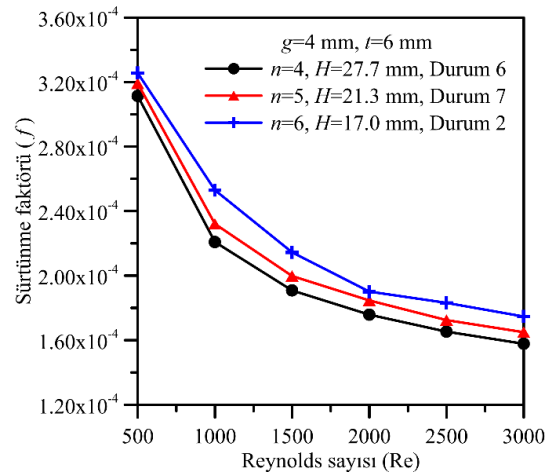
Boyutsuz basınç düşümü sürtünme faktörü f ile ifade edilmektedir. Sürtünme katsayısı f , akışkanın ısı çukuruna gelme hızı referans kullanılarak ısı çukurundaki basınç gradyanının bir fonksiyonu olarak hesaplanır. Her bir geometri için sürtünme faktörü değişimi Şekil 6.3'te verilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörü azalmaktadır. Şekil 6.3a'da Durum 8'in sürtünme faktörü değeri Durum 9'dan 1,41 kat daha büyüktür.

Kanat arası boşluk ($g=4$) ve kanat kalınlığının ($t=6$ mm) sabit olduğu, kanat sayısının ve kanat yüksekliğinin değiştiği durumlar için sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişimi Şekil 6.3b’de verilmiştir. Kanat sayısı azalıp, kanat yüksekliği arttıkça sürtünme faktörünün azaldığı görülmüştür. Tüm Re sayıları için Durum 2’nin Durum 6’ya göre sürtünme faktörü ortalama %10.19 daha fazladır. Artan Re sayısı ile birlikte azalan kanat sayısı ve artan kanat yüksekliği ile sürtünme faktöründe de azalma meydana gelmiştir. Reynolds sayısı 500’de Durum 2 ile 6’daki sürtünme faktöründeki değişim % 4,6 iken $Re=3000$ ’de bu değişim % 10,7’dir. Sonuç olarak kanat açıklığının en dar olduğu ($g=4$) durumda, kanat sayısının çok olup yüksekliğin daha az olması sürtünme faktörünün daha yüksek çıkmasına sebep olmuştur.

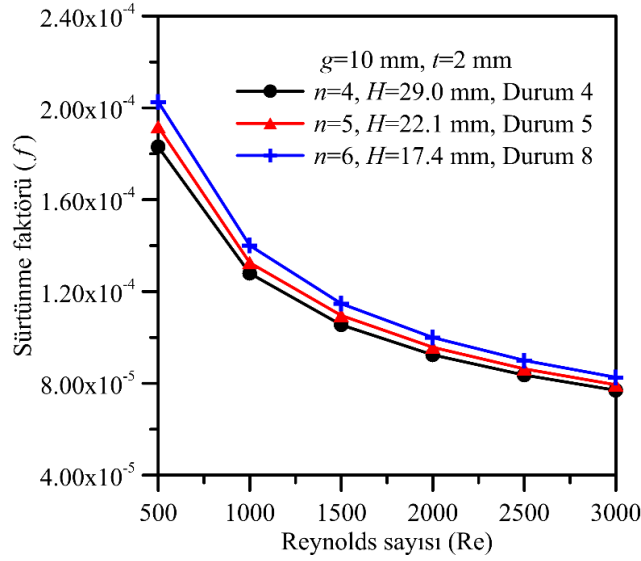
Şekil 6.3c’de ise kanat arası boşluk ($g = 10$ mm) ve kanat kalınlığının ($t= 2$ mm) sabit olduğu, kanat sayısının ve kanat yüksekliğinin değiştiği üç farklı durum için sürtünme katsayısının Re sayısı ile değişimi verilmiştir. Kanat açıklığının en geniş olduğu ($g=10$) durumunda sürtünme faktörünün kanat sayısı ve kanat yüksekliği ile değişimi Şekil 6.3a ve Şekil 6.3b göre daha az bir fark yaratmıştır. Özellikle tüm Re sayıları için Durum 8’in sürtünme katsayısı Durum 4’den ortalama % 3,87 oranında büyüktür. Sonuç olarak geniş kanat aralığında, kanat sayısı ve kanat yüksekliğinin sürtünme faktörü üzerine etkisi daha azdır. Her üç grafikte de parametrelerin farklılık göstermesine rağmen genel olarak kanat yüksekliği azaldıkça sürtünme faktörünün arttığı görülmektedir.



(a)



(b)



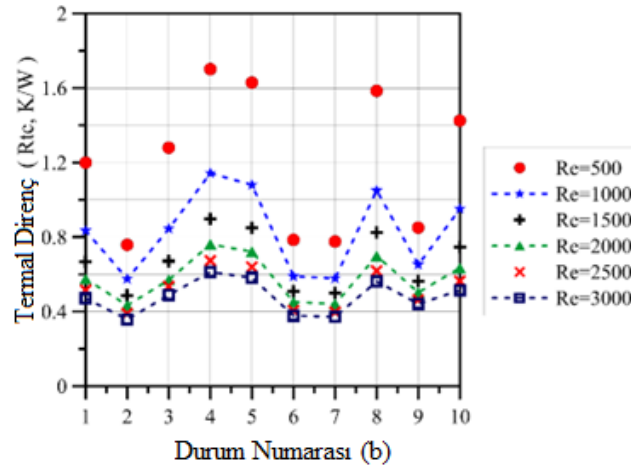
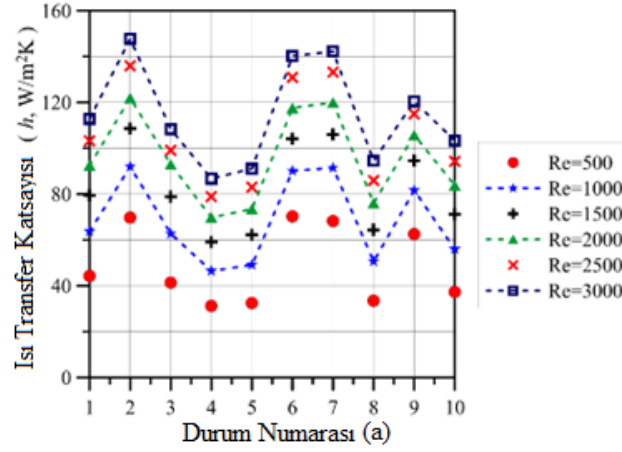
(c)

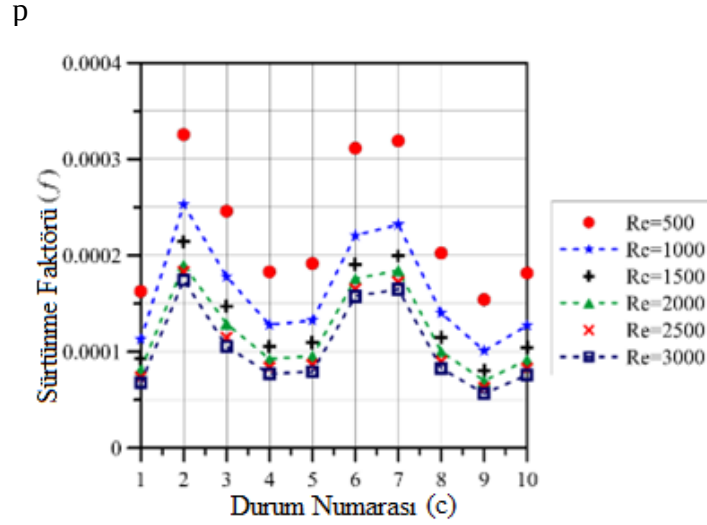
Şekil 6.3. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi a) Kanat sayısı ($n=6$) ve kanat kalınlığı ($t=2$ mm) sabit, b) Kanatlar arası boşluk ($g=4$ mm) ve kanat kalınlığı ($t=6$ mm) sabit, c) Kanatlar arası boşluk ($g=10$ mm) ve kanat kalınlığı ($t=2$ mm) sabit.

Çalışma kapsamında analizi yapılan tüm geometriler için elde edilen ısı taşınım katsayısı, ısıl direnç, sürtünme faktörü değerleri Şekil 6.4'te verilmiştir. Çözümü yapılan geometriler için ısı taşınım katsayısının Re sayısına göre değişimi Şekil 6.4a'da verilmiştir. Şekil 4a'da en yüksek ısı taşınım katsayısının Re 3000 için kanat kalınlığının $t=6$ mm, kanatlar arası boşluğun $g=4$ mm, kanat yüksekliğinin $h=17$ mm ve kanat sayısının $n=6$ olduğu Durum 2'de elde edildiği görülmektedir. Aynı Reynolds sayısı için en düşük ısı taşınım katsayısına sahip geometrinin ise kanat kalınlığının $t=2$ mm, kanatlar arası boşluğun $g=10$ mm, kanat yüksekliğinin $h=29$ mm ve kanat sayısının $n=4$ olduğu Durum 4 olduğu belirlenmiştir. Toplam kanat yüzey alanı her geometri için aynı olmasına rağmen kanat kalınlığı, kanatlar arası boşluk, kanat yüksekliği ve kanat sayısı ısı taşınım katsayısını etkileyen önemli parametreleridir. Kanat kalınlığı 3 kat azalmış, kanatlar arası boşluk 2,5 kat artmış, kanat sayısı 1,5 kat azalmış, kanat yüksekliği 1,7 kat artmıştır.

Her bir durum için ısıl direncin Re sayısı ile değişimi Şekil 6.4b'de gösterilmiştir. En yüksek ısıl dirence sahip geometri Re 500 için Durum 4'tür. Aynı Re sayısı için en

düşük ısıl dirence sahip geometri ise Durum 2'dir. Isıl direncin büyük olduğu geometride ısıl taşınım katsayısının küçük, ısıl direncin küçük olduğu geometride ise ısı taşınım katsayısının büyük olması beklenilmektedir. Şekil 6.4a'da da tespit edildiği üzere Durum 4'ün ısı taşınım katsayısının en düşük, Durum 2'nin ısı taşınım katsayısının ise en yüksek olması bu beklenti ile uyumludur.



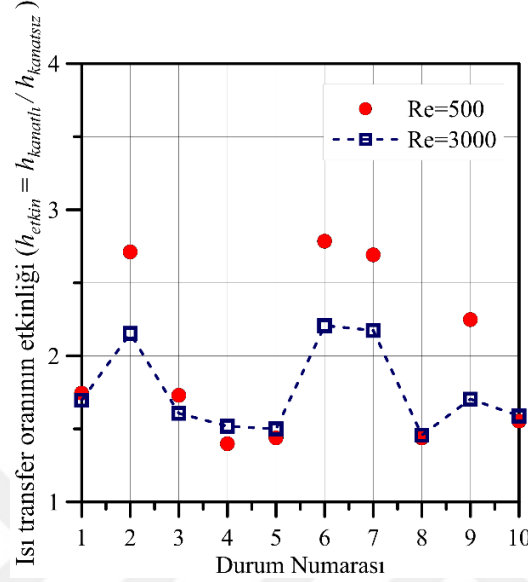


Şekil 6.4. Isı çukuru tasarımlarının (a) Isı transfer katsayısı, (b) Termal direnç ve (c) Sürtünme faktörleri açısından karşılaştırılması.

Şekil 6.4c’de ise aynı geometriler için sürtünme faktörünün Re sayı ile değişimi görülmektedir. En yüksek sürtünme faktörü Re 500 için Durum 2’de elde edilmiştir. Aynı Re sayısı için en düşük sürtünme faktörü ise Durum 9’da elde edilmiştir. Re 1000 ile 3000 arasında sürtünme faktörü değişimi az iken Re 500 için bu değişim daha fazladır. Durum 1 için Re 500 ile Re 1000 için sürtünme faktörleri arasındaki fark 5×10^{-5} iken Re 1000 ile 3000 arasında sürtünme faktörleri arasındaki fark ortalama 2.3×10^{-5} ’tir.

Şekil 6.5, çalışma kapsamında analiz edilen tüm durumlar için $Re=500$ ve $Re=3000$ ’de ısı transfer verimliliğindeki değişiklikleri göstermektedir. Isı çukurunun geometrik parametrelerinin ısı transfer hızı üzerindeki etkilerini incelemek için, ısı transfer oranının (h_{eff}) etkinliği tartışılmıştır. Isı transfer verimlilik oranı (h_{eff}), plaka kanatlı ısı çukurunun ısı transfer katsayısının (h_{fin}) çıplak plakanın ısı transfer katsayısına (h_{base}) oranı olarak tanımlanmaktadır. Isı transfer verimlilik oranını (h_{eff}), bulmak için, üzerinde kanat bulunmayan düz plaka için her durumda ısı transfer katsayıları da analiz edilmiş ve hesaplanmıştır. Bu oran, plaka kanatlı ısı çukuru tasarımının genel etkinliğinin bir göstergesidir. Bu orana göre $h_{eff} > 1$ olduğunda ısı çukurunun ısı transferi açısından daha verimli olduğu söylenebilmektedir. Sonuç olarak, her durumda h_{eff} ’ in birden büyük olduğu durumda, tasarlanan tüm ısı çukurlarının kullanımı çıplak plakadan daha verimli olmaktadır. Isı transfer verimliliği açısından, Durum 2, Durum 6 ve Durum 7’nin hem

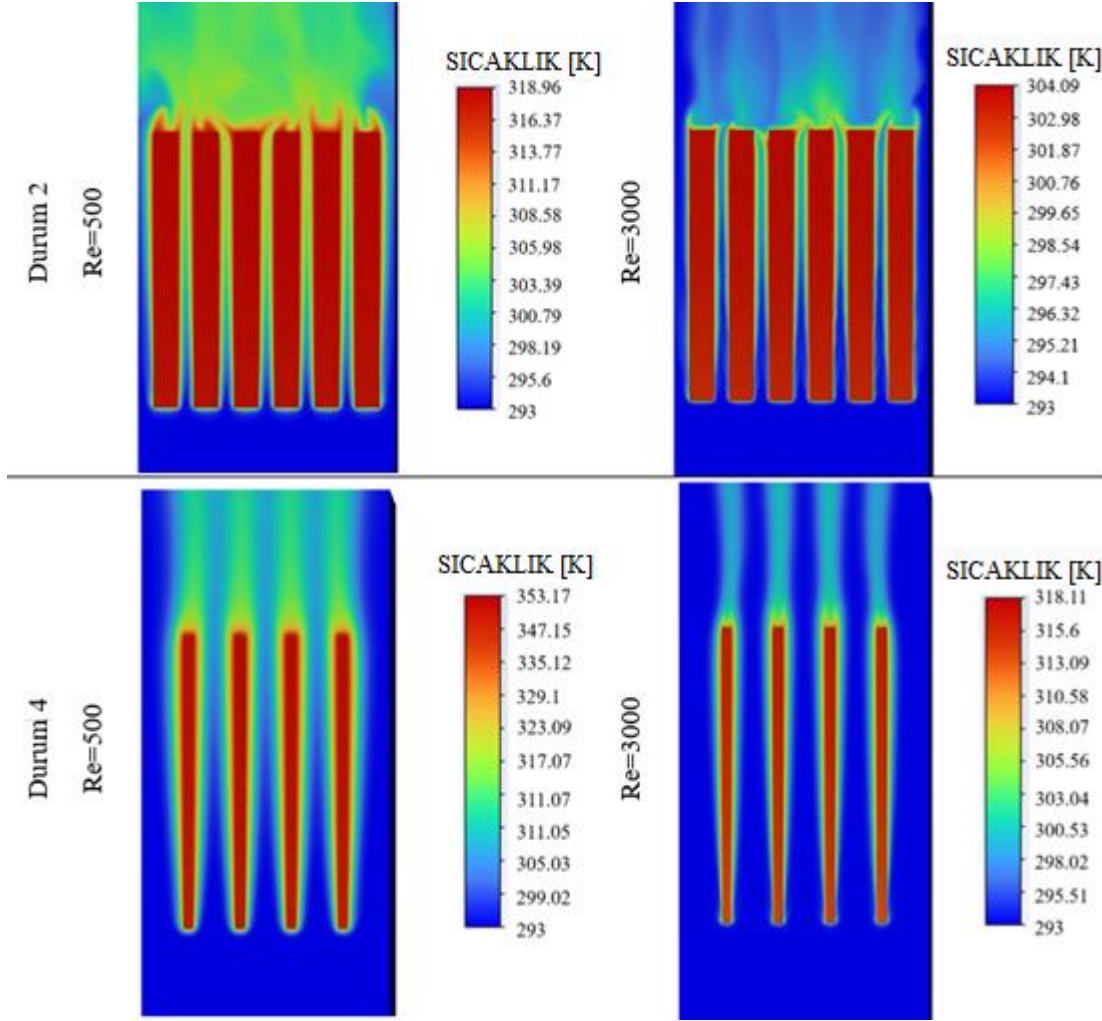
$Re=500$ hem de $Re=3000$ 'de en verimli tasarımlar olduğu görülmektedir. Durum 4, en düşük ısı transfer verimlilik oranına sahiptir. Durum 2 ise en yüksek ısı transfer verimlilik oranına sahip geometridir.



Şekil 6.5. $Re=500$ ve $Re=3000$ için tüm durumların ısı transfer verimlilik oranının değişimi.

Durum 2 ve Durum 4 için sıcaklık dağılımları üstten görünümünün Şekil 6.6'da verilmiştir. Burada taşınım ile ısı transferinin en yüksek olduğu tasarım Durum 2, taşınım ile ısı transfer en düşük olduğu tasarım ise Durum 4'tür. Bu iki durumu göz önünde bulundurmanın amacı, minimum ve maksimum ısı transferi olan durumları karşılaştırmaktır. Her iki durumda da sisteme giren ısı miktarı sabittir. Durum 2'deki maksimum sıcaklıkların Durum 4'e göre daha düşük olduğu gözlenmiştir. Böylece Durum 2'de sisteme giren ısının daha iyi uzaklaştırıldığı görülmektedir. Ayrıca, Durum 2 ve $Re=500$ için elde edilen sıcaklık dağılımında, komşu kanatçıkların birbirine bakan yüzeylerinde gelişen sınır tabakalarının örtüştüğü görülmektedir. Sınır tabakaların birbiri ile örtüşmesi, kanat duvarındaki kalın sınır tabakası nedeniyle sıcaklık farkının azalmasına sebep olmaktadır. Bu da ısı transferinin azalmasına neden olur. $Re=3000$ 'de ise böyle bir durum gözlenmemektedir. Tüm analizler sonucunda en yüksek ısı transfer katsayısı ise $Re=3000$ için elde edilmiştir.

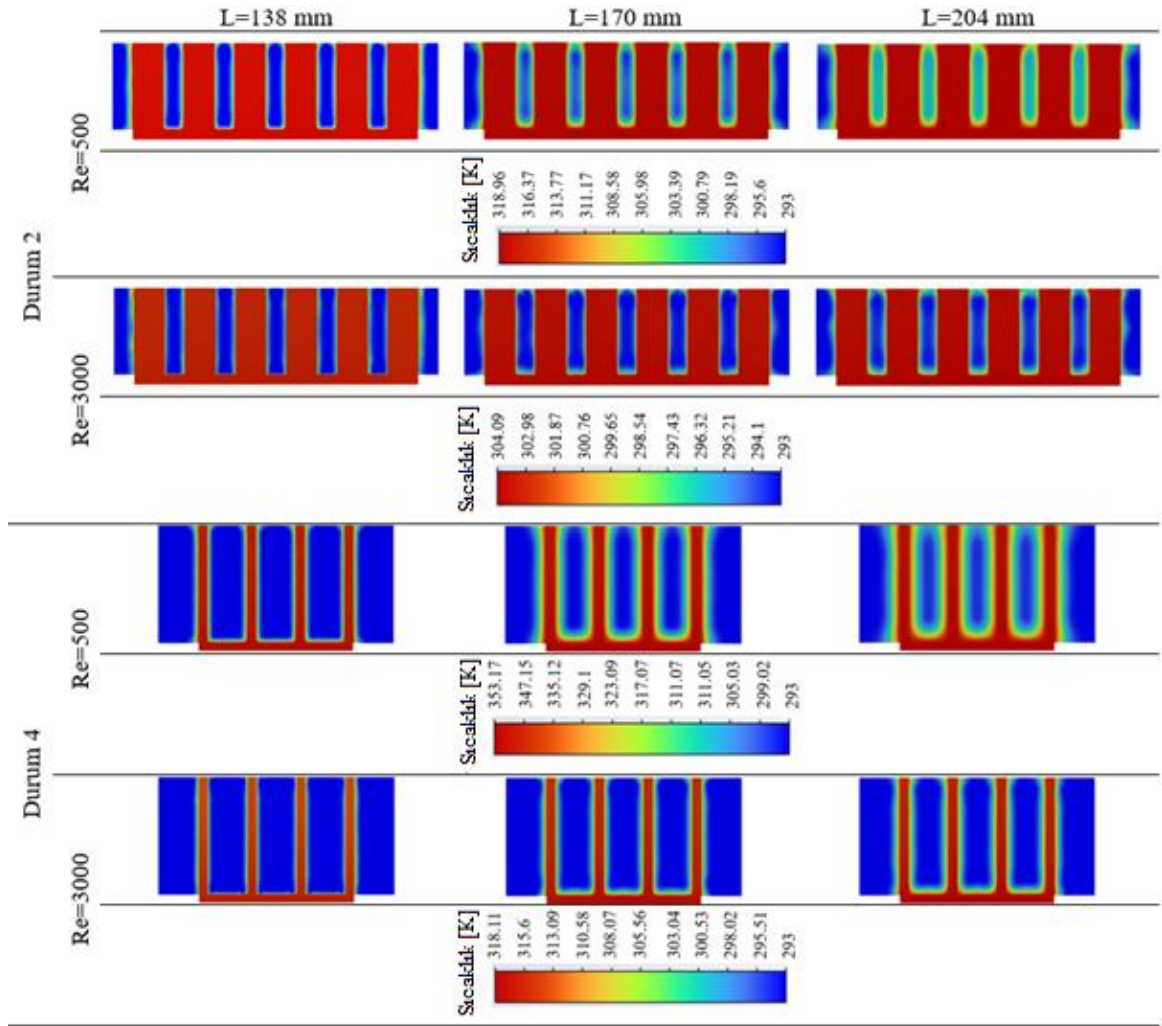
En düşük ısı iletim katsayısına sahip olan (Şekil 6.6) Durum 4 için $Re = 500$ ve 3000'deki sıcaklık dağılımının üstten görünümü incelendiğinde, kanat sayısı ve kanat kalınlığının yetersiz olduğu görülmektedir. Bu durum ise ısı çukurundan yeterince ısı atılamaması anlamına gelmektedir.



Şekil 6.6. Durum 2 ve Durum 4'teki sıcaklık dağılımlarının üstten görünümü.

Taşıyım ile ısı transferinin en yüksek olduğu Durum 2 ve en düşük olduğu Durum 4'te z yönünde üç farklı kesitteki sıcaklık dağılımları Şekil 6.7'de verilmiştir. Bu üç kesit girişe ($Lz=138$ mm), ısı çukurunun ortasındaki bölüme ($Lz =170$ mm) ve ısı çukurunun kanal çıkışına yakın bölümüne ($Lz =204$ mm) yakındır. Kanal girişinden kanal çıkışına kadar sıcaklık gradyanının önemli ölçüde azdığı ve buna bağlı olarak yerel ısı transferinin

de önemli ölçüde azaldığı gözlemlenmiştir. Bu durum düşük Reynold sayısında daha net bir şekilde gözlemlenmektedir.

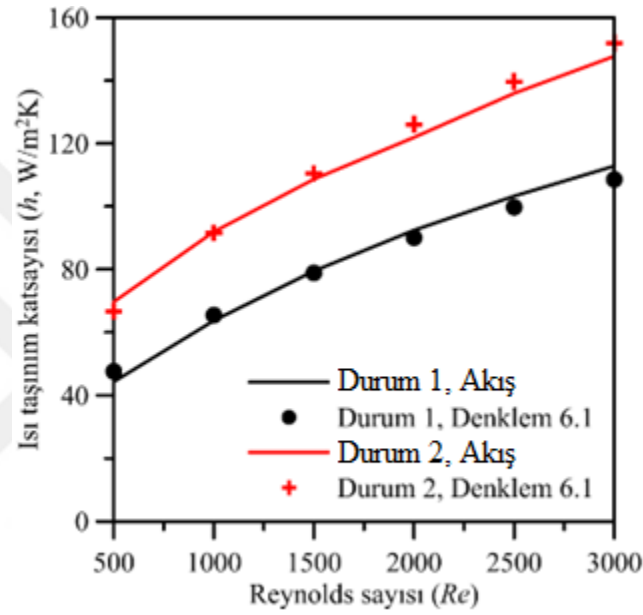


Şekil 6.7. Durum 2 ve Durum 4'ün z yönünde üç farklı kesitte sıcaklık dağılımları

Analizler sonucunda elde edilen veriler kullanılarak en uygun korelasyon elde edilmeye çalışılmıştır. Korelasyon türetilirken ısı çukuru tasarım değişkenlerinin her biri, korelasyonda bağımsız bir değişken olarak tanımlanmıştır. Isı transfer katsayısı için elde edilen doğrusal olmayan regresyon şu şekildedir:

$$h = 0.6881 \frac{\text{Re}^{0.46} \left(\frac{H}{t} \right)^{0.234}}{\left(\frac{g}{w} \right)^{0.894} n^{0.497}} \quad (6.1)$$

Son derece yüksek r-kare sayısı, korelasyonun verilerin %99.7563'ünü temsil ettiğini gösterir. Fluent analizinden elde edilen değerler ve elde edilen korelasyon sonuçları karşılaştırılmış ve Şekil 6.8'de özetlenmiştir. Şekilden görülebileceği gibi, sonuçlar oldukça tutarlıdır. Denklem (6.1) ile verilen korelasyon, tüm tasarım değişkenlerinin çalışma aralığı için geçerlidir. Şekil 6.8'de, tüm geometrilerden elde edilen sonuçlar yerine sadece Durum 1 ve Durum 2'nin karşılaştırması dahil edilmiştir.



Şekil 6.8. Durum 1 ve Durum 2 için elde edilen yeni korelasyon ve CFD analiz sonuçlarının karşılaştırılması.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, sabit toplam ısı transfer yüzey alanına sahip bir plaka- kanatlı ısı çukurunda, Re 500-3000 arasında değiştiği durumlar için taşınım ile ısı geçişi sayısal olarak incelenmiştir. Analizler, Nusselt sayısındaki değişimleri inceleyebilmek için değişen hava hızlarında yani değişen Reynolds sayılarında yapılmıştır.

Isı çukuru kanatçık dizisi akışa paralel olarak alınmıştır. Kanatlı yapıların ısı transfer performanslarını karşılaştırmak için, kanatlı yapı taban alanına sahip düz plakalar için de analizler gerçekleştirilmiştir. Böylece h_{eff} değerleri de hesaplanmıştır. Çalışma sonucunda şu sonuca varılmaktadır;

- Farklı türbülans modelleri için analizler yapılmış ve literatürdeki deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda $k-k_l-\omega$ türbülans modelinden elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında ortalama %0,232 fark olduğu tespit edilmiştir.
- Bu çalışmanın amacı, aynı toplam ısı transfer yüzey alanına sahip ısı çukurları için, ısı transfer katsayısı üzerindeki etkin tasarım parametresini (kanat kalınlığı, kanatçıklar arasındaki boşluk, kanat yüksekliği ve kanat sayısı gibi) belirlemektir. Durum 2'nin en yüksek ısı transfer katsayısına sahip olduğu ve en etkili ısı çukuru geometrisi olduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte, Durum 4, ısı transferinde en verimsiz yapıdır. Durum 4'te, kanatçık sayısının az olması ve kanatçıkların kalınlığının ince olması nedeniyle, ısı çukurundan atılan ısı miktarı diğer geometrilere göre daha azdır.
- Isı transfer katsayısındaki değişime benzer şekilde, kanatlar arasındaki boşluğun hem ısı transfer katsayısı hem de ısı direncindeki değişim üzerinde daha etkili bir parametre olduğu sonucuna varılmıştır. Durum 9'un ısı transfer katsayısı, tüm Re sayıları için Durum 8'inkinden ortalama 1,5 kat daha yüksektir.
- Isıl direnci azaltmak için kanatçıklar arasındaki boşluğun dar olması gereken durumlar varsa, kanat sayısı artırılmalı ve kanat yüksekliği azaltılmalıdır.

- Aynı sayıda kanatçık olan durumlarda (Durum 4 ve Durum 6 vb.), kanat kalınlığının ve kanatçıklar arasındaki boşluğun ısı direncin değişiminde önemli olduğu görülmektedir.
- Isı transfer katsayısının korelasyonu, r-kare değeri 0.997563 olup, hem pratik amaçlar hem de literatür değeri için oluşturulmuştur.



KAYNAKLAR DİZİNİ

- Adhikari, R., Wood, D. ve Pahlevani, M. (2020, Aralık). *An experimental and numerical study of forced convection heat transfer from rectangular fins at Low Reynolds numbers*. ScienceDirect: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120418> adresinden alındı
- Altaf, K., Tariq, A., Ahmad, S., Hussain, G., Ratlamwala, T. ve Muhammed Ali, H. (2022, Mayıs 14). *Thermal and hydraulic analysis of slotted plate fins heat sinks using numerical and experimental techniques*. ScienceDirect: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102109> adresinden alındı
- Bar-Cohen, A. ve Wang, P. (2012, Nisan 13). *Thermal Management of On-Chip Hot Spot*. ASME Journal of Heat and Mass Transfer: <https://doi.org/10.1115/1.4005708> adresinden alındı
- Bergman, T., Lavine, A., Incropera, F. ve Dewitt, D. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th Edition b.). John Wiley ve Sons.
- Bergman, T., Lavine, A., Incropera, F. ve DeWitt, D. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (Seventh Edition b.). Jefferson City, USA: John Wiley ve Sons, Inc.
- Casado, A. ve Sanchez de la Flor, F. (2018, Haziran 26). *3D internal forced convection heat-transfer correlations from CFD for building performance simulation*. Taylor ve Fancis Online: <https://doi.org/10.1080/19942060.2018.1476267> adresinden alındı
- Çengel, Y. ve Ghajar, A. (2011). *Heat and Mass Transfer (SI unit)* (4th b.). New York: McGraw-Hill Higher Education.
- Çengel, Y. ve Ghajar, A. (2015). *Heat And Mass Transfer, Fundamentals And Applications* (Fifth Edition b.). New York: McGraw-Hill Education.
- Haghighi, S., Goshayeshi, H. ve Reza Safaei, M. (2018, Nisan 30). *Natural convection heat transfer enhancement in new designs of plate-fin based heat sinks*. ScienceDirect: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.122> adresinden alındı
- Koşdere, Ö., Altun, Ö. ve Sert, Z. (2023). Bir ısı Çukurunda Düşük Reynolds Sayılarında Isıl Performansın İncelenmesi. *Uluslararası Hakemli Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi* (s. 61-72). İstanbul: Güven Plus Grup A.Ş.
- Koşdere, Ö., Sert, Z. ve Altun, Ö. (2023). Mikroişlemcilerde Kullanılan Isı Kuyuları. 10. *Uluslararası Mühendislik ve Teknoloji Yönetimi Kongresi* (s. sh.626). İstanbul: Güven Plus Grup Danışmanlık.
- Lienhard IV-V, J. (2019). *A Heat Transfer Textbook: Fifth Edition (Dover Books on Engineering)*. Mineola, New York, Mineola: Courier Dover Publications.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Nazarian, S. ve Pedram, M. (2006, Ağustos). *Thermal Modeling, Analysis, and Management in VLSI Circuits: Principles and Methods*. IEEE Xplore: 10.1109/JPROC.2006.879797 adresinden alındı
- Pujol, T., T'Jollyn, Massaguer, E., Massaguer, A., R. Cozar, I. ve De paepe, M. (2022, Aralık). *Design optimization of plate-fin heat sink with forced convection for single-module thermoelectric generator*. ScienceDirect: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119866> adresinden alındı
- Sadique, H., Murtaza, Q. ve Samsheer. (2022, Haziran 8). *Heat transfer augmentation in microchannel heat sink using secondary flows: A review*. ScienceDirect: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123063> adresinden alındı
- Samsudin, A., Tijani, A., Abdulrahman, S., Kubenthiran, J. ve Muritala, I. (2023, Şubat 15). *Thermal-hydraulic modeling of heat sink under force convection: Investigating the effect of wings on new designs*. ScienceDirect: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.10.045> adresinden alındı
- Tariq, A., Altaf, K., Ahmad, S., Hussain, G. ve Ratlamwala, T. (2021, Ocak 5). *Comparative numerical and experimental analysis of thermal and hydrolic performance of improved plate fin heat sinks*. ScienceDirect: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115949> adresinden alındı
- Walters, D. ve Cokljat, D. (2008, Aralık). *A Three-Equation Eddy-Viscosity Model for Reynolds-Averaged Navier–Stokes Simulations of Transitional Flow*. The American Society Of Mechanical Engineers: <https://doi.org/10.1115/1.2979230> adresinden alındı
- Yu, X., Feng, J., Feng, Q. ve Wang, Q. (2004, Ağustos). *Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink*. ScienceDirect: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.06.016> adresinden alındı
- Yüncü, H. ve Kakaç, S. (1999). *Temel Isı Transferi*. Ankara: Bilim Yayıncılık.