

**T.C.  
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FİNLİ ALÜMİNYUM SOĞUTUCULARIN SONLU HACİMLER  
METODU KULLANILARAK TERMAL VE AKIŞ ANALİZİ**

**OKAN BULUŞ  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GEBZE  
2019**

**T.C.  
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FİNLİ ALÜMİNYUM SOĞUTUCULARIN  
SONLU HACİMLER METODU  
KULLANILARAK TERMAL VE AKIŞ  
ANALİZİ**

**OKAN BULUŞ  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMANI  
DR. ÖĞR. ÜYESİ SEDAT TOKGÖZ**

**GEBZE**

**2019**

**T.R.**  
**GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY**  
**GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

**THERMAL AND FLOW ANALYSIS USING  
THE FINITE VOLUME METHOD OF  
FINNED ALUMINUM HEAT SINKS**

**OKAN BULUŞ**  
**A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF SCIENCE**  
**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

THESIS SUPERVISOR  
ASSIST. PROF. DR. SEDAT TOKGÖZ

**GEBZE**  
**2019**

GTÜ Fen Bilimleri- Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 26/06/2019 tarih ve 2019/29 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 17/07/2019 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Okan Buluş'un tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

**JÜRİ**

ÜYE

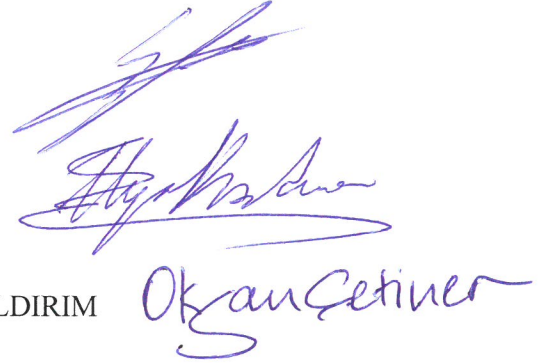
(TEZ DANIŞMANI) : Dr. Öğrt. Üyesi Sedat TOKGÖZ

ÜYE

: Doç. Dr. İlyas KANDEMİR

ÜYE

: Prof. Dr. N.L. Okşan Çetiner-YILDIRIM



**ONAY**

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun  
...../...../..... tarih ve ...../..... sayılı kararı.

## ÖZET

Bu tez çalışmasında, benzer topolojideki (eşit genişlik, uzunluk, yükseklik, fin sayısı ve eşit kütle vb.) finli alüminyum soğutucuların yüzey alanı artışının ısı transferine etkisi sonlu hacimler metodu kullanılarak incelenmiştir. Yüzey alanı artışının ısı transferine etkisini daha net anlayabilmek için farklı hızlarda ve farklı sıcaklıklarda analizler yapılmıştır. Ayrıca alüminyuma özel bir yüzey kaplama prosesi olan eloksal kaplama (anodik oksidasyon-anodizasyon) işleminin referans ve yüzey alanı arttırılmış soğutucularda ısı transferi değişimine neden olup-olmadığı paylaşılmıştır. Elde edilen nümerik sonuçlar yapılan analitik hesaplar ile karşılaştırılmıştır. Referans ve yüzey alanı arttırılmış soğutucular arasındaki çekilen ısı miktarı farkı, 398 K ısı kaynağı sıcaklığı ve 2,41 m/s akış hızı için %2 iken, sıcaklık ve hızın arttırılmasıyla bu fark %12'ye kadar çıkmıştır.

**Anahtar Kelimeler: Eloksal Kaplama (Anodik oksidasyon-anodizasyon), Referans Soğutucu (RS), Yüzey Alanı Arttırılmış Soğutucu (YAAS).**

## SUMMARY

In this work, it is examined the effect of surface area increase on the heat transfer in similar topologies (equal wideness, lenght, height, fin amounts and equal mass etc.) of finned aluminum heatsink using the finite volume method. For better understanding it is analized the effect of surface area increase on the heat transfer in different velocities and different temperatures. Furthermore the results are also shared whether a special aluminum surface caoting proses ‘anodized coating’ reference and surface area increased heatsinks cause a heat transfer variance or not. The obtained results are compared with the analytical calculations. The difference of heat content between references and surface area increased heatsinks, which are %2, while the heat source tempreature is 398 K and the flow rate is 2,41 m/s, the temperature rised up till %12 with increase of temperature and velocity.

**Key Words: Anodized Coating, Reference Heat sink (RS), Surface Area Increase Heat sink (YAAS).**

## TEŞEKKÜR

BaŐta, yüksek lisans eğitimimde ve akademik hayatımda desteğini ve yardımlarını hiğbir zaman esirgemeyip bilgisi ile bu alıŐmanın oluŐmasının yolunu aan danıŐmanım Dr. Öğr. Üyesi Sedat TOKGÖZ'e,

Ve göstermiŐ oldukları desteklerden dolayı sürekli yanımda olan aileme en içten teŐekkürlerimi sunarım.

# İÇİNDEKİLER

	<b><u>Sayfa</u></b>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiv
TABLolar DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Amaç ve Kapsam	4
2. LİTERATÜR ÖZETİ	5
2.1. Alüminyum	10
2.2. Alüminyum Ekstrüzyon Prosesi	13
2.3. Elokسال Kaplama (Anodizasyon-Anodik Oksidasyon)	13
2.4. Soğutucular ve Sınıflandırılması	15
2.5. Çalışmada Kullanılan Yazılımlar	19
2.5.1. Ansys Workbench	19
2.5.2. Ansys Fluent	19
2.5.3. Ansys SpaceClaim	20
2.5.4. Unigraphics/NX	20
3. GEOMETRİ VE MODELLEME ÇALIŞMALARI	21
3.1. Geometri Tasarımı	23
3.2. Analiz Metotları	26
3.2.1. Deneysel Metot	26
3.2.2. Hesaplamalı Metotlar	27
3.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	29
3.3.1. HAD Çalışma Prensibi	30
3.3.2. Navier-Stokes Denklemleri	31
3.3.3. Fluent Yazılımında Kullanılan Türbülans Modelleri	32
3.3.4. Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation, LES)	34

3.3.5. Reynolds Ortalamalı Navier Stokes Benzetimi (Reynolds Average Navier Stokes, RANS)	34
3.3.6. Doğrudan Sayısal Benzeşim (Direct Numerical Simulation, DNS)	36
3.4. Analitik Modelleme Çalışması	36
3.4.1. Termal Direnç Yöntemi	36
3.4.2. Basınç Kaybı	37
3.5. Nümerik Modelleme Çalışması	38
3.5.1. Akış Hacminin Oluşturulması	38
3.5.2. Kullanılan Türbülans Modeli ve Duvar Fonksiyonu	39
3.5.3. Sınır Şartları	40
3.5.4. Çözüm Ağı Bağımsızlığı Çalışması	42
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	47
4.1. Referans Alüminyum Soğutucu İçin Analitik Sonuçlar	47
4.1.1. Termal Direnç Yöntemi İle Isı Transferi Hesabı	47
4.1.2. Basınç Kaybı Hesabı	51
4.2. Referans Alüminyum Soğutucu İçin Nümerik Sonuçlar	53
4.2.1. Isı Transferi ve Sıcaklık Dağılımları	53
4.2.2. Basınç Kaybı ve Dağılımı	57
4.2.3. Hız Dağılımı	58
4.3. Referans Alüminyum Soğutucu Analitik ve Nümerik Sonuçlarının Karşılaştırılması	60
4.4. Yüzey Alanı Arttırılmış Alüminyum Soğutucu İçin Nümerik Sonuçlar	61
4.4.1. Isı Transferi ve Sıcaklık Dağılımları	61
4.4.2. Basınç Kaybı ve Dağılımı	63
4.4.3. Hız Dağılımı	65
4.5. RS ve YAAS Performanslarının Farklı Akış ve Sıcaklık Koşullarında Nümerik Sonuçlarının Karşılaştırılması	66
4.5.1. Elokسال Kaplamanın Etkisi	67
4.5.2. Akış Hızının Etkisi	68
4.5.3. Isı Kaynağı Sıcaklığının Etkisi	68

4.5.4. RS ve YAAS'nin Tüm Değişen Parametrelerde Karşılaştırılması	69
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	73
KAYNAKLAR	77
ÖZGEÇMİŞ	82

# SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler ve</u> <u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklamalar</u>
$A_{al}$	: Alüminyum Soğutucu Yüzey Alanı
$A_{el}$	: Eloksal Kaplama Yüzey Alanı
$A_k$	: Komponent Kasası Yüzey Alanı
$A_{tm}$	: Termal Macun Yüzey Alanı
$c_f$	: Sürtünme katsayısı
$c_{p,h}$	: Havanın Özgül Isısı
$D_f$	: Dairesel Fan Kesit Alanı
$D_h$	: Hidrolik Çap
$\varepsilon$	: Yüzey Pürüzlülüğü
$f$	: Basınç Kaybı Sürtünme Katsayısı
$\rho_h$	: Havanın Yoğunluğu
$h$	: Fin Yüksekliği
$h_f$	: Fin Taşınım Katsayısı
$h_s$	: Ortalama Taşınım Katsayısı
$I$	: Girişteki Türbülans Yoğunluğu
$k_{al}$	: Alüminyum Soğutucu Termal İletkenliği
$k_{el}$	: Eloksal Kaplama Termal İletkenliği
$k_h$	: Havanın Isıl İletkenliği
$k_k$	: Komponent Kasası Termal İletkenliği
$K_l$	: Ani Genişleme Kayıp Katsayısı
$k_{tm}$	: Termal Macun Termal İletkenliği
$l$	: Soğutucu Uzunluğu
$L_c$	: Efektif Fin Uzunluğu
$L_k$	: Basınç Kaybı Kesit Uzunluğu
$m$	: Fin Katsayısı
$\mu_h$	: Havanın Dinamik Viskozitesi
$n_{fin}$	: Fin Verimi
$Nu_s$	: Nusselt Sayısı

$P_g$	:	Gösterge Basıncı
$Pr$	:	Prandtl Sayısı
$\dot{Q}$	:	Isı Transferi
$R_b$	:	Alüminyum Soğutucu Tabanından Finlere Kadar Olan İletim Direnci
$R_c$	:	Zorlanmış Taşınım Termal Direnci
$Re_{D_h}$	:	Reynolds Sayısı
$R_{el}$	:	Eloksal Kaplamanın İletim Direnci
$R_k$	:	Komponent Kasası İletim Direnci
$R_t$	:	Toplam Termal Direnç
$R_{tm}$	:	Termal Macunun İletim Direnci
$s$	:	İki Fin Arası Mesafe
$t$	:	Soğutucu Taban Kalınlığı
$t_b$	:	Alüminyum Soğutucu Taban Kalınlığı
$t_{el}$	:	Eloksal Kaplama Kalınlığı
$t_f$	:	Fin Kalınlığı
$t_k$	:	Komponent Kasası Kalınlığı
$t_{tm}$	:	Termal Macun Kalınlığı
$T_{ea}$	:	Soğutucu Eloksal Altı Sıcaklığı
$T_{ey}$	:	Soğutucu Eloksal Üstü Yüzey Sıcaklığı
$T_h$	:	Hava Sıcaklığı
$T_{kk}$	:	Komponent Kasası Sıcaklığı
$T_{st}$	:	Soğutucu Taban Yüzeyi Sıcaklığı
$T_{ty}$	:	Tristör Yüzey Sıcaklığı
$V_h$	:	Hava Hızı
$w$	:	Soğutucu Genişliği
$\Delta P_b$	:	Boru Akışı Basınç Kaybı
$\Delta P_{b\check{c}}$	:	Boru Çıkışı Ani Genişleme Basınç Kaybı
$\Delta P_l$	:	Basınç Kaybı
$\Delta P_{l,minor}$	:	Ani Basınç Kaybı
$\Delta P_{ki}$	:	Kanalın İlk Bölüm Basınç Kaybı
$\Delta P_{ks}$	:	Kanalın Son Bölüm Basınç Kaybı
$\Delta P_s$	:	Soğutucu Kesitinde Basınç Kaybı

$\Delta P_{s\check{c}}$	:	Soğutucu Çıkışı Ani Genişleme Basınç Kaybı
$\Delta P_{sg}$	:	Soğutucu Girişi Ani Daralma Basınç Kaybı
$\Delta P_t$	:	Toplam Basınç Kaybı
$\Delta T$	:	Sıcaklık Farkı
2D	:	İki Boyutlu Tasarım
3D	:	Üç Boyutlu Tasarım
CAD	:	Computer Aided Design
CAE	:	Computer Aided Engineering
CAM	:	Computer Aided Manufacturing
DNS	:	Direct Numerical Simulation
HAD	:	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
RANS	:	Reynolds Average Navier Stokes
RS	:	Referans Soğutucu
RSM	:	Reynolds Stress Model
YAAS	:	Yüzey Alanı Arttırılmış Soğutucu
LED	:	Light Emmitting Diode
LES	:	Large Eddy Simulation

# ŞEKİLLER DİZİNİ

<b><u>Sekil No:</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
1.1: Kaynak makinesi güç kartı.	1
1.2: Endüktif yük sürücüsü.	3
2.1: Radyal finli soğutucu (solda) ve teğetsel finli soğutucu (sağda).	7
2.2: Levhalı soğutucu (solda) ve perde eklenmiş levhalı soğutucu (sağda)	9
2.3: 2D oransal kırılmalı insertler; (a) iterasyon sayısı=2, $t_o=26$ mm, (b) iterasyon sayısı=3, $t_o=50$ mm, (c) iterasyon sayısı=4, $t_o=50$ mm.	9
2.4: Oransal kırılmalı insertlerin finli soğutucuya uygulanma yöntemi.	10
2.5: Eloksal banyosu.	14
2.6: Örnek ekstrüzyon soğutucu görseli.	16
2.7: Örnek bağlantılı-toplamalı soğutucu görseli.	17
2.8: Örnek kazımalı-tıraşlamalı soğutucu görseli.	17
2.9: Örnek baskılı soğutucu görseli.	18
2.10: Örnek dövme soğutucu görseli.	18
3.1: Alüminyum soğutuculu sistem.	21
3.2: Referans soğutucu görseli.	23
3.3: NX 12 (Unigraphics) ile tasarlanan referans alüminyum soğutucu.	24
3.4: NX 12 (Unigraphics) ile tasarlanan yüzey alanı arttırılmış alüminyum soğutucu.	24
3.5: Yüzey alanı arttırılmış alüminyum soğutucu zik-zaklı yüzey formu detay ölçüleri (solda) ve aynı ölçekteki referans soğutucu (sağda).	25
3.6: Alüminyum soğutucuda termal dirençler. (Boyutlar görselliği sağlamak açısından orantılı verilmemiştir.)	37
3.7: ANSYS SpaceClaim ile akış hacmi oluşturulan alüminyum soğutucunun izometrik görünümü.	39
3.8: Sınır şartları.	40
3.9: Yakınsama grafiği.	43
3.10: Isı transferinin ağ çözünürlüğüne göre değişimi.	44
3.11: Çözüm ağı XY düzleminde kesit görünümü.	45
3.12: XY düzlemi kesitinde çözüm ağı detay görünümü.	45

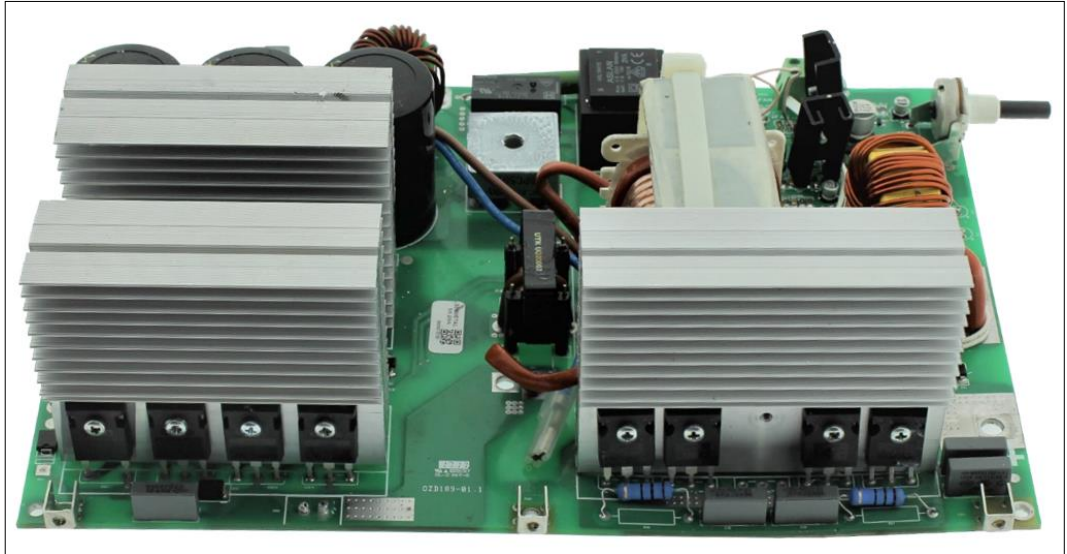
3.13:	Yüzey ağı zik-zak detayı. (a: düşük ve orta çözünürlük, b: yüksek çözünürlük, c: çok yüksek çözünürlük)	46
4.1:	Akıшта basınç kaybı bileşenleri.	51
4.2:	Referans soğutucuda ısı akılarının dağılımı ve detay görünümü.	54
4.3:	Referans soğutucuda yüzey sıcaklıklarının dağılımı ve detay görünümü.	55
4.4:	Referans soğutucuda YZ kesitinde hava sıcaklıklarının dağılımı ve soğutucu bölgesinin detay görünümü.	56
4.5:	Referans soğutucuda YZ kesitinde havanın basınç dağılımı.	57
4.6:	Referans soğutucuda YZ kesitinde havanın hız dağılımı.	58
4.7:	Referans soğutucuda YZ kesitinde akım çizgileri.	59
4.8:	YAAS’de ısı akılarının dağılımı ve detay görünümü.	61
4.9:	YAAS’de yüzey sıcaklıklarının dağılımı ve detay görünümü.	62
4.10:	YAAS’de YZ kesitinde hava sıcaklıklarının dağılımı.	63
4.11:	YAAS’nin YZ kesitinde hava basınç dağılımı ve detay gösterimi.	64
4.12:	YAAS’de YZ kesitinde havanın hız dağılımı.	65
4.13:	YAAS’de YZ kesitinde akım çizgileri.	66
5.1:	Hava hızı ve ısı kaynağı sıcaklığına bağlı olarak YAAS ve RS’nin ısı transferlerinin karşılaştırılması.	74
5.2:	Hava hızı ve ısı kaynağı sıcaklığına bağlı olarak YAAS ısı transferinin RS ısı transferine oranı.	74

# TABLolar DİZİNİ

<b><u>Tablo No:</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
2.1: Alüminyum saflık parametreleri.	11
2.2: Alüminyumun fiziksel özellikleri.	12
3.1: Referans ve yüzey alanı arttırılmış soğutucuların karşılaştırılması.	26
3.2: Girişteki havanın özellikleri.	40
3.3: Zorlanmış taşınımında giriş sınır koşulları.	42
3.4: Çözüm ağı bağımsızlığı çalışmasında kullanılan ağlar.	44
4.1: Termal direnç özellikleri.	47
4.2: Hesaplanan termal direnç değerleri.	48
4.3: Hesaplanan basınç kaybı değerleri.	53
4.4: Eloksoal kaplamalı referans soğutucu için analitik ve nümerik modellerin karşılaştırılması.	60
4.5: RS ve YAAS'nin ısı kaynağı sıcaklığı 398 K ve akış hızı 2,41 m/s olduğu durumda performans karşılaştırması.	67
4.6: Isı kaynağı sıcaklığı 398 K ve akış hızı 3,01 m/s olduğu durumda RS ve YAAS'nin performans karşılaştırması.	68
4.7: Isı kaynağı sıcaklığı 500 K ve akış hızı 2,41 m/s olduğu durumda RS ve YAAS'nin performans karşılaştırması.	69
4.8: Isı kaynağı sıcaklığı 500 K ve akış hızı 3,01m/s olduğu durumda RS ve YAAS'nin performans karşılaştırması.	70
4.9: RS ve YAAS'nin tüm değişen parametrelerdeki performans karşılaştırması.	71
4.10: Isı kaynağı sıcaklığı ve akış hızının RS ve YAAS için ısı transferi üzerindeki etkisi.	72

# 1. GİRİŞ

Günümüzde gelişen teknoloji ile birlikte elektronik cihazların kullanımı giderek artmaktadır. Elektronik devre elemanlarının temelini oluşturan yarı iletkenlerin (diyot, mosfet, tristör vb.) elektronik cihazlardaki kullanımı oldukça yaygındır. Güç devrelerinde bu elemanların problemsiz çalışabilmesi için sıcaklıklarının belirli sınırlar içerisinde kalması gerekmektedir. Yarı iletkenlerin belirlenen sıcaklık sınırlarına çıkmasını önlemek ve bu sınırların yarı iletkenlerde neden olacağı tahribatı engellemek için ısı değiştiricisi olarak finli soğutuculardan faydalanılmaktadır [1]. Alüminyum termal performans, düşük özgül ağırlık ve uygun fiyatları ile finli soğutucular için tercih edilen bir malzemedir. Şekil 1.1’de kaynak makinesinde kullanılan örnek bir elektronik güç kartının görseli paylaşılmıştır. Örnek kart üzerinde bulunan 3 adet alüminyum soğutucu ile mosfetler soğutulmaktadır.



Şekil 1.1: Kaynak makinesi güç kartı.

Finli alüminyum soğutucuların kullanım alanları oldukça yaygındır. Alüminyum soğutucular:

- Kesintisiz güç kaynaklarında,
- Asansör ve endüktif yük sürücülerinde,
- İnverterlerde,
- Redresörlerde,

- Kaynak makinelerinde,
- Regülatörlerde,
- Aydınlatma sektöründe,
- Bilgisayarlardaki işlemcilerin soğutulmasında sıklıkla kullanılmaktadır.

Soğutucular uzun bir süredir elektronik elemanların soğutulmasında yaygın olarak kullanılmaktadır [2]. Bunun sebebi soğutucuların:

- Modüler,
- Kompakt,
- Verimli,
- Ekonomik,
- Kolay uygulanabilir,
- Kolay imal edilebilir olmalarıdır.

Uygulama alanının oldukça geniş olması alüminyum soğutucuların önemini daha belirgin bir şekilde ortaya çıkarmaktadır.

Yarı iletkenlerde enerji kayıpları oldukça fazladır. Bu kayıplar yarı iletkenler üzerinde elektrik enerjisinin ısıya dönüşmesiyle ısı enerjisi olarak ortaya çıkmaktadır [3]. Komponentler üzerinde oluşan ısı enerjisi, komponentin bağlantılı olduğu finli/kanatçıklı alüminyum soğutuculara iletim yoluyla ve soğutucudan havaya taşınım yoluyla transfer edilmektedir. Böylece komponentlerin sıcaklığı kontrol altında tutulmaktadır. Şekil 1.2’de anahtarlama görevi yapan bir endüktif yük sürücü ve bağlantılı olduğu alüminyum soğutucu görülmektedir.



Şekil 1.2: Endüktif yük sürücüsü.

Elektronik devre elemanlarının verimli bir şekilde soğutulabilmesi için alüminyum soğutucuların fin/kanatçık yapılarının, finler arasından geçen hava hızının ve yüzey alanının ihtiyaca uygun bir şekilde tasarlanması gerekmektedir. Soğutucu tasarımı aşamasında, farklı sınır koşulları (hava hızı, hava sıcaklığı, komponent yüzey sıcaklığı vb.) altında soğutucunun nasıl bir ısı transferi performansı sergileyeceğinin bilinmesi ancak soğutucuların analitik, nümerik ve deneysel modellenmesi ile mümkündür. Soğutucunun ve soğutulmak istenilen elektronik devre elemanlarının bir bütün olarak değerlendirilmesi ve buna paralel olarak gerekli çalışmaların (modelleme/analiz) yapılması ile elektronik devre elemanlarının istenilen sıcaklık aralıklarında tutulması mümkündür. Aksi durumda ihtiyaca uygun seçilmemiş bir soğutucu gerek komponentlerin yeterli soğutulmaması gerekse olması gerekenden büyük soğutucu ve fan kullanımı ile ihtiyaç fazlası maliyetlere yol açmaktadır. Bu tez çalışması, alüminyum soğutucuların analitik ve nümerik olarak modellenmesini gerçekleştirilmesi ve soğutucuların performansını belirleyen temel parametreleri incelemesi açısından önemli bir noktaya ışık tutmaktadır.

## 1.1. Amaç ve Kapsam

Bu tez çalışmasında uygulamada kullanılmakta olan tipik bir alüminyum soğutucunun uygulamadaki çalışma şartları altında analitik ve nümerik olarak termal ve akış analizi gerçekleştirilmiştir. Sonrasında soğutucunun yüzey alanı artışının, hava hızının ve ısı kaynağı sıcaklığının etkileri ayrı ayrı analiz edilerek ısı transferine etkisi incelenmiştir. Yüzey alanı artışının etkisini bağımsız olarak inceleyebilmek için yüzey alanı arttırılmamış yani referans soğutucunun (RS) genel topolojisi değiştirilmeden (eşit genişlik, uzunluk, yükseklik, kütle, fin sayısı, fin yüksekliği vb.) sadece fin yüzeylerine girintili ve çıkıntılı olacak şekilde zik-zak uygulanarak yüzey alanı arttırılmış (YAAS) soğutucu tasarlanmıştır. Ayrıca korozyonu engellemek için endüstride yaygın olarak uygulanan eloksal kaplama işleminin ısı transferine etkisi de incelenmiştir. Bu çalışmaların amacı:

- Genel topolojisi değiştirilmeyen alüminyum soğutucuda yüzey artışının ısı transferine etkisinin ortaya konulması,
- Alüminyum soğutucuda hava hızı ve ısı kaynağı sıcaklıklarının ısı transferine etkisinin incelenmesidir.

Bu kapsamda yapılan çalışmalar:

- Alüminyum soğutucuların (RS ve YAAS) CAD ortamında tasarlanması,
- Analitik yöntemler ile ısı transferi miktarının hesaplanması,
- Analitik yöntemler ile basınç kayıplarının hesaplanması,
- Nümerik model için çözüm ağı oluşturulması ve çözüm ağı bağımsızlığı çalışmasının yapılması,
- HAD yöntemi kullanılarak farklı hava hızı ve ısı kaynağı sıcaklıklarında RS ve YAAS soğutucuların nümerik analizlerinin yapılması,
- Nümerik hesaplar ile analitik hesapların karşılaştırılarak incelenen parametrelerin soğutucu performansına etkisinin incelenmesidir.

## 2. LİTERATÜR ÖZETİ

Literatürde soğutucularla ilgili deneysel, analitik ve nümerik olarak gruplayabileceğimiz birçok çalışma bulunmaktadır [4], [5]. Bu çalışmaların bir kısmında yapılan analitik ve sayısal modelleme çalışmaları deneysel sonuçlarla doğrulanmaktadır. Bir diğer yaygın çalışma türü ise farklı geometriler ile ısı transferi performansının artırılması yönündedir. Yine yaygın olan bir diğer çalışma şekli farklı soğutucu geometrileri için taşınım katsayılarını veren ampirik ifadelerin (Nusselt sayısı) ortaya konulması şeklindedir [6], [7].

Soğutucu performansını artırmaya yönelik çalışmalardan biri Özsipahi ve diğerleri [4] 2018 yılında yaptıkları çalışmadır. Bahsedilen çalışmada jenerik bir soğutucu olan alüminyum balpeteği finli soğutucunun performansını nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmada fin yüksekliği, finler arası mesafe, Reynolds sayısı dizayn parametreleridir. Performans parametreleri ise soğutucunun termal direnci ve basınç kaybıdır. Çalışmada k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Nümerik sonuçlar deneysel çalışmalar sonucu elde edilen korelasyonlar ile doğrulanmış ve modelleme çalışmasının başarılı olduğu görülmüştür. Çalışmanın önemli sonuçlarından birisi, fin yüksekliğinin 40 mm'ye kadar arttırıldığında ısı transferini arttırması, ancak 40 mm'den sonra ısı transferi artışının azalması ve akış önünde engel oluşturduğu için basınç kaybının ciddi şekilde artmasıdır.

Bir diğer nümerik çalışmada ise soğutucu üzerinden geçen havanın yönü ve finlerin diplerine radius eklenmesinin etkisi incelenmiştir [8]. Nümerik model önceden yapılmış deneysel çalışmalar ile doğrulanmıştır. Fin diplerine radius uygulandığı durumda termal dirençte %18 düşüş gözlemlenmiştir.

Şahin ve Demir [6] çalışmalarında perfore finli bir soğutucunun dizayn parametrelerini optimize ederek ısı transferini maksimize etmeye çalışmışlardır. Farklı Reynolds sayıları ve farklı geometrik tasarım parametreleri altında yapılan ölçümlerde Nusselt sayısının finlerin birbirine yaklaşması ile arttığını gözlemlemişlerdir. Çalışmada ısı transferi miktarını etkileyen en önemli parametrelerin Reynolds sayısı, fin yüksekliği ve finler arası mesafe olduğu belirtilmiştir.

Rahmani ve diğ erleri [2] 2014 yılındaki ç alışmalarında uygulamada kullanılmakta olan bir soğ utucunun nümerik metot ile soğ uma karakteristiklerini modellemiş lerdir. Ayrıca soğ utucu geometrisini modifiye ederek sıcaklık dağı lımlarının daha üniform olmasını sağ lamışlardır.

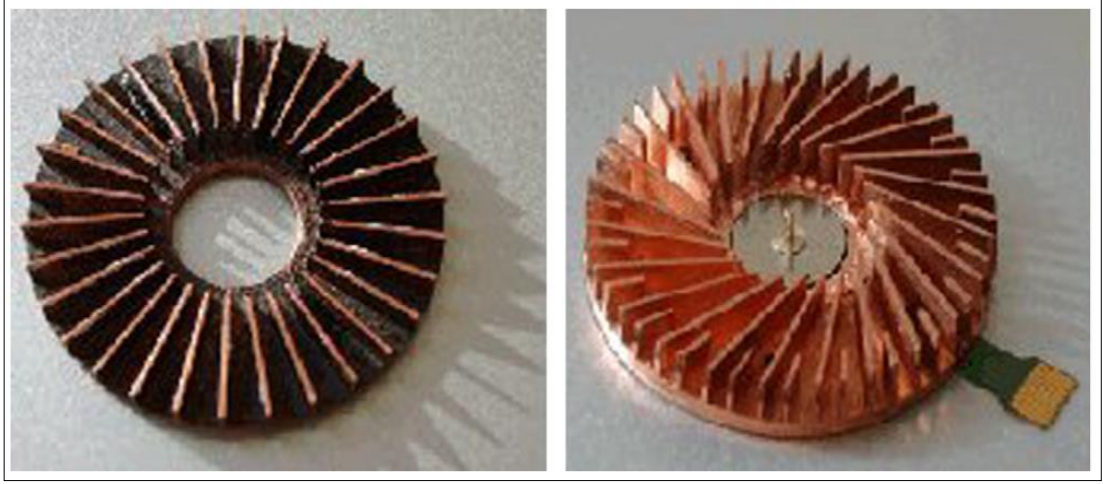
Bir diğ er ç alışmada ise soğ utucu finleri üzerine küçük ç ukurlar oluşturularak (kare dizimli ve kaydırmalı şekilde) performansı deneysel olarak incelenmiştir [9]. Ç alışmada soğ utucu finleri üzerinde oluşturulan ç ukur yapılar sonucunda ısı transferinin ve sürtünme katsayısının arttığı gözlenmiştir. Ç ukur derinliği ve ç ukurlar arası mesafenin etkileri de incelenmiş ve ç ukur derinliği artışının ısı tansferini arttırdığı ancak ç ukurlar arası mesafe arttıkaça ısı transferinin düştüğü gözlenmiştir.

Kudsieh ve diğ erleri [10] LED armatürlerin soğ utulmasında kullanılan farklı geometrilerdeki soğ utucuları ve üzerlerine farklı LED yerleşimlerini incelemiş lerdir. Soğ utucuların üzerindeki LED dizilerinin eşit soğ utulabilmesi için sıcaklık dağı lımlarının üniform olması önem arz etmektedir. Nümerik olarak yapılan ç alışma sonucunda dikdörtgenel formlu soğ utucuda sıcaklık dağı lımlarının daha üniform olduğu görülmüştür.

Bir diğ er ç alışmada da benzer şekilde LED dizisi soğ utucu uygulaması nümerik olarak modellenmiş ve deneysel ç alışma gerç ekleştirilmiştir [11]. Türbülans modeli olarak  $k-\omega$  türbülans modeli kullanılmıştır. LED'lerin sıcaklık değ işimlerinin ö mürlerini nasıl etkilediği ve oluşan ışığın renginin ö mürleri üzerindeki etkisi nümerik modelden elde edilen sonuçlar kullanılarak hesaplanmıştır.

Bir diğ er soğ utucu uygulaması olan fotovoltaiik panellerin soğ utulması ile ilgili Popovici ve diğ erlerinin [12] ç alışmasında fotovoltaiik panellerin veriminin ç alışma sıcaklığı arttıkaça düştüğü belirtilmiştir. Ç alışmada zorlanmış hava soğ utmalı fotovoltaiik paneller nümerik olarak farklı fin geometrileri için modellenmiştir. Ç alışmada  $k-\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır ancak deneysel ç alışma ile doç rulum yapılmamıştır.

Walsh ve Grimes taşınabilir elektronik cihazlarda kullanılmaya uygun düşük yükseklie sahip bir soğ utucu ve fan sistemi tasarlamışlardır [13]. Dairesel yapılı soğ utucuda gaz merkezden dış ç apa doç ru olan finlerin arasından ilerlemektedir. Ç alışmada finler radyal ve teğ etsel olacak şekilde iki tip soğ utucu incelenmiştir.



Şekil 2.1: Radyal finli soğutucu (solda) ve teğetsel finli soğutucu (sağda).

Lehtinen [5] doktora çalışmasında zorlanmış taşınım ile finli soğutucuların analitik modellemesini gerçekleştirmiştir. Önceki çalışmalardan farklı olarak fin teorisine fin sıcaklığının akış yönünde değişmesini ekleyerek taşınım ile ısı akışının finlerde akış yönünde ilerledikçe daha doğru olarak modellenmesini sağlamıştır. Lehtinen'in çalışmasında kullandığı soğutucu topolojisi ile bu çalışmada kullanılan soğutucuların topolojisi benzerlik göstermektedir. Aynı zamanda bu çalışmada kullanılan Nusselt sayısı korelasyonları ile Lehtinen'in çalışmasında kullandığı Nusselt sayısı korelasyonları bire bir benzerlik göstermektedir.

Bilen ve diğerleri [14] çalışmalarında finli bir yüzey için türbülanslı akış rejimlerinde Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı korelasyonlarını deneysel olarak elde etmişlerdir. Çalışmada kare dizilimli ve kaydırmalı şekilde dizilmiş finli durumlar birbirleri ile karşılaştırılmış ve kaydırmalı dizilimin az da olsa daha yüksek ısı transferi performansı sağladığı belirtilmiştir.

Bhaumik ve Behera [15] 2015 yılında yaptıkları çalışmalarında finler arası mesafenin doğal taşınım etkisini ve finler arası mesafenin optimum değerini incelemiştir. Çalışmada nümerik metotla bir adet fin için analizler yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda finler arası mesafenin değişimi ile doğal taşınım ve yüzey alanı arasında bir denge yakalanması gerektiği belirtilmiştir. Finler arası mesafe arttıkça yüzey alanı azalmakta ancak taşınım artmakta, finler arası mesafe azaldığında daha çok fin olacağı için yüzey alanı artmakta ancak finler arası akış daha zor olacağı için taşınım düşmektedir.

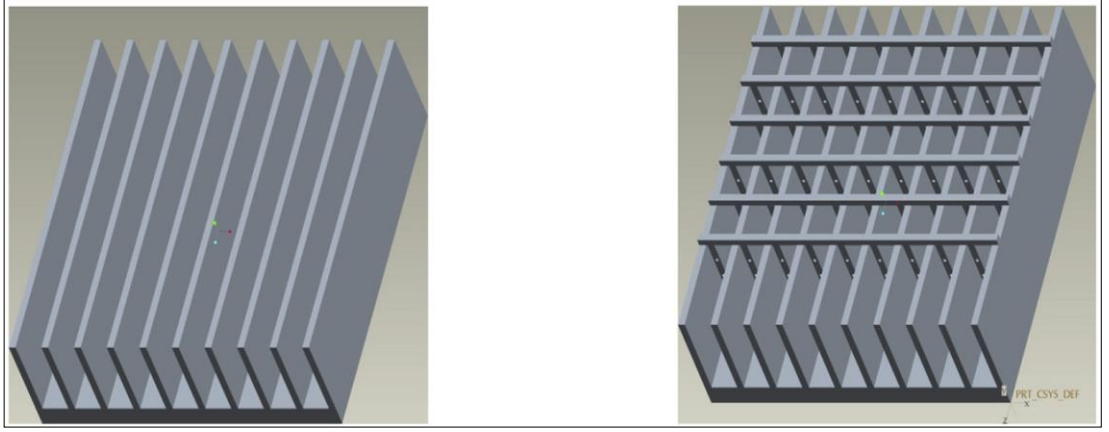
Yakut ve diğerleri [7] 2016 yılındaki makalelerinde soğutucu tabanına dik olarak vuran hava akışını incelemek için deneysel ve nümerik çalışmaların

sonuçlarını paylaşmışlardır. K-ε türbülans modeline dayanan nümerik yöntemle hesaplanan Nusselt sayısı (0,97), deneyler sonucu elde edilen Nusselt sayısı (0,95) ile birbirlerine çok yakın ( %2 fark) çıkmıştır. Çalışmada geometrik parametrelerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerinde etkileri incelenerek bunları maksimize eden değerler aktarılmıştır. Isı transferinin maksimize olduğu fin ölçüleri için basınç kaybı katsayısı da maksimize olmuştur.

Tijani ve Jaffri [16] 2018 yılındaki çalışmalarında perfore fin şeklindeki finli soğutucunun zorlanmış taşınım ile termal analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada perfore finlerin katı finli soğutucuya göre ısı transferini %1 ila %4 arasında arttırdığı ve basınç kayıplarını düşürdüğü gözlemlenmiştir.

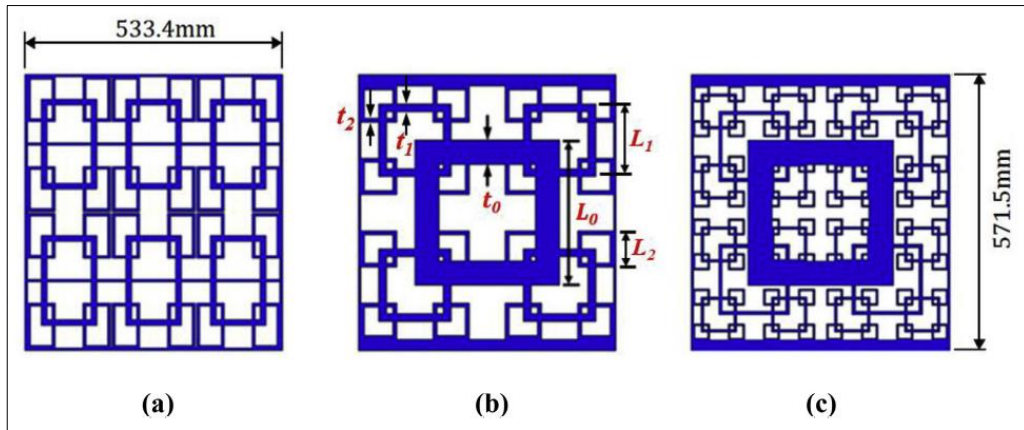
Gallero ve diğerleri [17] 2019 yılındaki çalışmalarında düşük yoğunluklu fotovoltaik sistemler için geliştirilen finli alüminyum soğutucunun performansını analitik ve nümerik metotlarla hesaplamışlar ve bulguları deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonucunda analitik yöntemler ile deneysel sonuçlar arasında ciddi farklılıklar olduğu gözlemlenmiştir. HAD sonuçları (laminar ve türbülanslı akışlar için) ise deneysel sonuçlar ile çok yakın çıkmıştır. Türbülans modeli olarak k-ε modeli kullanılmıştır.

Saravanakumar ve Kumar [18] 2019 tarihli çalışmalarında finli soğutucuya eklenen perdelerin (baffle, bkz. Şekil 2.2) ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yapılan nümerik çalışmada hesaplanan termal direnç ile deneysel sonuç arasında %4,75 fark ortaya çıkmıştır. Perde eklenmesi farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısını perde eklenmemiş soğutucuya göre %6,4 ila %8,9 arasında arttırmıştır. Perde eklenmesi türbülansı artırarak ısı transferi üzerinde olumlu etki yapmakta fakat akışın önünde engel oluşturduğu için daha yüksek basınç kaybına yol açmaktadır.

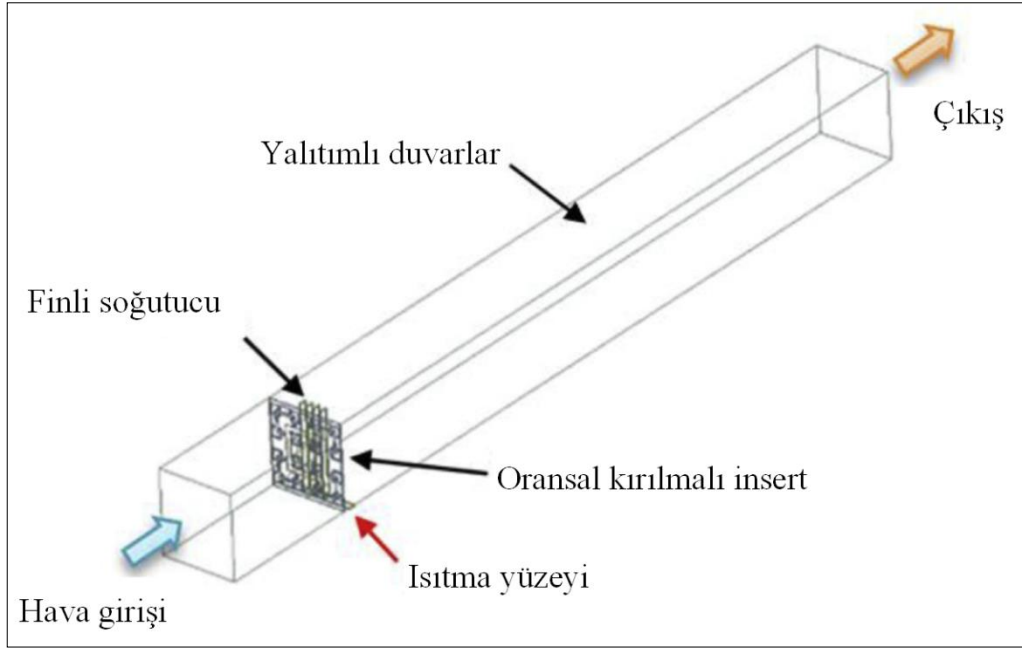


Şekil 2.2: Levhalı soğutucu (solda) ve perde eklenmiş levhalı soğutucu (sağda).

Hoi ve diğerleri [19] 2019 yılında yayımlanan çalışmada jenerik bir finli soğutucu üzerine oransal kırılma (karmaşık geometrik şekiller) ile eklenen insertlerin ısı transferi üzerindeki etkisini nümerik olarak incelemiştir. Oransal kırılmalı yapının olması ısı transferini %43 ila %57 arasında arttırmıştır. Çalışmada yüzey alanı artışının ısı transferini ve basınç kaybını arttırdığı gözlenmiştir. Bununla beraber, yüzey alanındaki artış ve bu artışın ısı transferindeki artışa oranı paylaşılmamıştır. İncelenen oransal kırılmalı insert yapıları Şekil 2.3'de ve sistemde uygulandığı yer Şekil 2.4'de verilmiştir.



Şekil 2.3: 2D oransal kırılmalı insertler; (a) iterasyon sayısı=2,  $t_0=26$  mm, (b) iterasyon sayısı=3,  $t_0=50$  mm, (c) iterasyon sayısı=4,  $t_0=50$  mm.



Şekil 2.4: Oransal kırılmalı insertlerin finli soğutucuya uygulanma yöntemi.

## 2.1. Alüminyum

Alüminyum demirden sonra dünyada en çok tüketilen metaldir. Alüminyum alaşım, sertleştirme ve imalat prosesi seçimi ile spesifik uygulamaların taleplerine tam olarak cevap verebilecek geniş bir ürün yelpazesi sunmaktadır. Alüminyum kolay işlenebilir bir malzemedir. Talaşlı ve talaşsız metal üretim yöntemleri açısından ele alındığında; döküm prosesi, dövme prosesi, bükme, kesme, delme gibi yöntemlerle kolayca üretilabilmektedir. Çoğu makinenin sahip olduğu azami hızlarda tornalanabilmekte, frezelenabilmekte ve baralanabilmektedir. Hemen hemen her türlü birleştirme yöntemi alüminyum ile birlikte kullanılabilir. Bunlar kaynaklama, geçme, perçinleme, lehimleme, civatalı bağlantı, yapıştırma olarak sıralanabilmektedir. Alüminyum yüksek termal iletkenliğe sahiptir. Bu özellik termal enerjinin bir ortamdan başka bir ortama aktarılmasında oldukça önemlidir. Bu nedenle alüminyum ısı değiştiricileri gıda, petrol, hava araçları ve diğer endüstrilerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Alüminyum yüzeyler atmosferle temas ettiğinde yüzey üzerinde oksidasyona karşı kendiliğinden ince bir tabaka oluşmaktadır. Bu kendiliğinden koruma özelliği korozyona karşı yüksek direnç göstermektedir. Alüminyum çoğu zaman diğer metalleri aşındıran ortamlarda bile oldukça dayanıklıdır. Alüminyum kolayca geri dönüştürülebilir bir malzemedir. Hem

ekonomik hem de çevresel faydalar sağlayan bu geri dönüşüm hurda değeri olan bir pazar oluşturmaktadır [20].

Alüminyum çeşitli saflık derecelerine sahip olduğu için genel bir tanımı yoktur. Tanımlamalar belirli bir değer aralığında belirlenmiştir. %99.5 ile %99.999 sayıları arasındaki bu dar skalada alüminyum için verilen farklı tanımlamalar Tablo 2.1’de gösterilmiştir.

Tablo 2.1: Alüminyum Saflık Parametreleri.

<b>Alüminyum saflığı (%)</b>	<b>Tanımlama</b>
<b>99.50-99.79</b>	Ticari saflık (commercial purity)
<b>99.80-99.949</b>	Yüksek saflık (high purity)
<b>99.950-99.9959</b>	Süper saflık (super purity)
<b>99.9960-99.9990</b>	Aşırı saflık (extreme purity)
<b>&gt; 99.9990</b>	Ultra saflık (ultra purity)

Ticari saf alüminyumun özkütlesi  $2,7 \text{ g/cm}^3$ ’tür. Bu değer yaklaşık olarak çeliğin ( $7,8 \text{ g/cm}^3$ ) %35’ine bakırın ( $8,93 \text{ g/cm}^3$ ) ve pirincin ( $8,553 \text{ g/cm}^3$ ) %30’una denk gelmektedir. Ticari olarak saf alüminyum takribi olarak 90 MPA çekme mukavemetine sahiptir. Bu formdaki alüminyumun yapısal malzeme olarak faydası sınırlıdır. Mangan, silikon, bakır, magnezyum ve çinko gibi elementlerin belirli yüzdeleriyle alaşım oluşturarak mukavemette artış sağlanabilmektedir. Ayrıca ısıl işlemlerle birlikte daha güçlendirilmiş ve sertleştirilmiş hale gelebilmektedir [20]. Tablo 2.2’de alüminyumun fiziksel özelliklerine ait bilgiler yer almaktadır.

Tablo 2.2: Alüminyumun Fiziksel Özellikleri.

Özellik (Property)	Saflık % (Purity)				
	99.999	99.990	99.800	99.500	99.000
Ergime noktası (°C)		660.2	-	-	657.0
Kaynama noktası (°C)		2480	-	-	-
Füsyon gizli ısısı (cal/g)		94.6	-	-	93.0
100°C'deki özgül ısısı (cal/g)		0.226	-	-	0.2297
20°C'deki yoğunluk (gr/cm <sup>3</sup> )	2.7	2.7	2.71	2.71	
20°C'deki elektriksel direnç (μΩ-cm)	2.63	2.68	2.74	2.8	2.87
Sıcaklık Direnci Katsayısı		0.0042	0.0042	0.0041	0.0040
Genleşme Katsayısı (x 10 <sup>-6</sup> )		23.86	23.5	23.5	23.5
100°C'deki termal iletkenlik		0.57	0.56	0.55	0.54
Yansıtma (total) (%)		90	89	86	-
Elastisite modülü (lb/in <sup>2</sup> x 10 <sup>-6</sup> )		9.9	-	-	10.0

Alüminyum alaşımlarının mekanik ve fiziksel özellikleri alaşımı oluşturan elementlerin bileşimi ve mikroyapısına bağlıdır [21]. Kullanım alanının geniş olmasından dolayı istenilen özelliklere göre alaşım çeşitliliği sağlanmaktadır. Alaşım oluşturmada en çok bakır, manganez, silikon, magnezyum, çinko elementleri kullanılmaktadır. Alüminyum alaşımları, üretim yöntemlerine bağlı olarak dövme ve döküm alaşımları olmak üzere iki ana gruba ayrılmaktadır. Alüminyum dövme ve döküm alaşımlarını oluşturan alt grup alaşımlar ısıtılabilir ve uygulanamaz alaşımlar olarak kendi içerisinde gruplara ayrılmaktadır. Alüminyum alaşımlarına ısıtılabilir uygulanarak yüksek dayanım ve yüksek korozyon direnci sağlanmaktadır. Alüminyum alaşımlarına uygulanan bu ısıtılabilir işlemler ile malzemenin sertliği ve mukavemet dayanımı artmaktadır [22].

## 2.2. Alüminyum Ekstrüzyon Prosesi

Ekstrüzyon prosesi, bir metal şekillendirme işlemidir. Silindir biçimindeki bir döküm ingotun (biyet) kovan olarak nitelendirilen bir alıcı içerisinde sıkıştırılarak bir kalıptan geçirilmesi ile kesit alanının daraltılmasına ve buna bağlı olarak şekil değiştirmesine dayanmaktadır. Alüminyum ekstrüzyon işlemi sıcak olarak yapılmaktadır. Biyetler 420-470 ° C arasında, kalıplar ise yaklaşık olarak 450 ° C' ye kadar ısıtılmaktadır. Baskıdan çıkan profilin sıcaklığı 500 ° C civarındadır. Bu profiller baskıdan hemen sonra hızlıca soğutularak soğuk germe işlemi yapılmaktadır. Son olarak istenen özelliklere göre ısıl işleme tabi tutulmaktadır [23].

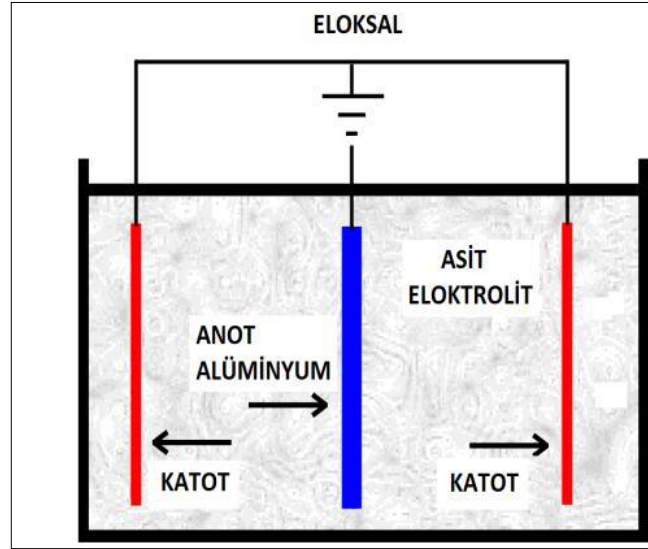
Plastik şekil değiştirme esasına dayanan ekstrüzyon prosesine ekstrüzyon işlemi sonrasında eloksal kaplama işlemi, yaşlandırma sertleştirme yapılabilirdiğinden dolayı ürünün mekanik özelliklerinde belirgin iyileşmeler meydana gelmektedir. Ekstrüzyon prosesi uygulamalarına daha çok hafif metal endsütürsünde rastlanmaktadır. İmalat sanayinde en fazla kullanılan Al-alaşımı AA 6063 alaşımıdır. Dünyada kullanılan ekstrüzyon alaşımlarının %80'ininden fazlasını 6XXX alaşımları oluşturmaktadır [24]. Bu tez çalışmasında ısı değiştiricisi olarak 6XXX alaşımli alüminyum ekstrüzyon profiller kullanılmıştır.

## 2.3. Eloksal Kaplama (Anodizasyon-Anodik Oksidasyon)

Metalik bir malzemenin elektrolit içerisinde anodik olarak oksitlendiği elektrokimyasal prosese eloksal kaplama işlemi denilmektedir (bkz. Şekil 2.5). Başka bir ifadeyle eloksal kaplama yüzeyde yapay bir oksit tabakası oluşturma işlemidir. Eloksal kaplama literatürde 'anodizasyon' ya da 'anodik oksidasyon' olarak da tanımlanmaktadır. Eloksal kaplamaya tabi tutulan yüzeyler birçok avantajı beraberinde getirmektedir. Bunlar;

- Alüminyumun korozyona karşı dayanımını arttırması,
- Uygulanan yüzey boyama işlemine tabi tutulabilirdiğinden dolayı istenilen rengin verilmesi ve buna bağlı olarak yüzeyde dekoratif bir görünüm elde edilmesi,
- Elektriksel açıdan yalıtkanlık kazandırmasıdır.

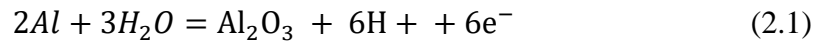
Eloksal kaplamanın sadece alüminyuma uygulanıyor olması ve asidik kirleticilere karşı dayanıksız yapısı dezavantajları arasında yer almaktadır.



Şekil 2.5: Eloksal banyosu.

Eloksal işlemi anot ve katot olmak üzere iki temel reaksiyondan oluşmaktadır. Anot reaksiyonu alüminyum yüzeyinde meydana gelen oksidasyon reaksiyonudur. Kaplama işlemi anot (alüminyum) tarafında gerçekleşmektedir. Bir redresör (akım kaynağı) aracılığıyla sisteme akım gönderilerek alüminyum üzerinde bir tabaka oluşması sağlanmaktadır. Eloksal kaplama işleminde gerçekleşen anot, katot ve net reaksiyonların kimyasal ifadesi aşağıda gösterilmiştir [25].

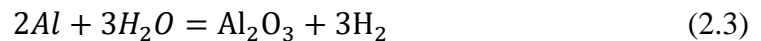
Anot Reaksiyonu:



Katot Reaksiyonu:



Net Reaksiyon:



Bu reaksiyonlar sonucunda hidrojen gazı katotta toplanmaktadır. Alüminyum ise su ile reaksiyona girerek anodik oksit ( $Al_2O_3$ ) kaplama tabakasını oluşturmaktadır.

Anodik oksidasyonun gerçekleşmesini eloksal banyosunun içerisinde bulunan ve elektrolit adı verilen kimyasal bir çözelti sağlamaktadır. Bu çözeltinin içeriği genel olarak sülfürik asit ve oxalic asitten oluşmaktadır. Elektrolit çözeltisi akımın (doğru akım) daha rahat akmasını ve reaksiyonların gerçekleşmesini sağlamaktadır.

Alüminyum soğutucularda eloksal kaplama prosesi yaygın olarak kullanılmaktadır. Alüminyum soğutucularda eloksal kaplamanın ısı transferine etkisi bilinmemektedir. Eloksal kaplamanın ısı iletkenlik katsayısı (1,5 W/mK), alüminyuma (202 W/mK) göre düşüktür. Ayrıca alüminyum üzerinde kaplama kalınlığı (5-20  $\mu\text{m}$ ) oluşturduğu için ısı transferini olumsuz yönde etkilediği düşünülmektedir. Bu tez kapsamında alüminyum soğutucu üzerindeki eloksal kaplamanın ısı transferine etkisi hem nümerik hem de analitik olarak incelenmiştir.

## 2.4. Soğutucular ve Sınıflandırılması

Soğutucular (heat sinks) elektronik veya mekanik bir cihaz tarafından üretilen ısıyı cihazdan uzak bir ortama taşımaya yarayan pasif ısı değiştiricilerdir [26]. Soğutucular genel hatlarıyla aktif ve pasif olmak üzere iki ana kategoriye ayrılmaktadır. Fan ya da üfleyici (blower) kullanılarak zorlanmış taşınım ile soğutma yapılan soğutucular aktif soğutucular olarak tanımlanmaktadır. Verimlilikleri yüksektir ancak hareketli parçalar kullanıldığından maliyetleri biraz fazladır. Pasif soğutucularda soğutma sağlamak için herhangi bir mekanik komponent kullanılmamaktadır. Hava, soğutucu finlerinin arasından geçerek doğal taşınım ile soğutma sağlamaktadır.

Soğutucuların üretiminde genellikle alüminyum ve bakır kullanılmaktadır. Alüminyum, düşük özgül ağırlığı ( $2,72 \text{ gr/cm}^3$ ), kolay imal edilebilirliği ve yüksek ısı iletkenliği ile yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle ekstrüzyon yöntemiyle üretilen alüminyum profiller uygulamaların çoğu için uygunluk göstermektedir. Bakırın ( $385 \text{ W/mK}$ ) termal iletkenliği, alüminyuma göre ( $202,5 \text{ W/mK}$ ) göre daha yüksektir. Ancak özgül ağırlığının ( $8,9 \text{ gr/cm}^3$ ) fazla ve maliyetinin yüksek olması en büyük dezavantajıdır. Bu sebeple uygulamada alüminyum kadar yaygınlığa ulaşamamıştır. Bakır, ısı iletkenliğinin ağırlıktan ve maliyetlerden daha önemli olduğu durumlarda kullanılmaktadır [20].

Soğutucular üretim yöntemleri esas alınarak 5 farklı kategoride sınıflandırılmaktadır [27]. Bunlar:

- Ekstrüzyon Soğutucular

Soğutucuların büyük bir çoğunluğu ekstrüzyon profil olarak imal edilmektedir. Ekstrüzyon soğutucular müşteri talebine göre düşük maliyetler ile farklı topolojilerde kolaylıkla üretilmektedir. En büyük dezavantajları ise üretim ölçülerinin genişlik ve yükseklikten kaynaklı olarak belirli limitler içerisinde yer almasıdır [28].



Şekil 2.6: Örnek ekstrüzyon soğutucu görseli.

- Bağlantılı-Toplamalı Soğutucular

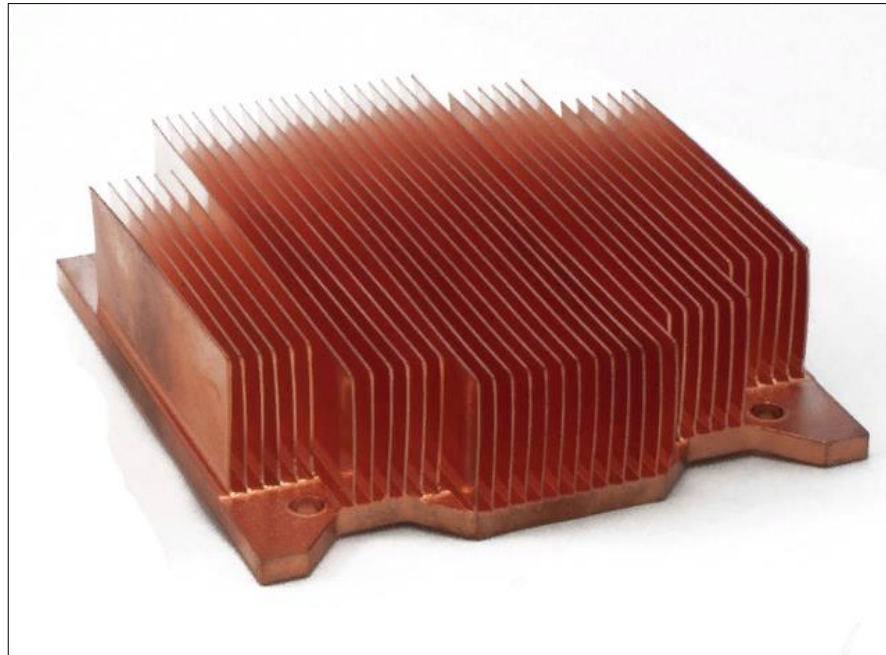
Bu tip soğutucular genişlik (Genişlik X Uzunluk X Yükseklik) ölçüsünün fazla istenildiği durumlarda tercih edilmektedir. Taban malzeme ile fin malzemeler birbirinden ayrıdır. Sıkı geçme ile birleştirilmektedir. En büyük avantajlarından biri ise taban malzeme ile fin malzemelerin isteğe bağlı olarak birbirinden farklı olabmesidir. Isıl iletkenliği daha da arttırmak için taban malzemenin alüminyum fin malzemenin bakır olduğu uygulamalar bulunmaktadır [29].



Şekil 2.7: Örnek bağlantılı-toplamalı soğutucu görseli.

- Kazımalı-Tıraşlamalı Soğutucular

Bu tip soğutucular katı bir metal bloktan üretilmektedir. Katı bloğun kazınmasıyla gerçekleştirilen üretim ile sayıca çok fazla ve birbirine yakın aralıklarda fin elde edilmektedir. Fin sayısının artmasına bağlı olarak yüzey alanında artış meydana gelmektedir. Yüzey alanı artışı ısı dağılımına olumlu yansımaktadır. En büyük dezavantajları ise ağır olmalarıdır [30].



Şekil 2.8: Örnek kazımalı-tıraşlamalı soğutucu görseli.

- Baskılı Soğutucular

Genellikle kesme kalıbı prosesiyle eksantrik preste baskı yoluyla üretilen soğutuculardır. Genel olarak güç ihtiyacının düşük olduğu uygulamalarda kullanılmaktadır. Üretim maliyetlerinin düşük olması en büyük avantajlarıdır [31].



Şekil 2.9: Örnek baskılı soğutucu görseli.

- Dövme Soğutucular

Dövme soğutucular alüminyum ya da bakırın sıkıştırılmasıyla elde edilmektedir. Soğutucular soğuk ya da sıcak dövme yöntemi ile üretilmektedir. Tasarım esnekliği üretim yönteminden dolayı sınırlıdır [32].



Şekil 2.10: Örnek dövme soğutucu görseli.

Bu tez kapsamında, yarı iletkenlerin soğutulmasında ısı değiştiricisi olarak 6XXX alaşımlı alüminyum ekstrüzyon profiller kullanılmıştır. Üretim tekniklerinin kolay ve ısıl performanslarının yüksek olmasından dolayı ekstrüzyon profiller tercih edilmiştir.

## **2.5. Çalışmada Kullanılan Yazılımlar**

### **2.5.1. Ansys Workbench**

Ansys, mühendislik problemlerini simüle etmek için kullanılan sonlu elemanlar analiz yazılımı geliştirmekte ve pazarlamaktadır. Ansys hareket, yorulma, kopma, akışkan akışı, sıcaklık dağılımı, elektromanyetik verimlilik ve zaman içindeki diğer etkileri analiz ve simüle etmeye yarayan bilgisayar tabanlı bir simülasyon programıdır.

Ansys ve benzeri diğer sonlu elemanlar analizi yapan yazılımlar ürünlerin henüz prototipleri dahi üretilmemişken sanal ortamda analiz edilmesine olanak sağlamaktadır. Bu yazılımlar elde edilen tespitler neticesinde muhtemel problemlerin öngörülmesi ve probleme dair iyileştirmelerin yapılmasına katkıda bulunmaktadır [33].

### **2.5.2. Ansys Fluent**

Ansys Fluent programı çok sayıda sıkıştırılabilir ve sıkıştırılmaz, laminar ve türbülanslı akış problemleri için modelleme yetenekleri sunmaktadır. Ansys Fluent yazılımı ile kararlı ve geçici durum analizleri yapılabilir. Tüm akışlarda süreklilik, enerji, kütle ve momentum için korunum denklemleri çözülebilmektedir.

Fluent programı ısı transferi ve akışkanlar mekaniği problemlerini sonlu hacimler yöntemini kullanarak çözen ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinde kullanılan bir paket programıdır. Geniş fiziksel modelleme yeteneğine sahip olan bu program otomotiv, havacılık, savunma sanayii, kimya, yiyecek, turbo makine endüstrilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Fluent programı, kullanıcı dostu arayüzü sayesinde sıcaklık dağılımı, basınç dağılımı, hız dağılımı, yoğunluk, akım çizgileri gibi istenen verileri hem grafik olarak hem de kontürel bir şekilde görselleştirerek kullanıcıya sunabilmektedir.

Aynı zamanda elde edilen sonuçlar kullanıcıya anmisyon şeklinde de sunulabilmektedir. Görsel sunumdaki bu becerisi ile program kullanıcılarına verileri analiz etmede kolaylık sağlamaktadır [34].

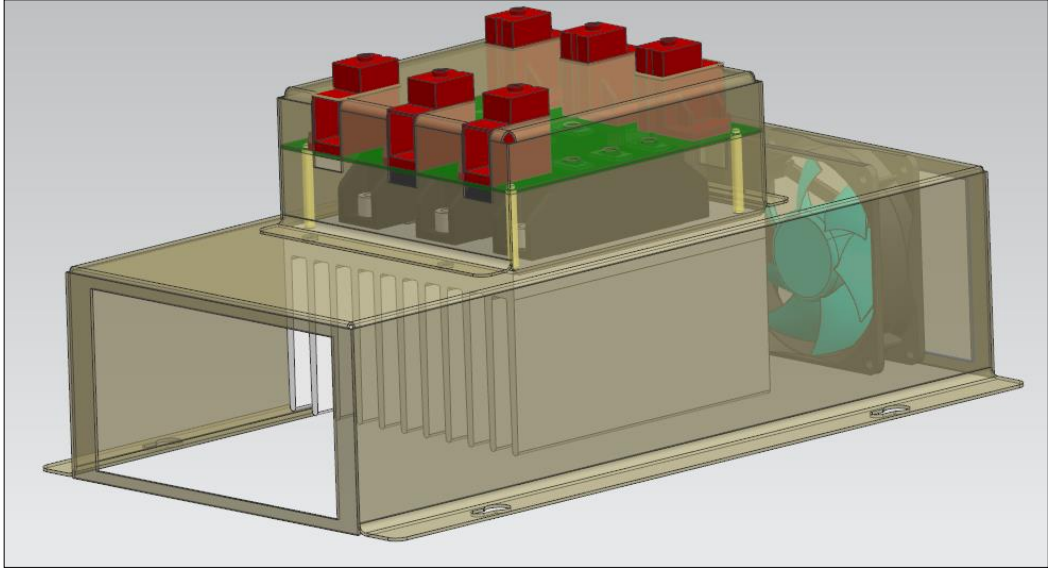
### **2.5.3. Ansys SpaceClaim**

SpaceClaim, Ansys ile birlikte çalışan, yaygın modelleme görevlerine verimli çözümler sunan çok amaçlı bir 3D modelleme programıdır. Doğrudan modelleme teknolojisi üzerine inşa edilen SpaceClaim, tasarım veya konsept modelleme, çevrilmiş CAD dosyalarının onarımı, genel model yenileme ve tam model düzenleme gibi çeşitli CAD işlemleriyle ilgili geometri sorunlarını gidermede kolaylıklar sağlamaktadır [35].

### **2.5.4. Unigraphics/NX**

Bu tez çalışmasında alüminyum soğutucuların 3 boyutlu katı model olarak tasarlanmasında NX 12 (Unigraphics) yazılımı kullanılmıştır. Kavramsal tasarımdan, mühendislik ve imalata, ürün geliştirmeyi her yönüyle destekleyen NX 12 (Unigraphics), farklı disiplinleri koordine eden, veri bütünlüğü ve doğru tasarım süreçleri sağlayan entegre bir tasarım ve imalat programıdır. NX 12 (Unigraphics) bünyesinde barındırdığı modüller (CAD-CAM-CAE) aracılığıyla bilgisayar destekli tasarım (CAD-Computer Aided Design), imalat (CAM-Computer Aided Manufacturing) ve mühendislik (CAE-Computer Aided Engineering) hizmetleri sunabilmektedir [36].

### 3. GEOMETRİ VE MODELLEME ÇALIŞMALARI



Şekil 3.1: Alüminyum soğutuculu sistem.

CAD (Computer Aided Design-Bilgisayar Destekli Tasarım) programlarının katkısı ile karmaşık yapıdaki geometriler hızlı ve doğru bir şekilde analiz sürecine hazırlanmaktadır. Finli ısı değıştiricilerin yaygın kullanım örneklerinden birisinin CAD ortamında yapılmış montaj çalışması Şekil 3.1’de verilmiştir. Bu çalışmadaki alüminyum soğutuculu sistemin elemanları:

- Eksenel fan
- Kabin
- Alüminyum soğutucu
- Isı kaynağı (Tristör)
- Elektronik devre kartı elemanlarından oluşmaktadır.

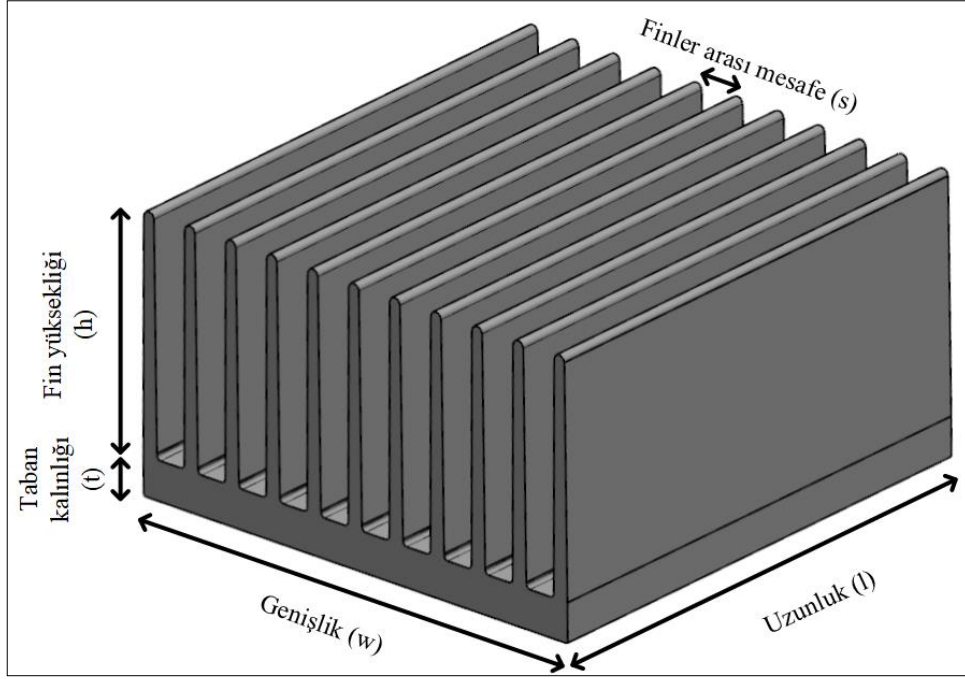
Bu tez çalışmasında hali hazırda üretilen ve müşteri tarafından kullanılan somut bir örneği olduğu için bu model seçilmiştir. Bu sistemde nümerik modelleme yapılırken alüminyum soğutucu, fan ve ısı kaynakları somut örneğiyle (bkz. Şekil 1.2) birebir olarak modellenmiştir. Yalnızca akış hacmi oluşturulurken kabin ölçüleri esas alındığında gerçek sisteme benzerlik gösteren bir topoloji izlenmiştir.

Alüminyum soğutuculu bu sistem güç elektroniğinde endüktif yük sürücü olarak tanımlanmaktadır. Endüktif yük sürücüleri güç talebinin hızlı değiştiği ve yük dengesizliklerinin olduğu sistemlerde gerilim regülasyonu sağlamakta kullanılmaktadır.

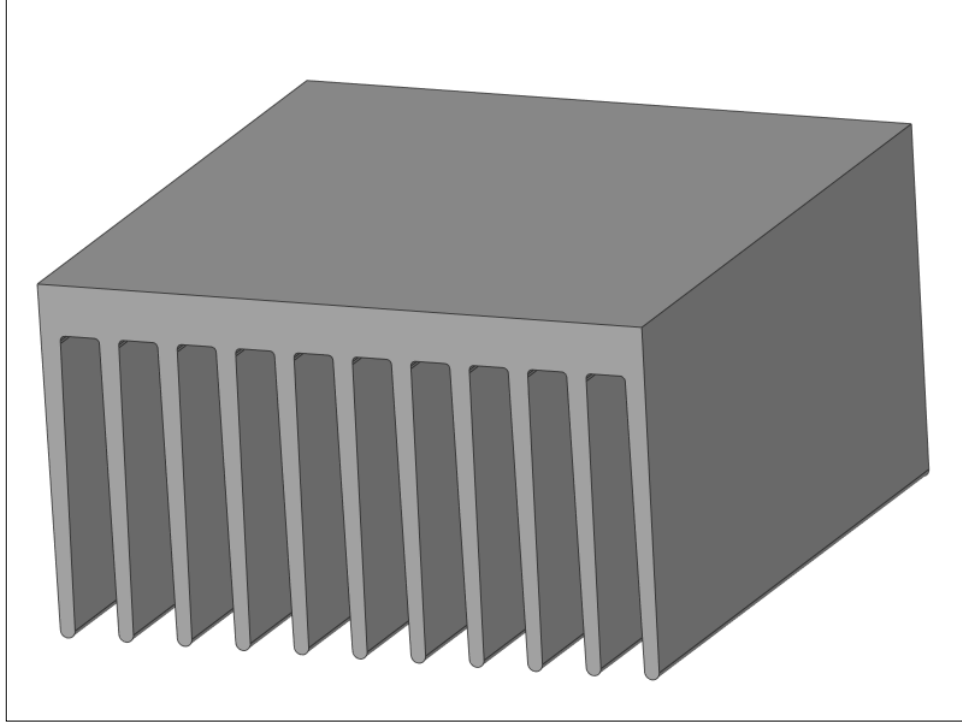
Ana modelde alüminyum soğutucu kabinin merkezine konumlandırılmıştır. Alüminyum soğutucunun sağ-sol ve ön-arka tarafı kabin ölçüsünü ortalayacak şekilde yerleştirilmiştir. Aksenal fan kabin tarafının iç kısmına havayı alüminyum soğutucuya basacak şekilde kabine montajlanmıştır. Isı kaynakları (Tristör) soğutucu yüzeyine üç sıra şeklinde sağ-sol ve ön-arka eşit mesafede olacak şekilde yerleştirilmiştir. Bu yerleşim yapılmadan önce soğutucu yüzeyi ile ısı kaynağı yüzeyi arasına termal macun sürülmektedir. Termal macun sürülmesinin sebebi yüzey frezeleme sonucu soğutucu yüzeyi ile ısı kaynağı yüzeyi arasında oluşan mikro boşlukları doldurmaktır. Termal macun bu mikro boşlukları kapatarak, soğutucu yüzeyi ile ısı kaynağı yüzeyi arasındaki teması artırarak iletimle ısı transferi verimliliğine katkı sağlamaktadır. Elektronik kart ve bu kartı oluşturan devre elemanları da tristöre bağlıdır. Bu kart üzerinde oluşan elektrik enerjisi ısı kaynaklarına (Tristör) aktarılmaktadır. Isı kaynakları tarafından üretilen ısı, iletimle alüminyum soğutucuya daha sonra zorlanmış taşınım ile alüminyum soğutucudan havaya transfer edilmektedir.

### 3.1. Geometri Tasarımı

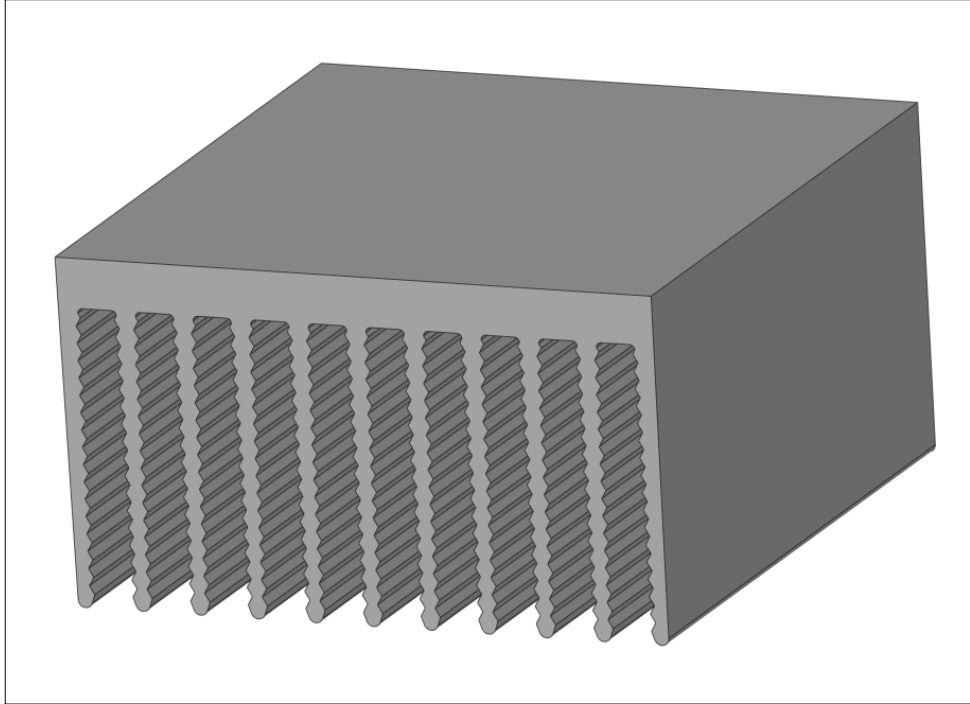
HAD analizine başlamadan önce problemin geometrisini yansıtan modelin ve/veya modellerin bilgisayar ortamında tasarlanması gerekmektedir. Tez çalışmasında ön işleme öncesinde geometriler (alüminyum soğutucular) NX 12 ile tasarlanmıştır (bkz. Şekil 3.3 ve Şekil 3.4).



Şekil 3.2: Referans soğutucu görseli.

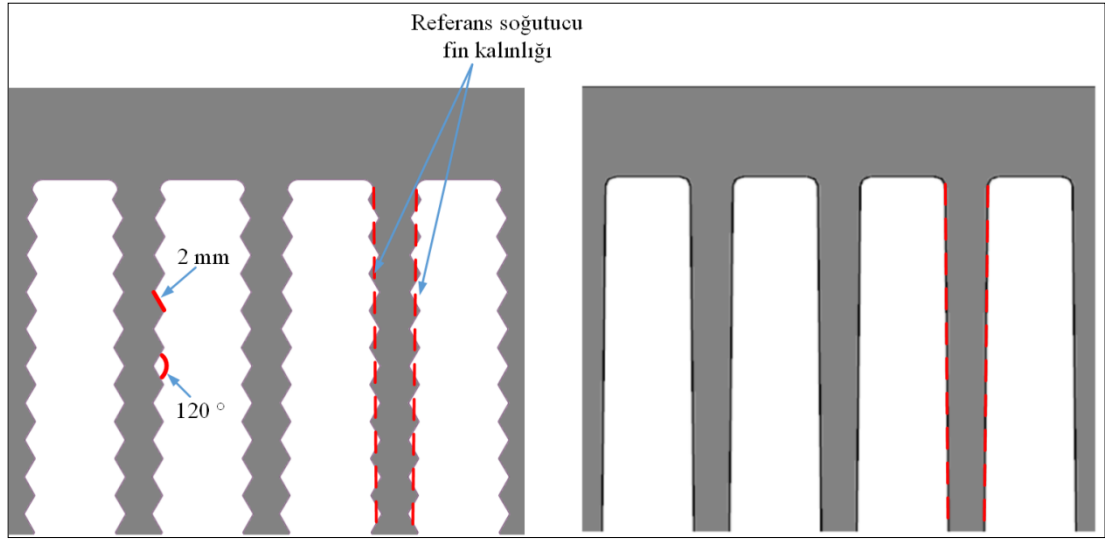


Şekil 3.3: NX 12 (Unigraphics) ile tasarlanan referans alüminyum soğutucu.



Şekil 3.4: NX 12 (Unigraphics) ile tasarlanan yüzey alanı arttırılmış alüminyum soğutucu.

Yüzey alanını arttırmak için yapılan zik-zaklar referans soğutucudaki fin yüzeylerine eklenip çıkarma şeklinde yapılmıştır. Böylece ortalama fin kalınlığı kırmızı çizgilerle gösterildiği üzere değişmemiştir. Bu şekilde tasarım yapılmasının temel amacı referans soğutucu ile yüzey alanı arttırılmış soğutucunun kütlelerinin olabildiğince eşit tutulmasını sağlamaktır. Yüzey alanı artışının diğer parametrelerden bağımsız olarak ısı transferine etkisini izlemek amaçlanmıştır. Bu nedenle Şekil 3.2’de görseli paylaşılan referans soğutucudaki kütle, uzunluk, genişlik, yükseklik, fin kalınlığı ve yüksekliği, finler arası mesafe ve fin sayısı parametreleri değiştirilmemiştir. Bu şekilde yapılan tasarımda YAAS’nin RS’ye göre yüzey alanında %11’lik bir artış sağlanmıştır.



Şekil 3.5: Yüzey alanı arttırılmış alüminyum soğutucu zik-zaklı yüzey formu detay ölçüleri (solda) ve aynı ölçekteki referans soğutucu (sağda).

Yüzey alanı arttırılmış soğutucu tasarlanırken yüzey alanının etkisini anlayabilmek için diğer parametrelerin sabit tutulması hedeflenmiştir. Bu parametreler kıyaslamalı olarak Tablo 3.1’de verilmiştir. Ayrıca referans soğutucunun görseli ve boyutları Şekil 3.2’de verilmiştir.

Tablo 3.1: Referans ve yüzey alanı arttırılmış soğutucuların karşılaştırılması.

Açıklama	RS	YAAS	Birim	Fark (%)
Uzunluk (l)	131	131	mm	-
Genişlik (w)	124	124	mm	-
Fin yüksekliği (h)	60	60	mm	-
Taban kalınlığı (t)	10	10	mm	-
Toplam yükseklik (h+t)	70	70	mm	-
Finler arası mesafe (s)	9	9	mm	-
Fin sayısı	11	11	adet	-
Yüzey alanı	210.730	233.796	mm <sup>2</sup>	11
Kütle	1.250	1.254	gr	0,3

### 3.2. Analiz Metotları

Mühendislik problemlerinin analizinde deneysel metot ve hesaplamalı metot (teorik ve nümerik metot) olmak üzere iki temel metot kullanılmaktadır. Problemlerin durumuna göre bu yöntemlerden biri ya da ikisi birden kullanılabilir.

#### 3.2.1. Deneysel Metot

Mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılan deneysel metot ürün üzerinden gerçek ölçüm değerleri alınarak yapılmaktadır. Bu durum zaman ve maliyet açısından dezavantajlar oluşturmaktadır. Bir diğer dezavantajı ise analiz yapabilmek için ürüne ihtiyaç duymasındır. Bu durum ürün oluştuktan sonra üzerinde analiz yapmayı sağladığı için ürün öncesinde oluşabilecek hataları öngörememektedir. Güvenilir bir analiz için genellikle birden fazla ürün üzerinde testler yapılmalıdır. Deneysel metodun avantajları ise yöntemin açık ve net olması, kesin sonuç vermesi, tekrarlanabilir olması, değişkenlerin kontrolüne açık olmasıdır [37].

### 3.2.2. Hesaplamalı Metotlar

- Teorik (Analitik) Metot

Teorik (Analitik) metot mühendislik problemlerinin çözülmesinde kullanılan klasik bir yaklaşımdır. Analitik metotta fiziksel bir olayı etkileyen değişkenler ve bu değişkenlerin birbirlerine bağımlılıkları ilgili fiziksel yasalardan faydalanılarak matematiksel olarak formüle edilmektedir [38]. Genel olarak basit problemlerin çözümünde kullanılmaktadır. Karmaşık yapıdaki mühendislik problemlerinin çözümünde teorik metodu kullanarak çözüm üretmek çok uzun zaman almaktadır. Bu formülasyonların her durumda analitik çözümleri mümkün değildir.

- Nümerik Metot

Nümerik metotlar (Sayısal) mühendislik problemleri analiz edilirken kullanılmaktadır. Fiziksel sistemler ile ilgili çalışma yapılırken; bu sistemi tanımlayan matematiksel model denklemlerinin fiziksel sistemi analitik olarak çözemediği noktalarda ve/veya analitik çözümün zorlaştığı durumlarda bilgisayar yardımıyla çözüm sağlanmaktadır. Nümerik yöntemlerin avantajları;

- Karmaşık modelleri çözebilmesi,
- Farklı problemleri bir arada çözebilmesi,
- Bilgisayar kullanıldığından dolayı hızlı çözümler üretebilmesi,
- Parametrik analizler yapabilmesi ve buna bağlı olarak tasarımda optimizasyon sağlayabilmesidir.

Dezavantajları;

- Problemin durumuna göre bazen yaklaşık çözüm verebilmeleri,
- Yakınsama problemleri,
- Modellemeyi sağlayabilmek için çok fazla veriye ihtiyaç duymalarıdır.

Bir mühendislik probleminde; problemi oluşturan temel denklemlerin ve sınır tabaka şartlarının sonlu sayıdaki nokta için cebirsel olarak ifade edilmesi işlemine ayrıklaştırma (diskritizasyon) denir. Ayrıklaştırma teknikleri 3 ana başlıkta incelenmektedir:

- Sonlu Farklar Yöntemi

Diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılmasında kullanılan yöntem sonlu farklar yöntemi denir. Sonlu elemanlar yöntemiyle benzerlikler göstermektedir. Taylor serisiyle diferansiyel denklemler cebirsel ifadelere dönüştürülmektedir. Bu cebirsel ifadeler ile diferansiyel denklemlerin analitik çözümlerine yaklaşılmaktadır. Sonlu farklar yönteminin oluşturduğu hata, söz konusu denklemin gerçek analitik çözümü ile bu gerçek çözüme yapılan yaklaşma arasındaki farka eşittir. Bu yöntemdeki temel iki hata yuvarlama hatası ve kesme hatasıdır. Yuvarlama hatası bilgisayarın ondalık değerleri bir basamaktan sonra yukarı yuvarlamasından kaynaklanmaktadır. Kesme hatası ise denklemin gerçek çözümü ile gerçek çözüme yapılan yaklaşım arasındaki farka eşittir. Burada yuvarlama hatası sıfır kabul edilmektedir [39].

- Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yönteminde temel amaç bir büyüklük alanının hesaplanmasıdır. Fiziksel bir problemin matematiksel bir fonksiyon haline getirilmesiyle oluşan karmaşık problemlerin kısmi diferansiyel denklemler kullanılarak yaklaşık olarak çözümlüdür. Sonlu elemanlar yönteminde geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi çok sayıda birbirine bağlı ve sonlu elemanlardan oluşmaktadır. Sonlu elemanlar yönteminde bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün değeri o elemanın nodlarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunmaktadır [40].

- Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu hacimler metodunda sonlu farklar yöntemi temel alınmaktadır. Ancak sonlu farklar yöntemine göre daha hassas sonuçlar vermektedir. Sonlu hacimler metodunda, çözülmesi istenen geometri parçalara bölünmektedir. Her parça için ayrı ayrı çözüm yapılmaktadır. Ayrı ayrı çözümü yapılan bu parçaların çözümleri birleştirilerek genel bir çözüme ulaşılmaktadır. Sonlu hacimler metodunu, sonlu elemanlar metodundan ayıran en önemli fark ise sistemdeki akış denklemlerini cebirsel denklemlere dönüştürürken kontrol hacmini esas almasıdır. Bir başka deyişle; her kontrol hacminde akış denklemlerinin integrasyonu kullanılmaktadır. Bu integrasyon ile birlikte kontrol hacmine karakter kazandıran denklemlerin ortaya çıkması sağlanmaktadır.

Sonlu hacimler metodu ile problem çözümede izlenecek adımlar aşağıdaki şekilde belirtilmiştir [41].

- Ağ programları kullanılarak çalışma yapılacak bölgenin sayısal analiz yapmaya uygun olacak şekilde ağ yapısı ile kontrol hacimlerine bölünmesi,
- Sınır koşullarının belirlenmesi,
- Belirli bir sıralama oluşturacak şekilde momentum, süreklilik, enerji denklemlerinin çözümü,
- İteratif çözücü aracılığıyla sonuçlandırılan denklem sistemlerinin daha doğru değerlere yükseltilmesi,
- Yakınsaklık durumunun incelenmesi ve kontrol edilmesi,
- Çözümün elde edilmesidir.

Bu tez kapsamında, alüminyum soğutucuların analizinde hesaplamalı metotdan faydalanılmıştır. Çalışmada alüminyum soğutucuların termal ve akış analizlerinin modellemeleri hem teorik (analitik) hem de nümerik metotlar kullanılarak yapılmıştır. Ayrıca nümerik metotlarla termal ve akış analizi yapılırken sonlu hacimler metodu kullanılmıştır. Bu tez kapsamında teorik ve nümerik metot ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

### **3.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği**

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) veya CFD (Computational Fluid Dynamics) sıvı akışını, ısı transferini ve kimyasal reaksiyonlar gibi ilişkili olayların bilgisayar tabanlı simülasyon yoluyla analizidir [42]. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin yoğun olarak kullanıldığı bazı alanlar:

- Uçak ve taşıtların aerodinamik tasarımları ve karakteristiğinin incelenmesi,
- Gemilerin hidrodinamiği
- Enerji santrali: içten yanmalı motorlarda ve gaz türbinlerinde yanma,
- Turbo makineleri,
- Elektrik ve elektronik mühendisliği: mikro devreleri içeren ekipmanların soğutulması,

- Kimyasal proses mühendisliği,
- Türbinler,
- Meteoroloji uygulamalarıdır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği akışkan alanını etkileyen kütle, momentum ve enerji denklemlerinin bilgisayar kullanılarak çözümlmesine olanak sağlayan sayısal bir yöntemdir. HAD analizleri ile birlikte türbülans modellerinde, Newtonian ve Newtonian olmayan akışlarda, çok fazlı akışlarda hassas ve hızlı sonuçlar elde edilmektedir. HAD analizleri sayesinde bir model içerisinde oluşan akışa dair hız, sıcaklık, basınç dağılımları gibi ayrıntılara detaylı bir şekilde ulaşılmaktadır. Mühendislik bilimlerinde sıklıkla karşılaşılan; akış, ısı ve kütle transferi problemleri karmaşık yapıya sahip olduklarından dolayı bu problemlerin analitik çözümü oldukça zordur. HAD analizleri; ürün henüz tasarım sürecinde iken ürünün doğru bir biçimde çalışmasını, oluşabilecek problemleri bilgisayar ortamında simüle ederek çözüm üretilmesini ve ürün performansının maksimum verimliliğe getirilmesi gibi benzeri konularda önemli katkılar sağlamaktadır [43].

Bilgisayar teknolojisinin sürekli gelişmesine paralel olarak HAD yazılımları hem akademik dünyada hem de endüstriyel çevrede önemli bir yer tutmaya başlamıştır. HAD yazılımlarıyla birlikte deney düzeneğini oluşturan ekipmanların maliyetinden ve deney düzeneğini oluşturmak için harcanan zamandan olumlu kazanımlar elde edilmektedir. HAD yazılımlarıyla elde edilen sonuçların deneysel verilerle elde edilen sonuçlara yakın değerler sağlanması bu programların yaygınlaşmasına katkı sağlamaktadır.

### **3.3.1. HAD Çalışma Prensipleri**

HAD yazılımları akış problemlerini çözebilecek sayısal algoritmalar etrafında yapılandırılmaktadır. Tüm ticari HAD yazılımları çözüme gücüne kolay erişim sağlamak için sofistike kullanıcı ara yüzleri içermektedir. HAD yazılımları çalışma prensipleri bakımından 3 ana unsurdan oluşmaktadır. Bu unsurlar aşağıda belirtildiği gibidir [42].

- Pre-processor (Ön işlemci),
- Solver (Çözücü),

- Post-processor (Son işlemci)

Bu öğelerin her birinin işlevini detaylı bir biçimde ele alacak olursak;

- Pre-Processor (Ön İşlemci)
  - İlgili geometrinin tanımlanması,
  - Uygun mesh (ağ) yapısının oluşturulması,
  - Akış özelliklerinin tanımlanması,
  - Sınır koşullarının belirlenmesidir.
- Solver (Çözücü)
  - Sonlu kontrol hacimleri üzerindeki akış denklemlerinin integrasyonu,
  - Ayrıklaştırma-Elde edilen diferansiyel denklemlerin cebirsel denklem sistemine dönüştürülmesi,
  - Cebirsel denklemlerin iteratif metot kullanılarak çözümüdür.
- Post-Processor (Son İşlemci)
  - Vektör grafikleri,
  - Çizgi ve gölge kontür grafikleri,
  - 2D ve 3D yüzey grafikleridir.

### 3.3.2. Navier-Stokes Denklemleri

Bu denklemler, ismini Fransız mühendis ve fizikçi **Claude-Louis Navier** (1785-1836) ile İrlandalı matematikçi ve fizikçi **George Gabriel Stokes** (1819-1903)'tan almıştır. Navier-Stokes denklemleri akışkanların hareketlerini tanımlamaktadır. Kullanım alanları oldukça yaygın olan bu denklemler hava akımları, okyanus akıntıları, boru içindeki sıvı akışı gibi fiziksel sistemlerin modellenmesinde ve hesaplanmasında kullanılmaktadır. Navier-Stokes denklemleri enerji, momentum ve kütle korunumunun temel prensiplerinin kullanılmasıyla elde edilmektedir. Bu hesaplama için kontrol hacmi olarak isimlendirilen, rastgele seçilmiş sonlu bir hacim belirlemek gerekmektedir. Belirlenen bu hacim üzerinde

enerji, momentum ve kütle korunum prensipleri basit bir şekilde uygulanmaktadır [44].

- Ana Denklemler

Sabit özellikli ( $\rho$ ,  $\mu$  ve  $k$ ) sıkıştırılamaz akış için sürekli rejimde süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda gösterildiği gibidir:

Süreklilik: 
$$\nabla \cdot V = 0 \quad (3.1)$$

Momentum: 
$$\rho \frac{dV}{dt} = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 V \quad (3.2)$$

Enerji: 
$$\rho c_v \frac{dT}{dt} = k \nabla^2 T + \Phi \quad (3.3)$$

Yukarıdaki denklemler elde edilirken sıkıştırılamaz akış kabulü yapılmıştır. Denklemlerdeki terimler ise;  $\rho$  yoğunluk,  $p$  basınç,  $\mu$  dinamik viskozite,  $V$  hız,  $T$  sıcaklık,  $c_v$  özgül ısı,  $k$  termal iletkenlik katsayısı olarak tanımlanmaktadır [44]. Bu denklemlerde  $\rho$ ,  $\mu$  ve  $k$  sabittir. Burada  $\Phi$ , viskoz disipasyon fonksiyonudur. Tüm terimler quadratik olduğu için viskoz disipasyon daima pozitiftir, dolayısıyla viskoz akış, daima, termodinamiğin ikinci yasasına uygun olarak, mevcut enerjisini disipasyon nedeniyle kaybetmek eğilimindedir.

### 3.3.3. Fluent Yazılımında Kullanılan Türbülans Modelleri

Türbülanslı akışlar, çalkalanan hız hareketleriyle karakterize edilmektedirler. Akış türleri en genel tabiriyle laminar ve türbülanslı olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Bir akışın laminar mı yoksa türbülanslı mı olduğu Reynolds sayısı ile tanımlanmaktadır. Reynolds Sayısı belirli bir boru ya da geometriden geçen akışkanın akış türünü belirleyen sayıdır.

Fluent yazılımında kullanılan birçok türbülans modeli mevcuttur. Bunun nedeni ise her akışın kendine özgü sınır şartları ve başlangıç şartları olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca tüm türbülans modellerini çözebilecek beceriye sahip tek bir türbülans modeli bulunmamaktadır. Akışa dair doğru şartların belirlenmesi ve bu

şartlara uygun türbülans modelinin seçilmesi hassas sonuçlara ulaşmak için oldukça önemlidir. Fluent yazılımında kullanılan türbülans modelleri aşağıdaki gibidir [45]:

i) Spalarat-Allmaras (Tek denklemlilik)

ii)  $k-\varepsilon$  Modelleri (İki Denklemlilik)

- Standart  $k-\varepsilon$  Model
- Renormalization Group (RNG) yeniden normalize edilmiş  $k-\varepsilon$  Model
- Realizable  $k-\varepsilon$  Modelidir.

iii)  $k-\omega$  Modelleri (İki Denklemlilik)

- Standart  $k-\omega$  Model
- Shear-Stress Transport (SST)  $k-\omega$  Model

iv)  $v^2-f$  Model

v) Reynolds Stress Model (RSM)

vi) Large Eddy Simulation Model (LES)

Isı transferi ve basınç kaybı değerleri bulunurken gerek analitik gerekse de nümerik metotlarda uygun yöntemler seçilmiştir. Analitik metotla ısı transferi hesabı yapılırken, ısı transferini etkileyen en önemli parametre olan Nusselt sayısı türbülanslı akışlar için geliştirilmiş olan korelasyonla hesaplanmıştır [5]. Aynı şekilde basınç kaybı için de kayıp katsayıları türbülanslı akış göz önünde bulundurularak Moody tablosundan okunmuştur. Nümerik modelde ise türbülansı doğru olarak modelleyebilmek için uygun türbülans modeli seçilmelidir. Kullanılan türbülans modeli ve kullanılma sebebi tezin ilgili bölümünde detaylı olarak açıklanmıştır. Bu bölümde yaygın olarak kullanılan türbülans modelleri ayrı başlıklar altında özet bir şekilde açıklanmıştır.

### 3.3.4. Büyük Burgaç Benzetimi (Large Eddy Simulation, LES)

LES yaklaşımı, daha doğru ve verimli türbülanslı akış hesaplaması hedefine ulaşma yönünde diğer türbülans modellerine alternatif bir yaklaşımdır. LES yaklaşımında büyük burgaçlar hesaplanırken küçük burgaçlar modellenmektedir. LES analizinde iki ana adım vardır; filtreleme ve alt ağ yapısında ölçekli modelleme şeklindedir.

Bu yaklaşım filterelenmiş Navier-Stokes denklemlerini çözmektedir. Bazı türbülanslar doğrudan çözülmektedir. DNS yaklaşımına göre daha düşük maliyetlidir. Ancak bu yaklaşımda fazlasıyla hesaplama gücü gerektirdiğinden kullanımını sınırlıdır [43].

### 3.3.5. Reynolds Ortalamalı Navier Stokes Benzetimi (Reynolds Average Navier Stokes, RANS)

RANS yaklaşımı zamana göre ortalama akışkan akışı için hareket denklemlerinden oluşmaktadır. RANS denklemleri öncelikle türbülanslı akışları tanımlamak için kullanılmaktadır. Zamana bağlı ve ortalama olarak Navier-Stokes denklemleri çözülmektedir. RANS yaklaşımında tüm türbülans hareketleri modellenmektedir. RANS yaklaşımı endüstriyel akışlarda en yaygın olarak kullanılan yöntemdir. DNS ve LES yaklaşımlarına göre daha az bilgisayar gücüne ihtiyaç duymaktadır. Tüm burgaçların modellendiği RANS yaklaşımı DNS ve LES yaklaşımlarına göre daha az maliyetlidir. Bu modelin bazı alt model örnekleri olan  $k$ - $\epsilon$  türbülans modeli,  $k$ - $\omega$  türbülans modeli ve Reynolds Stress Model'e aşağıda detaylı olarak değinilmiştir [34].

- $k$ - $\epsilon$  Türbülans Modeli

İki farklı transfer denklemi içeren bu model türbülans hızı ve türbülans uzunluk ölçeklerinin birbirinden bağımsız olarak belirlenebilmesini sağlamaktadır. İki denklemlilik türbülans modelini ilk defa 1942 yılında Kolmogorov önermiştir [46]. Kolmogorov çalışmasında, türbülanslı kinetik enerjiyi bir türbülans parametresi olarak seçmiş ve denklemlerden birisini buna bağlı olarak oluşturmuştur. Kolmogorov'un diğer denklemi ise birim türbülanslı kinetik enerji için dağılımadır. Launder ve Spalding 1972 yılında, Kolmogorov'un orjinal modelinin eksikliklerini

gideren geliştirilmiş bir model (k-ε) ortaya koymuştur. Bu model ortaya koyulduğundan beri çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunun sebebi birçok mühendislik uygulamasında türbülansı başarılı bir şekilde modelleyebilmesi ve çözüm hızının diğer türbülans modellerine göre yüksek olmasıdır [47]. Bu modelin standart, realizable ve RNG isimleri ile alınan üç versiyonu yaygın olarak kullanılmaktadır. Uygulanmasının basit olması, kolay bir şekilde yakınsaması ve birçok akış için kabul edilebilir çözümler üretmesi en büyük avantajıdır. Dönen akışlarda, keskin akış ayrılmalarının olduğu durumlarda yeterli çözüm sağlayamaması dezavantajları arasında yer almaktadır.

Türbülanslı kinetik enerji ve türbülans dağılımı denklemleri aşağıda verilmiştir [48], [49].

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ u'_i \left( \frac{u'_j u'_j}{2} + \frac{p'}{\rho} \right) \right] - \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} f_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} f_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + R \quad (3.5)$$

- k-ω Türbülans Modeli

k- ω modeli de k- ε modeli gibi iki farklı transfer denklemi içeren bir modeldir. k-ε modelinden farkı türbülans dağılımı denklemine çarpaz difüzyon ifadesi eklenmesidir [46], [48]. Literatürdeki yaygın kullanılan formu Wilcox'un yaptığı formülasyondur [47]. Sınır tabaka akışlarında, serbest kayma tabakalı akışlarda ve düşük Reynolds sayılı akışlarda k-ε türbülans modeline göre daha üstündür. Büyük akış ayrılmalarının olduğu sınır tabaka akışlarında (dış akış aerodinamik ve turbo makine uygulamalarında) kullanımı uygundur. Diğer RANS modellerine göre akış ayrılmalarını çözmeye başarılıdır.

- Reynolds Stress Model

Gelişmiş bir RANS modeli olan RSM'de altı ayrı denklem birbirinden bağımsız Reynolds Stresleri'nin çözümü için kullanılırken ayrıca bir denklem ile de türbülans ölçeği (ε-denklemleri veya ω-denklemleri) çözülmektedir. Daha çok denklem çözümü gerektirdiği için hesaplama yükü fazladır. Bu sebeple yüksek girdap ve dönüşler içeren akışlarda kullanılması tavsiye edilmektedir. RANS Modelleri arasında çözüm kapasitesi en güçlü olan modeldir. Üç boyutlu karmaşık ve yüksek

eğriliğe sahip dönümlü girdap akışlarını modellemek için uygun bir türbülans modelidir. Kavisli kanal akışı, girdaplı yanma odaları, siklon akışı uygulamalarında kullanımını uygundur [49].

### **3.3.6. Doğrudan Sayısal Benzeşim (Direct Numerical Simulation, DNS)**

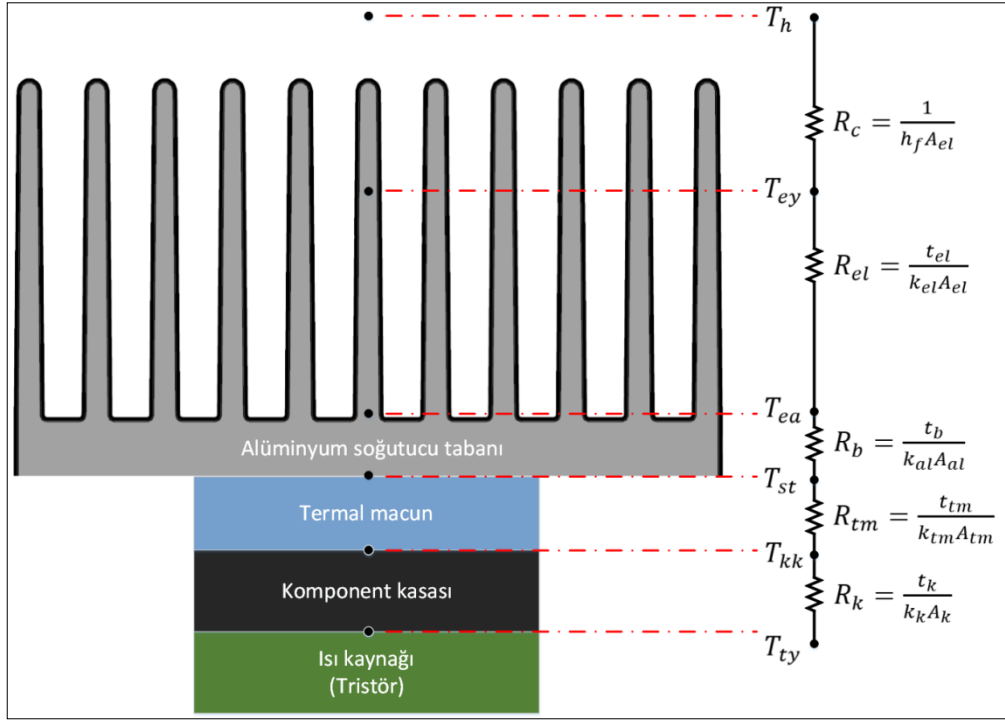
DNS yaklaşımı, tam kararsız Navier –Stokes denklemlerini sayısal olarak çözmektedir. DNS yaklaşımı ile herhangi bir ek modelleme yapmaya ihtiyaç olmadan temel analitik denklemlerin çözümü yapılmaktadır. Burgaçların tamamını yani tüm ölçek yelpazesini çözmeyi hedeflemektedir. Hücre sayısının fazla olması ve zaman adımı gerektirmesi bu yaklaşımın en büyük dezavantajıdır. Bundan dolayı endüstride kullanımını pek pratik değildir [45].

## **3.4. Analitik Modelleme Çalışması**

### **3.4.1. Termal Direnç Yöntemi**

Bu tez kapsamında gerçekleştirilen analitik modelleme çalışmasında referans soğutucu (RS) için ısı transferi ve basınç kaybı değerleri matematiksel olarak hesaplanmıştır. Soğutucunun analitik yöntem ile modellenmesinde termal direnç metodu kullanılmıştır [38]. Soğutucu sistemindeki termal dirençler Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Bu termal dirençler:

- $R_k$ : Tristör kasasının iletim direnci,
- $R_{tm}$ : Termal macunun (tristör ile soğutucu alt yüzeyi arasında) ısı iletimine gösterdiği direnç,
- $R_b$ : Alüminyum soğutucu tabanından finlere kadar olan iletim direnci,
- $R_{el}$ : Eloksoal kaplamanın olduğu durumlarda oluşan iletim direnci,
- $R_c$ : Alüminyum yüzeyinden olan taşınım ısı transferinin direnci,
- $R_t$  : Toplam termal direnç.



Şekil 3.6: Alüminyum soğutucuda termal dirençler (boyutlar görselliği sağlamak açısından orantılı verilmemiştir).

Bu dirençlerin toplamı ( $R_t$ ):

$$R_t = R_k + R_{tm} + R_b + R_{el} + R_c \quad (3.6)$$

ve ısı transferi

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (3.7)$$

Şeklinde hesaplanır.

### 3.4.2. Basınç Kaybı

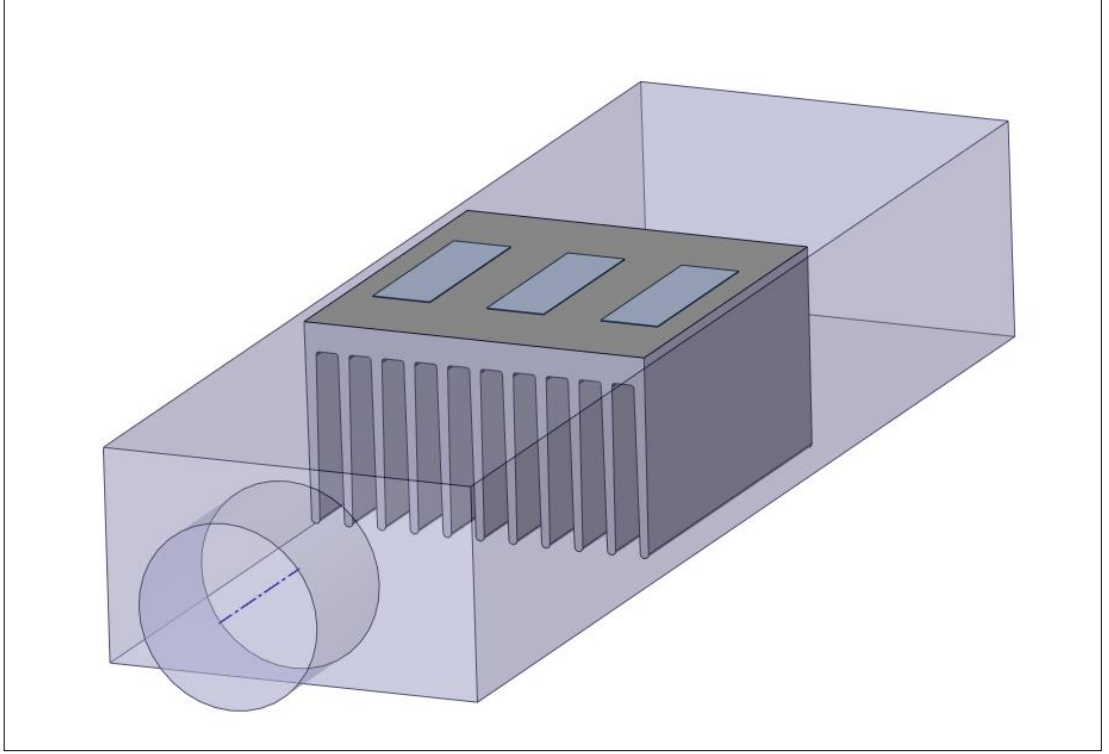
Soğutucularda ısı transferi miktarı ile birlikte basınç kayıplarının da incelenmesi gerekmektedir. Bunun sebebi debi sabit kalmak koşuluyla basınç kaybı artışının sistemdeki toplam enerji kaybını arttırmasıdır. Yani sabit debi sağlayan bir fanın önüne bir akış direnci uyguladığımızda debiyi sabit tutmak için fanın devri artacaktır ve buna bağlı olarak motorun enerji tüketimi artacaktır. Tersten

yaklaşıldığında ise fan karakteristik eğrisine göre basınç kaybı arttıkça debi düşecektir. Bu sebeple soğutucunun basınç kaybı ve ısı transferi için gerekli hız dolayısıyla buna bağlı olarak debinin bilinmesi uygun bir fan seçimi için çok önemlidir. Düşük basınçta çalışabilen bir fan soğutucuya uygulandığında basınç değeri yeterli olmazsa beklenen debiyi veremeyecek bunun sonucunda soğutucu üzerindeki akış hızları ve dolayısıyla ısı transferi düşecektir [50].

### **3.5. Nümerik Modelleme Çalışması**

#### **3.5.1. Akış Hacminin Oluşturulması**

NX 12 ile tasarlanıp export edilen parasolid uzantılı alüminyum soğutucular akış hacmi oluşturmak için Ansys SpaceClaim programına aktarılmıştır. Tez kapsamında ön işleyici olarak Ansys SpaceClaim ve Ansys Workbench kullanılmıştır. Akışkanın geçtiği yerlerde Navier-Stokes denklemlerinin hesaplanabilmesi için bir kontrol hacminin oluşturulması gerekmektedir. Akış hacmi soğutucunun içinde bulunduğu alüminyum soğutuculu sistem (bkz. Şekil 3.1 ) baz alınarak oluşturulmuştur. Kapalı bir sistem içerisinde fan aracılığıyla zorlanmış taşınım ile soğutma sağlanmaktadır. Soğutucunun sağ ve solunda 5 mm, önü ve arkasında 150 mm mesafe oluşacak şekilde bir hacim çizilerek akış hacmi oluşturulmuştur. Daha sonra bu hacimden soğutucu çıkartılarak (cavity) soğutucu geometrisi akış hacmine yansıtılmıştır. Akış hacminin girişine fan çapı (0,065 m) eklenerek akış hacmi tamamlanmıştır.



Şekil 3.7: ANSYS SpaceClaim ile akış hacmi oluşturulan alüminyum soğutucunun izometrik görünümü.

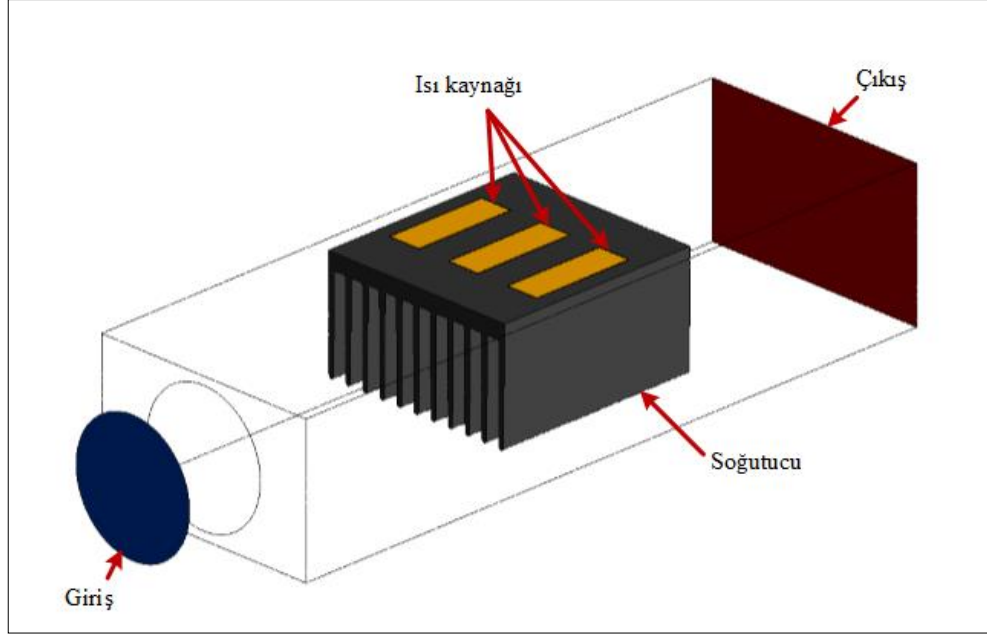
### 3.5.2. Kullanılan Türbülans Modeli ve Duvar Fonksiyonu

Çözümde  $k-\epsilon$  türbülans modeli tercih edilmiştir. Bunun sebebi fin üzerindeki akışın ayrılma (separation), ters basınç profili ve yüksek girdaplar içermemesidir. Literatürde benzer problemler  $k-\epsilon$  türbülans modeli ile başarılı bir şekilde çözülmüştür [4].

Duvar fonksiyonu olarak Menter-Lechner duvar fonksiyonu tercih edilmiştir. Menter-Lechner yaklaşımı standart duvar fonksiyonlarının oluşturduğu dezavantajları ve gelişmiş duvar fonksiyonlarında ağ yapısına göre oluşabilen çözüm hatalarını yapmamaktadır. Akışın ayrılma ve ters basınç profili içerdiği durumlarda bile Menter-Lechner modeli ile başarılı şekilde modelleme yapılabildiği literatürde paylaşılmıştır [51].

### 3.5.3. Sınır Şartları

Giriş ve çıkış sınır koşullarının tanımlandığı yüzeyler ile ısı kaynağı olarak tanımlanan yüzeylerin ve soğutucunun gösterimi Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8: Sınır şartları

- Giriş Sınır Şartları

Modellenen sisteme hava bir fan yardımı ile oda sıcaklığında verilmektedir. Havanın özellikleri ve hacimsel debisi Tablo 3.2’de verilmiştir.

Tablo 3.2: Girişteki havanın özellikleri.

Özellik	Simge	Değer	Birim
Sıcaklık	$T$	300	K
Yoğunluk	$\rho_h$	1.184	$kg/m^3$
Dinamik viskozite	$\mu_h$	$1,85 \times 10^{-5}$	$kg/m.s$
Hacimsel debi	$Q$	0,008	$m^3/s$
Fan çapı	$D_f$	0,065	m
Akış hızı	$V_h$	2,41	m/s

Tablo 3.2’de verilen hız, fanın üretici firma tarafından verilen hacimsel debisinin kesit alanına bölünmesiyle elde edilmiştir. Hızın hesaplanması için yapılan işlemler aşağıda gösterilmiştir.

$$V_h = \frac{\dot{Q}}{A_f} \quad (3.8)$$

$$A_f = \pi \frac{D_f^2}{4} \quad (3.9)$$

$$V_h = \frac{0,008}{3,14 \frac{(0,065)^2}{4}} = 2,41 \text{ m/s} \quad (3.10)$$

Tamamen gelişmiş iç akıslarda girişteki türbülans parametreleri, hidrolik çap,  $D_h$  ve türbülans yoğunluğudur ( $I$ ). Modellenen sistemde giriş dairesel geometride olduğu için  $D_h = D_f$  olacaktır. Türbülans yoğunluğu hesabı için öncelikle Reynolds sayısının hesabı aşağıdaki şekilde yapılmıştır.

$$Re_{D_h} = \frac{\rho_h v_h D_f}{\mu_h} \quad (3.11)$$

$$Re_{D_h} = \frac{1,184 \times 2,41 \times 0,065}{(1,85 \times 10^{-5})} = 10031 \quad (3.12)$$

Hesaplanan Reynolds sayısı dairesel kesitli iç akış (boru akışı) için genel kabul olan kritik değerin üzerinde ( $10031 > 2.300$ ) olduğu için akış türbülanslıdır [50]. Girişteki türbülans yoğunluğu ise aşağıdaki formül kullanılarak %5 olarak öngörülmüştür [49]. Hesaplanan türbülans yoğunluğu literatürdeki boru içi akıslarda türbülans yoğunluğunun hesaplanması/ölçülmesi amacıyla yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar ile paralellik göstermektedir [52], [53].

$$I = 0,16 \times (Re_{D_h})^{-1/8} \quad (3.13)$$

$$I = 0,16 \times (10031)^{-1/8} = 0,0505 \quad (3.14)$$

Fluent’te giriş sınır koşulu olarak “hız girişi-velocity inlet” koşulu seçilmiştir. Yukarıda hesaplamaları yapılan giriş şartları özet olarak Tablo 3.3’de verilmiştir.

Tablo 3.3: Zorlanmış taşınımında giriş sınır koşulları.

Özellik	Simge	Değer	Birim
Akış hızı	$V_h$	2,41	m/s
Fan çapı	$D_h$	0,065	m
Türbülans yoğunluğu	$I$	5	%

- Çıkış Sınır Şartları

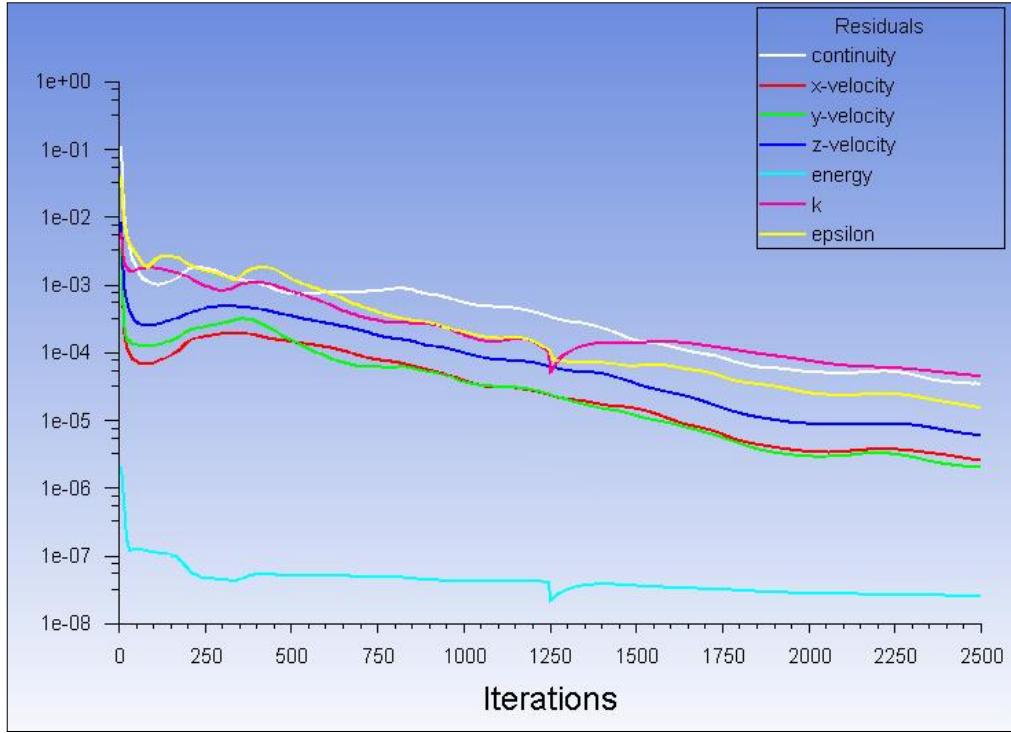
Sistemin çıkışı atmosfere açık olduğu için çıkıştaki sınır şartı gösterge basıncı  $P_g=0$  atm olarak tanımlanmıştır. Fluent'te bu sınır koşulu yani basınç çıkışı koşulu "pressure outlet" olarak isimlendirilmektedir.

- Isı Kaynağı Sınır Şartları

Sisteme ısı üç adet tristör ile verilmektedir ve bu tristörlerin yüzey sıcaklıkları üretici firma değerlerinden faydalanılarak belirlenmiştir [54]. Bu sebeple nümerik analizlerde ısı kaynağı sınır şartı olarak tristörlerin komponent kasasına temas ettiği bu yüzeylerin sıcaklıkları 398 K olarak tanımlanmıştır. Fluent'te bu sınır koşulu sabit sıcaklık "fixed temperature" olarak adlandırılmaktadır.

### 3.5.4. Çözüm Ağı Bağımsızlığı Çalışması

Çözüm ağı bağımsızlığı çalışması, elde edilen sonuçların çözüm ağında kullanılan eleman sayısına bağlı olarak nasıl değiştiğini ve bu etkinin en az kaç eleman kullanıldığında ihmal edilebilir olduğunu anlamak için yapılmıştır. Bunun için literatürdeki çalışmalara benzer şekilde çözüm ağındaki düğüm (node) ve eleman (element) sayıları arttırılarak 4 farklı çözüm ağı oluşturulmuştur [8], [55]. Her bir çözüm ağı için çözümler yakınsadıktan sonra ısı transferi değerleri incelenmiştir. Yüksek çözünürlükteki düğüm sayısı (3.890.927) kullanılarak yapılan çözümün yakınsamasını gösteren grafik Şekil 3.9'da verilmiştir. Ağ bağımsızlığı çalışması sadece yüzey alanı artırılmış soğutucu için yapılmıştır. Bunun sebebi, yüzey alanı arttırılmış soğutucu (YAAS) daha girift (girintili-çıkıntılı) bir yüzeye sahip olduğu için ağ boyutuna daha duyarlı olacağı öngörülmüş ve bu sebeple çözüm ağı bağımsızlık çalışması yüzey alanı artırılmış geometri için yapılmıştır.

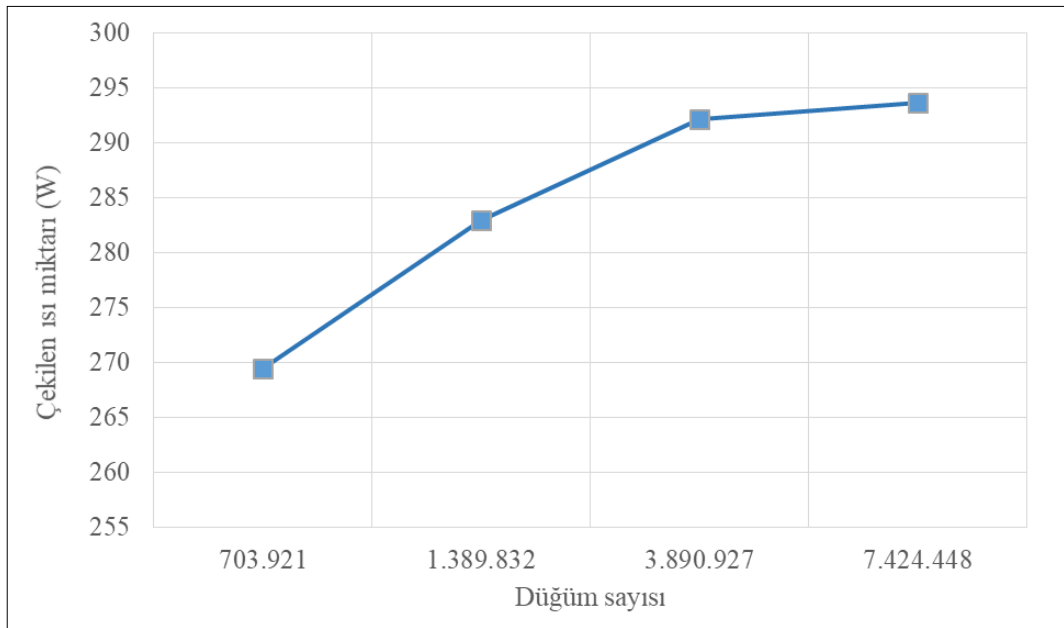


Şekil 3.9: Yakınsama grafiği.

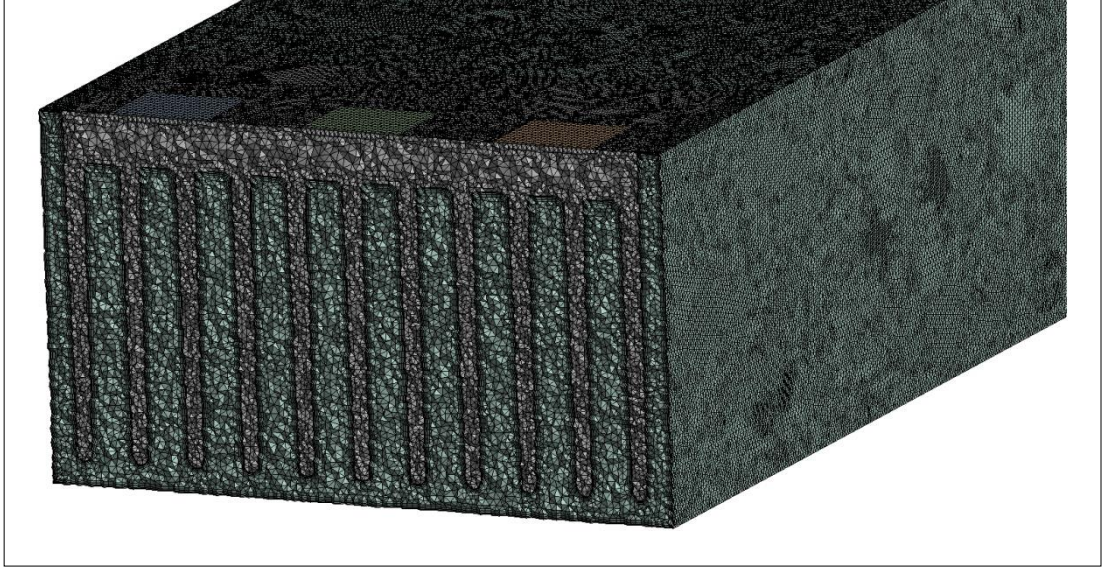
Oluşturulan çözüm ağlarına ait bilgiler Tablo 3.4'de verilmiştir. Bu çözüm ağları için ısı değiştirici yüzeyinden havaya aktarılan ısı transferi miktarı Şekil 3.10'da verilmiştir. Düşük çözünürlük ve orta çözünürlükte ısı transferi miktarının çözüm ağına çok bağlı olduğu görülmektedir. Bu bağımlılık yüksek ve çok yüksek çözünürlüklü ağlarda küçük miktardadır. Tez kapsamında yapılan yüzey alanı artırılmış soğutucu çalışmalarında yüksek çözünürlüğe sahip olan 3.890.927 düğüm sayılı mesh kullanılmıştır. Çok yüksek çözünürlüklü ağda sonuçlar ihmal edilebilir düzeyde (% 0,51 fark) değiştiği için ve analiz süreleri yüksek çözünürlüklü analize göre çok uzun sürdüğü için yüksek çözünürlüklü çözüm ağına çalışmalar yapılmıştır. Bu çözümler yapılırken Windows 10 ortamında 4.00 Ghz hızında işlemcisi (Intel Core i7-6700K) olan ve 16 GB RAM'e sahip mobil iş istasyonu kullanılmıştır. Referans soğutucu için mesh oluşturulurken soğutucu yüzeyindeki eleman boyutları (1 mm) yüzey alanı artırılmış soğutucu için kullanılan meshteki ile eşit tutulmuştur. Bu durumda düğüm sayısı (3.575.699) yüzey alanı artırılmış ile yakın olmuştur. Düğüm sayıları arasındaki fark soğutucu geometrisinden kaynaklanmaktadır. Ancak soğutucu yüzeylerindeki eleman büyüklükleri (soğutucu yüzey mesh boyutu=1 mm) ısı transferi açısından daha önemli olduğu için aynı tutulmuştur.

Tablo 3.4: Çözüm ağı bağımsızlığı çalışmasında kullanılan ağlar.

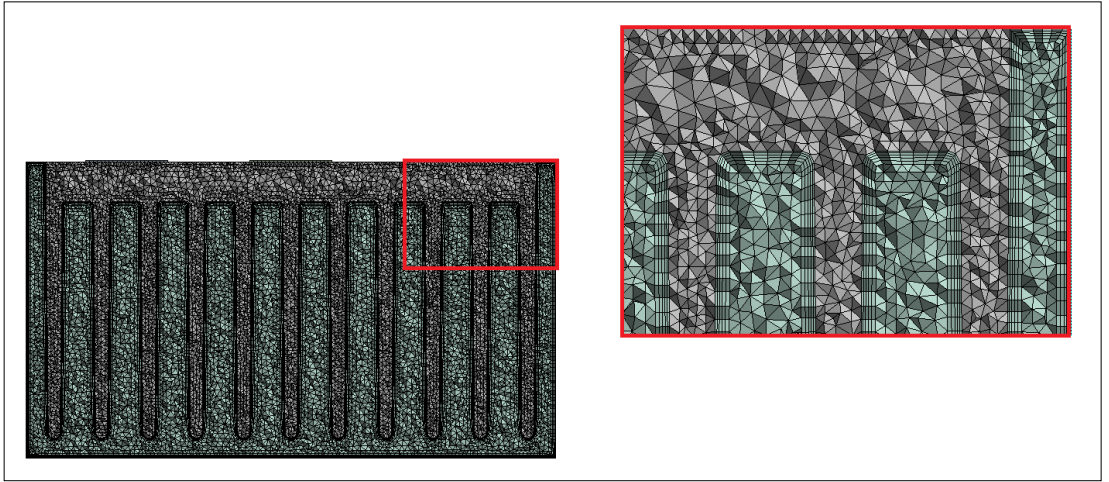
Ağ ismi	Düğüm sayısı	Eleman sayısı	Çekilen ısı miktarı (W)	Isı miktarındaki fark (%)
Düşük çözünürlük	703.921	2.556.493	269,42	-
Orta çözünürlük	1.389.832	5.894.071	282,93	5,01
Yüksek çözünürlük	3.890.927	14.227.003	292,11	3,24
Çok yüksek çözünürlük	7.424.448	28.459.183	293,60	0,51



Şekil 3.10: Isı transferinin ağ çözünürlüğüne göre değişimi.

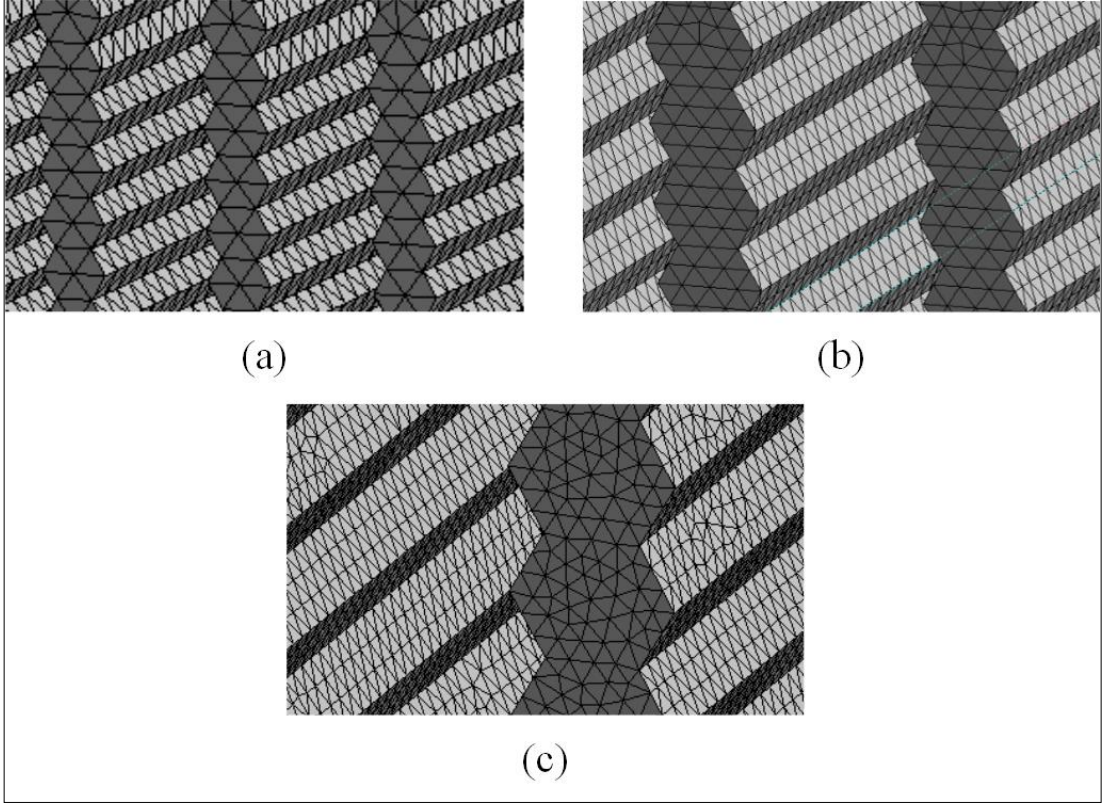


Şekil 3.11: Çözüm ağı XY düzleminde kesit görünümü.



Şekil 3.12: XY düzlemi kesitinde çözüm ağı detay görünümü.

YAAS geometride yüzeydeki zik-zaklı yapının bir kenar uzunluğu 2 mm'dir. Bu kenara yeterli sayıda hesaplama hücresi yerleştirilmesi zik-zak formun etkisinin doğru olarak modellenebilmesi için önem taşımaktadır. Düşük ve orta çözünürlükte bir kenara bir hesaplama hücresi denk gelmektedir. Yüksek çözünürlükte bir kenara iki hesaplama hücresi ve çok yüksek çözünürlükte bir kenara üç hesaplama hücresi gelmektedir. Şekil 3.13'de kenar başına düşen hesaplama hücresi sayısı detaylı olarak paylaşılmıştır. Yapılan çözüm ağı çalışmasında yüksek çözünürlükte elde edilen sonuçlar ile çok yüksek çözünürlükte elde edilen sonuçlar arasında belirgin bir fark olmadığı gözlemlenmiştir. Bu sebeble hesaplama süreleri dikkate alındığında bir kenarda iki hesaplama hücresinin olması yani yüksek çözünürlüklü ağ kullanılması uygun görülmüştür.



Şekil 3.13: Yüzey ağı zik-zak detayı (a: düşük ve orta çözünürlük, b: yüksek çözünürlük, c: çok yüksek çözünürlük).

## 4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Tezin bu bölümünde, RS ve YAAS için eloksal kaplamasız çözümlere ait sonuçlar detaylı olarak aktarılmıştır. Bu sonuçlar:

- Isı transferi ve sıcaklık dağılımları,
- Basınç kaybı ve dağılımı,
- Hız dağılımı şeklindedir.

RS ve YAAS için eloksal kaplamalı analizlerdeki sıcaklık, basınç kaybı ve hız dağılımları görsel olarak eloksal kaplamasız analiz sonuçları ile benzerlik göstermektedir. Bu sebeple bölümün sonunda eloksal kaplamalı referans ve yüzey alanı arttırılmış soğutucular için hesaplanan değerler, eloksal kaplamasız olanlarla karşılaştırmalı olarak tablo şeklinde verilmiş ve aradaki farklılıklar değerlendirilmiştir.

### 4.1. Referans Alüminyum Soğutucu İçin Analitik Sonuçlar

#### 4.1.1. Termal Direnç Yöntemi İle Isı Transferi Hesabı

Sistemdeki dirençlerin hesaplanabilmesi için gerekli malzeme özellikleri ve boyutsal bilgiler Tablo 4.1’de verilmiştir. Termal iletkenlik değerleri literatürden ve üretici firma değerlerinden faydalanılarak belirlenmiştir [56], [57], [58].

Tablo 4.1: Termal direnç özellikleri.

Bileşenler	Termal iletkenlik (W/mK)		Yüzey alanı (m <sup>2</sup> )		Kalınlık (m)	
	k <sub>k</sub>	27	A <sub>k</sub>	40,6 x10 <sup>-4</sup>	t <sub>k</sub>	0,25x10 <sup>-3</sup>
<b>Komponent kasası</b>	k <sub>tm</sub>	3	A <sub>tm</sub>	40,6 x10 <sup>-4</sup>	t <sub>tm</sub>	0,05x10 <sup>-3</sup>
<b>Alüminyum soğutucu</b>	k <sub>al</sub>	202	A <sub>al</sub>	102,5 x10 <sup>-4</sup>	t <sub>b</sub>	10x10 <sup>-3</sup>
<b>Eloksal kaplama</b>	k <sub>el</sub>	1,5	A <sub>el</sub>	1945 x10 <sup>-4</sup>	t <sub>el</sub>	0,01x10 <sup>-3</sup>

Sistem de  $\Delta T$  tristör yüzey sıcaklığı (398 K) ile soğutma havası (300 K) arasındaki sıcaklık farkını ifade etmektedir. Bu durumda:

$$\Delta T = 398 - 300 = 98 K \quad (4.1)$$

Termal iletim direnci hesabına örnek olması açısından tristör kasasının iletim direnci denklemi aşağıda verilmiştir.

$$R_k = \frac{t_k}{k_k A_k} \quad (4.2)$$

Bu denklem kullanılarak tristör kasasının iletim direnci aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$R_k = \frac{0,25 \times 10^{-3}}{27 \times 40,6 \times 10^{-4}} = 0,00228 K/W \quad (4.3)$$

Diğer iletim dirençleri de benzer şekilde hesaplanmış ve elde edilen değerler Tablo 4.2’de verilmiştir.

Tablo 4.2: Hesaplanan termal direnç değerleri.

Termal direnç bileşenleri	Değer (K/W)
<b>Komponent kasası iletim direnci (<math>R_k</math>)</b>	$2,28 \times 10^{-3}$
<b>Termal macun iletim direnci (<math>R_{tm}</math>)</b>	$4,11 \times 10^{-3}$
<b>Alüminyum soğutucu iletim direnci (<math>R_b</math>)</b>	$4,87 \times 10^{-3}$
<b>Eloksal kaplama iletim direnci (<math>R_{el}</math>)</b>	$3,43 \times 10^{-5}$
<b>Zorlanmış taşınım termal direnci (<math>R_c</math>)</b>	$3,55 \times 10^{-1}$
<b>Toplam termal direnç (<math>R_t</math>)</b>	$3,67 \times 10^{-1}$

Taşınım direncinin hesaplanması, iletim dirençlerinin hesaplanmasına göre daha zordur. Bunun sebebi ise taşınım katsayısının akış özellikleri ile değişkenlik göstermesidir. Taşınım katsayısının hesaplanması için literatürdeki korelasyonlardan faydalanılmıştır.

İki paralel levha arasında yani finler arasında türbülanslı akış için Nusselt sayısı Hewitt tarafından [59]:

$$Nu_s = \frac{(c_f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(Pr^{2/3}-1)\sqrt{c_f/8}} \left[ 1 + \left( \frac{2s}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (4.4)$$

şeklinde verilmiştir. Sürtünme katsayısı ( $c_f$ ) pürüzsüz yüzeyler için [5]:

$$c_f = (1,82 \log_{10}(Re) - 1,64)^{-2} = 0,031 \quad (4.5)$$

Bu korelasyon yapılan deneyler sonucunda elde edilmiştir ve literatürdeki başka çalışmalarda elde edilen Nusselt sayısı değerleri ile benzerlik göstermektedir [60], [61]. Verilen korelasyon kullanılarak Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır. Aynı zamanda momentum yayınının termal yayınıma oranını veren  $Pr$  sayısının da hesaplanması gerekmektedir.

$$Pr = \frac{\mu h \times c_{p,h}}{k_h} = \frac{1,85 \times 10^{-5} \times 1007}{0,02551} = 0,7299 \quad (4.6)$$

$$Nu_s = \frac{(0,031/8)(10031-1000)0,73}{1+12,7(0,73^{2/3}-1)\sqrt{0,031/8}} \left[ 1 + \left( \frac{18}{131} \right)^{2/3} \right] = 38,63 \quad (4.7)$$

Bulunan Nusselt sayısı değerinden taşınım katsayısı hesabı:

$$h_s = \frac{Nu \times k_h}{D} \quad (4.8)$$

$$h_s = \frac{38,63 \times 0,0251}{0,065} = 15,16 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (4.9)$$

Düz yüzey için hesaplanan taşınım katsayısı değeri finli yüzeylerde fin tabanından ucuna gittikçe sıcaklık değerlerindeki düşüşten dolayı düşecektir. Finin efektifisindeki bu düşüş için Çengel'in tariflediği yöntem takip edilmiştir [38]. Fin verimi hesabı:

$$m = \sqrt{\frac{2h_s}{k_{alt}t_f}} \quad (4.10)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \times 15,16}{202,4 \times 0,004}} = 6,12 \quad (4.11)$$

$$L_c = L + t_f/2 \quad (4.12)$$

$$L_c = 0,06 + \frac{0,004}{2} = 0,062 \quad (4.13)$$

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(m \times L_c)}{m \times L_c} \quad (4.14)$$

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(6,12 \times 0,062)}{6,12 \times 0,062} = 95,5\% \quad (4.15)$$

Düz yüzeyde gerçekleşen ısı taşınım katsayısı değerinin hesaplanan fin verimi değerini kullanarak düzeltilmesi:

$$h_f = h_s \times \eta_{fin} \quad (4.16)$$

$$h_f = 15,16 \times 0,955 = 14,47 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (4.17)$$

Bulunan taşınım katsayısı değeri kullanılarak Tablo 4.2'de verilen taşınım direnci hesabı:

$$R_c = \frac{1}{h_f A_{el}} \quad (4.18)$$

$$R_c = \frac{1}{14,47 \times 0,194} = 0,355 \quad (4.19)$$

Toplam ısı transfer miktarı (3.7)'de verilen ifade kullanılarak (4.20)'de verildiği gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = \frac{98}{0,367} = 267,33 \text{ W} \quad (4.20)$$

RS'nin analitik olarak eloksal kaplamsız toplam direnci eloksalın neden olduğu direnç çıkarılarak hesaplanmıştır.

$$R_t = 3,66 \times 10^{-1} \quad (4.21)$$

Eloksal kaplamsız toplam ısı transferi ise;

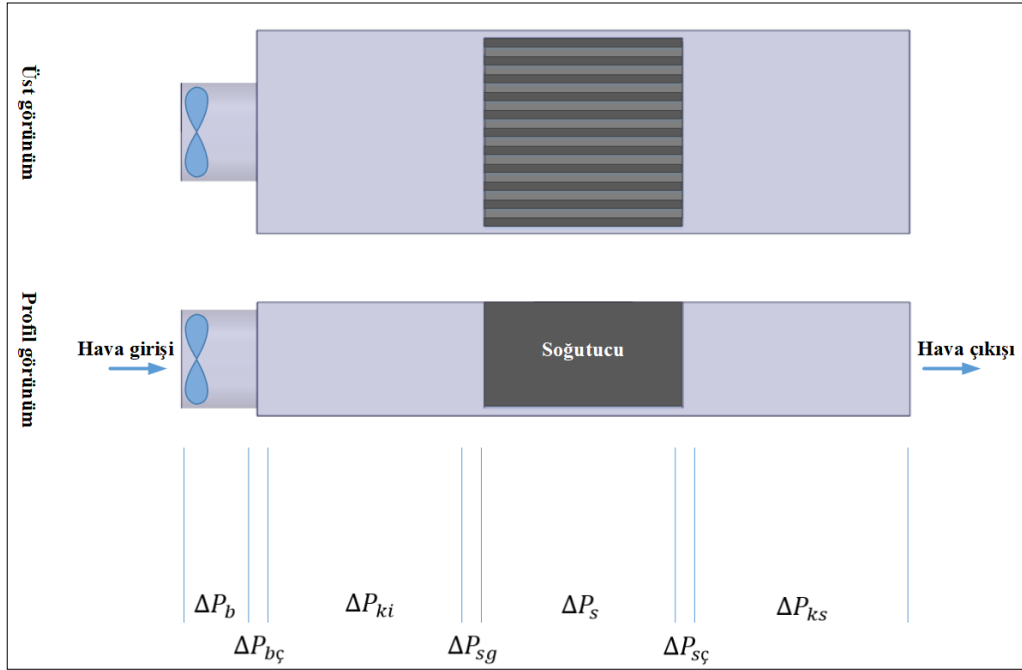
$$\dot{Q} = \frac{98}{0,366} = 267,76 \text{ W} \quad (4.22)$$

Olarak hesaplanmıştır. Eloksal kaplamanın RS'de, analitik olarak ısı transferinde %0,1'lik bir düşüşe sebep olduğu görülmüştür.

### 4.1.2. Basınç Kaybı Hesabı

Basınç kaybı hesabı için kayba sebep olacak akış hareketleri akış geometrisine uygun şekilde literatürden yararlanılarak sınıflandırılmıştır [50]. Bunlar aşağıda verilmiş ve Şekil 4.1’de gösterilmiştir:

- Boru akışı basınç kaybı ( $\Delta P_b$ ),
- Boru çıkışı ani genişleme basınç kaybı ( $\Delta P_{bç}$ ),
- Kanalın ilk bölüm basınç kaybı ( $\Delta P_{ki}$ ),
- Soğutucu girişi ani daralma basınç kaybı ( $\Delta P_{sg}$ ),
- Soğutucu kesitinde basınç kaybı ( $\Delta P_s$ ),
- Soğutucu çıkışı ani genişleme basınç kaybı ( $\Delta P_{sç}$ ),
- Kanalın son bölüm basınç kaybı ( $\Delta P_{ks}$ ),
- Toplam Basınç Kaybı ( $\Delta P_t$ ).



Şekil 4.1: Akışta basınç kaybı bileşenleri.

Borudaki akış, kanal ilk bölüm ve son bölüm akışları ve soğutucu kesitinde akışların basınç kaybı hesaplanırken:

$$\Delta P_l = f \frac{L_k}{D} \frac{\rho_h V_h^2}{2} \quad (4.23)$$

korelasyonu kullanılmıştır. Sürtünme katsayısı moody grafiğinden okunmuştur. Moody grafiği okunurken  $\varepsilon/D$  oranı için yüzey pürüzlülüğü ( $\varepsilon$ )  $15 \times 10^{-6}$  m olarak alınmıştır [50].

Şekil 4.1’de görüldüğü üzere sistemde iki bölümde akış hacminde ani genişlemeden kaynaklı basınç kaybı gözlemlenmektedir. Bunlardan birisi boru kesitinden daha geniş olan kanal kesitine ( $\Delta P_{bc}$ ) havanın çıkışında; diğeri ise soğutucu finlerinin arasındaki dar akış hacminden daha geniş olan kanal kesitine ( $\Delta P_{sç}$ ) havanın çıkışında gerçekleşmektedir. Bu basınç kayıpları hesaplanırken aşağıdaki ifadeden yararlanılmıştır.

$$\Delta P_{l,minor} = K_l \frac{\rho_h \times V_h^2}{2} \quad (4.24)$$

Ani genişleme için kayıp katsayısı ( $K_l$ ) :

$$\Delta P_{l,minor} = \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right)^2 \quad (4.25)$$

Sistemde havanın finlerin arasına girişinde ani daralma kaynaklı basınç kaybı gözlemlenmektedir. Bu basınç kaybı da (4.24) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır. Sadece kayıp katsayısı literatürdeki grafiklerden 0,5 olarak okunmuştur [50].

Hesaplanan basınç kaybı değerleri Tablo 4.3’de verilmiştir. Ani genişleme ve daralma durumu için hesaplanan basınç kaybı değerleri toplam basınç kaybının (2,31 Pa) takribi %78’ine karşılık gelmektedir. Soğutucu finleri arasındaki akışın basınç kaybı (0,51 Pa) toplam basınç kaybının takribi %17’sine karşılık gelmektedir. Soğutucu giriş-çıkış ani genişleme ve daralma ile finler arası akışın basınç kaybının toplam basınç kaybına oranı takribi olarak %61 ve değeri 1,81 Pa’dır.

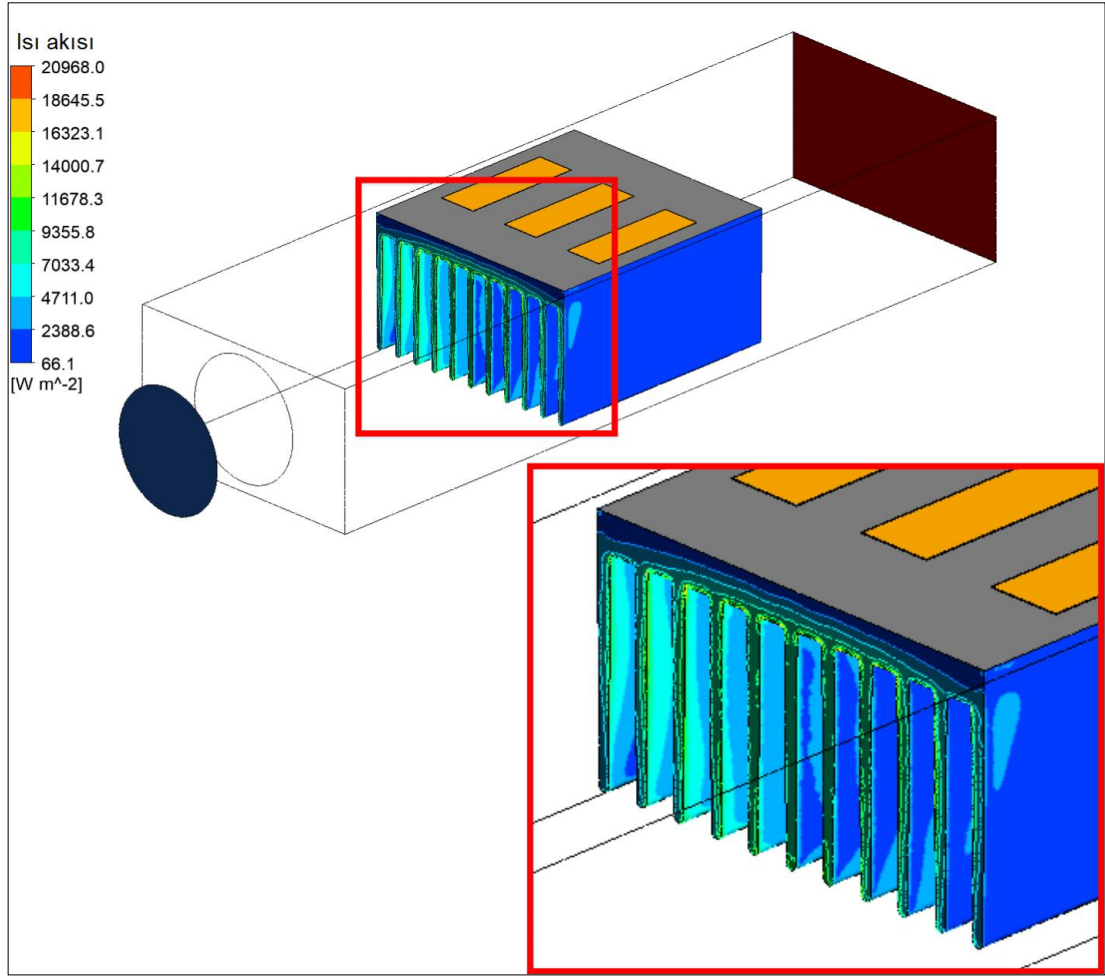
Tablo 4.3: Hesaplanan basınç kaybı değerleri.

Bileşenler	Değerler (Pa)
$\Delta P_b$	$8,46 \times 10^{-2}$
$\Delta P_{bç}$	$101,4 \times 10^{-2}$
$\Delta P_{ki}$	$2,22 \times 10^{-2}$
$\Delta P_{sg}$	$44,6 \times 10^{-2}$
$\Delta P_s$	$51,0 \times 10^{-2}$
$\Delta P_{sç}$	$85,0 \times 10^{-2}$
$\Delta P_{ks}$	$2,22 \times 10^{-2}$
$\Delta P_t$	$294,9 \times 10^{-2}$

## 4.2. Referans Alüminyum Soğutucu İçin Nümerik Sonuçlar

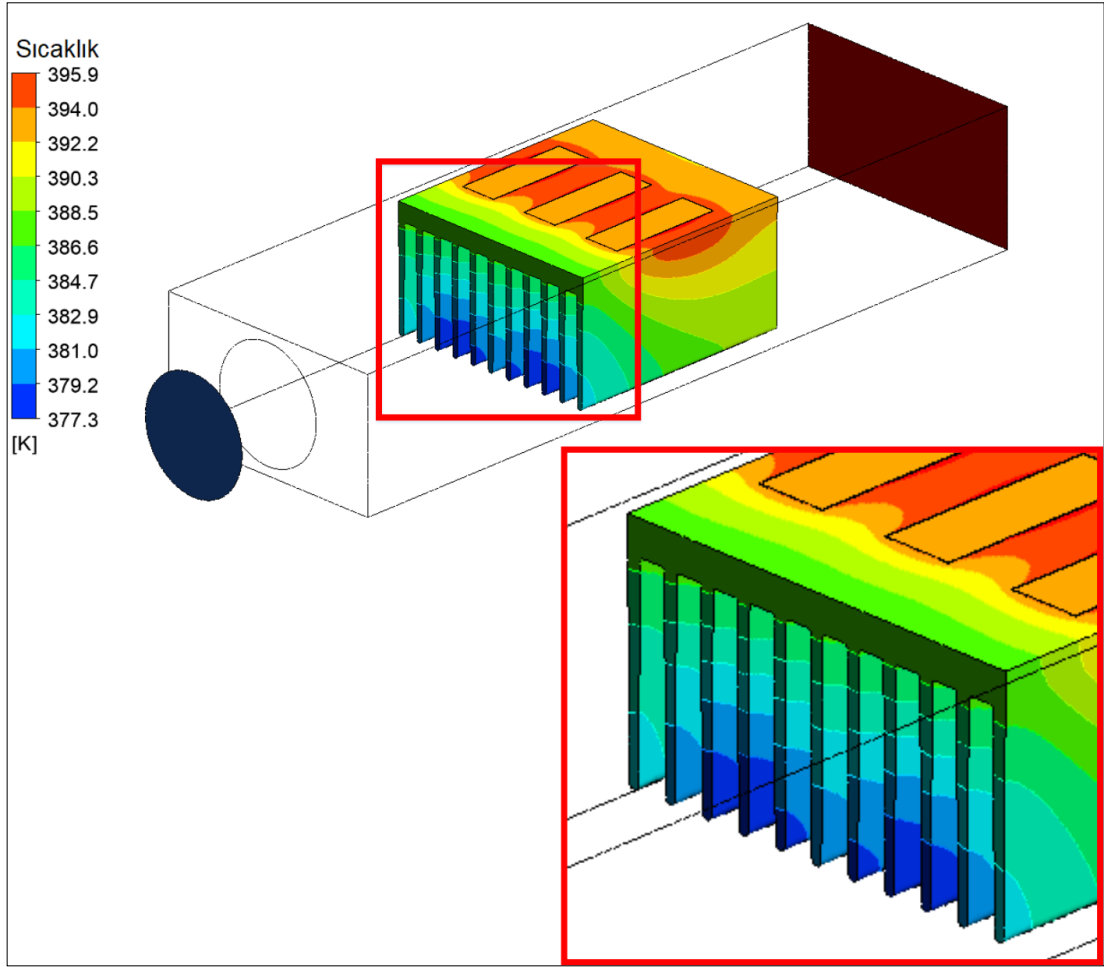
### 4.2.1. Isı Transferi ve Sıcaklık Dağılımları

Referans soğutucu için nümerik çözüm sonucu, sistemden uzaklaştırılan toplam ısı miktarı 286,25 W olarak bulunmuştur. Soğutucu yüzeyindeki ısı akısı dağılımı Şekil 4.2'de verilmiştir. Soğutucuda havanın giriş yaptığı fin yüzeylerinde ve fin uçlarında çok yüksek noktasal ısı akıları görülmekle birlikte soğutucu yüzeyinin büyük bölümünde ısı akıları 66-2500 W/m<sup>2</sup> aralığındadır. Isı transferi simetrik olan finler üzerinde aynıdır ancak Şekil 4.2'de finler üzerinde ısı akıları simetrik değilmiş gibi görünmektedir. Bunun sebebi akış yönüne göre soldaki finlerin dış tarafları görünürken sağ taraftaki finlerin iç taraflarının görülmesidir.



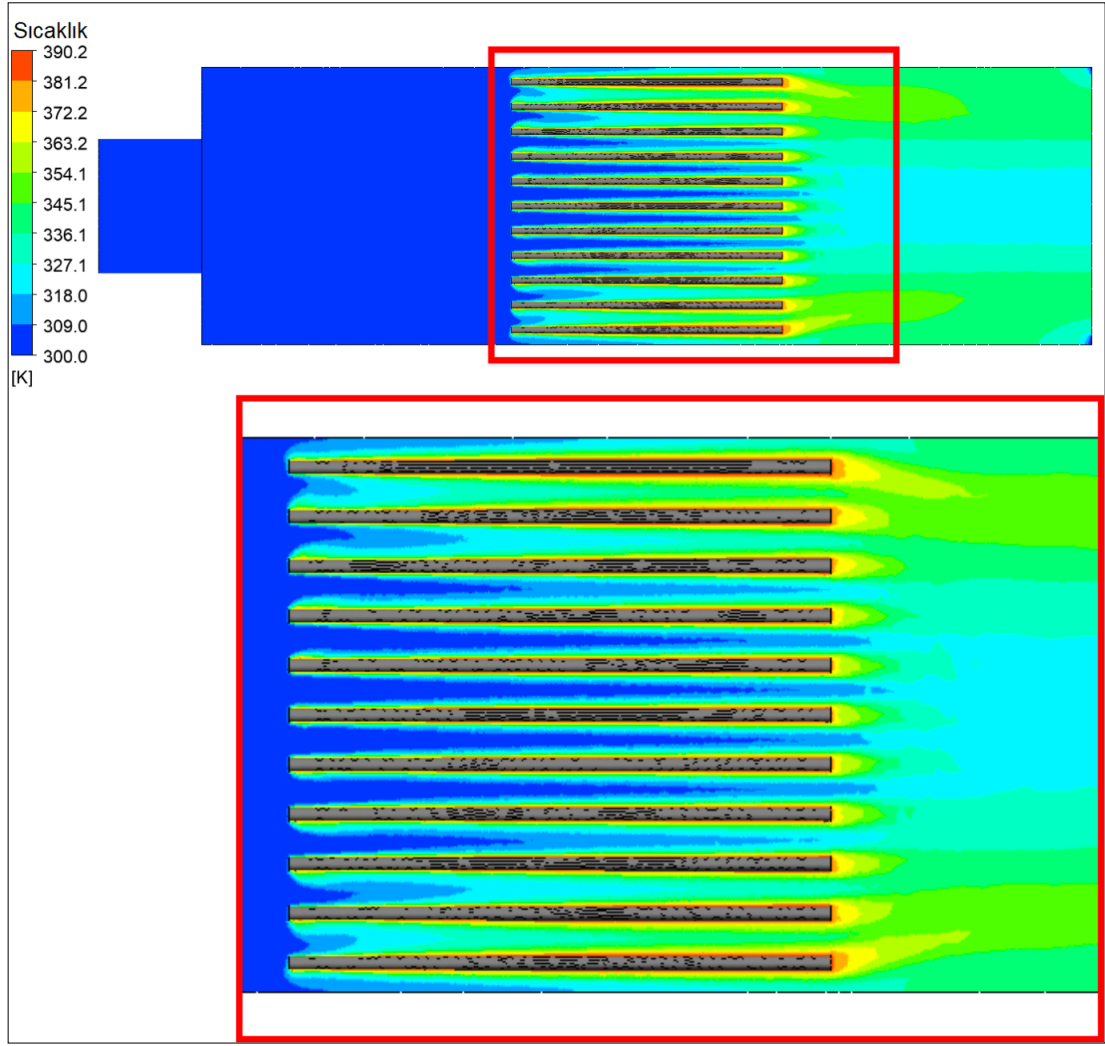
Şekil 4.2: Referans soğutucuda ısı akılarının dağılımı ve detay görünümü.

Soğutucu yüzeyindeki sıcaklık dağılımları Şekil 4.3’de verilmiştir. Sıcaklıklar havanın finlere giriş yaptığı tarafta ve fin uçlarında beklenildiği gibi daha düşüktür. Bunun sebebi finlere giriş yapan havanın sıcaklığının düşük olması (finleri daha etkin soğutmakta) ve fin tabanlarından uçlarına doğru ısı transferi olduğu için sıcaklıkların fin diplerinde uçlara göre daha yüksek olmasıdır.



Şekil 4.3: Referans soğutucuda yüzey sıcaklıklarının dağılımı ve detay görünümü.

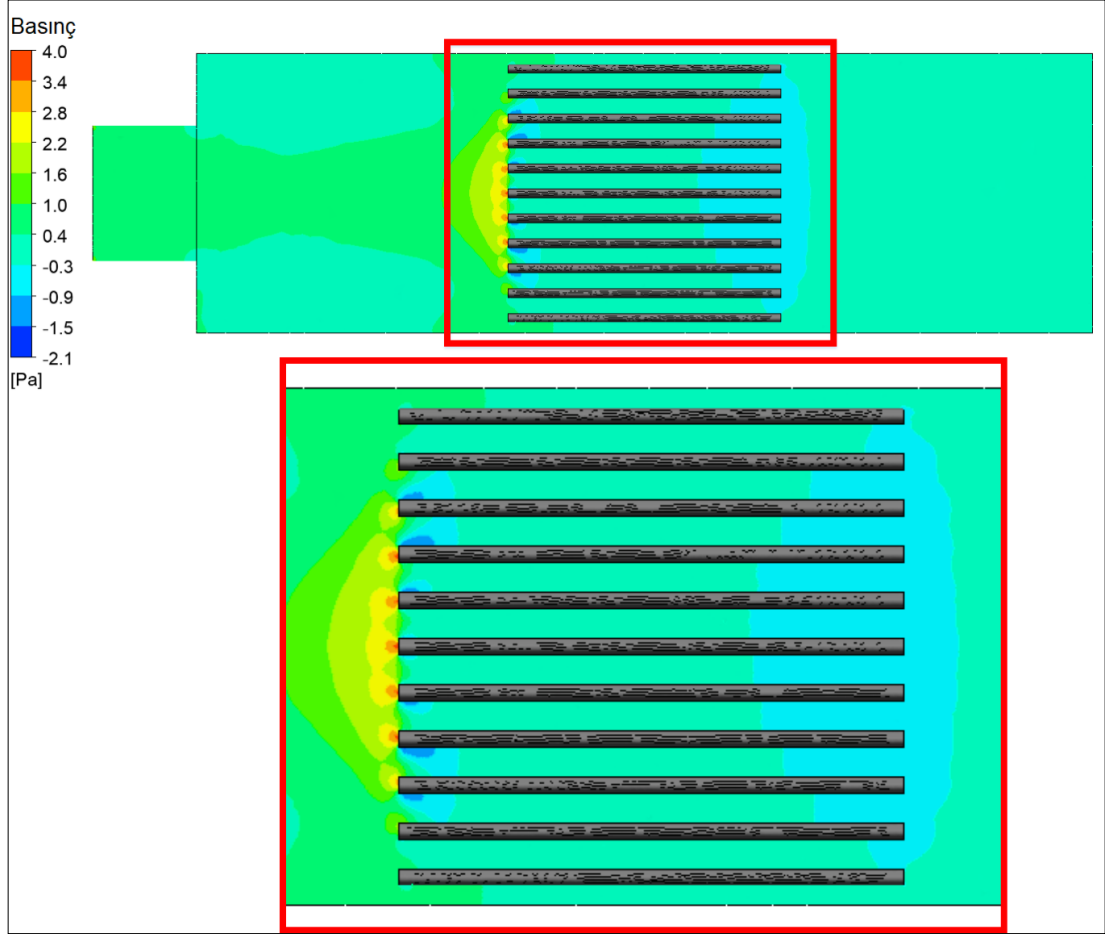
Referans soğutucu çözümü için fin yüksekliğinin yarısından alınan yatay kesitte hava sıcaklıklarının dağılımı Şekil 4.4’de verilmiştir. Havanın ortalama çıkış sıcaklıklarının 330-350 K aralığında olduğu gözlemlenmiştir. Kesitin ortasında hava sıcaklıkları 5-10 K daha düşüktür.



Şekil 4.4: Referans soğutucuda YZ kesitinde hava sıcaklıklarının dağılımı ve soğutucu bölgesinin detay görünümü.

#### 4.2.2. Basınç Kaybı ve Dağılımı

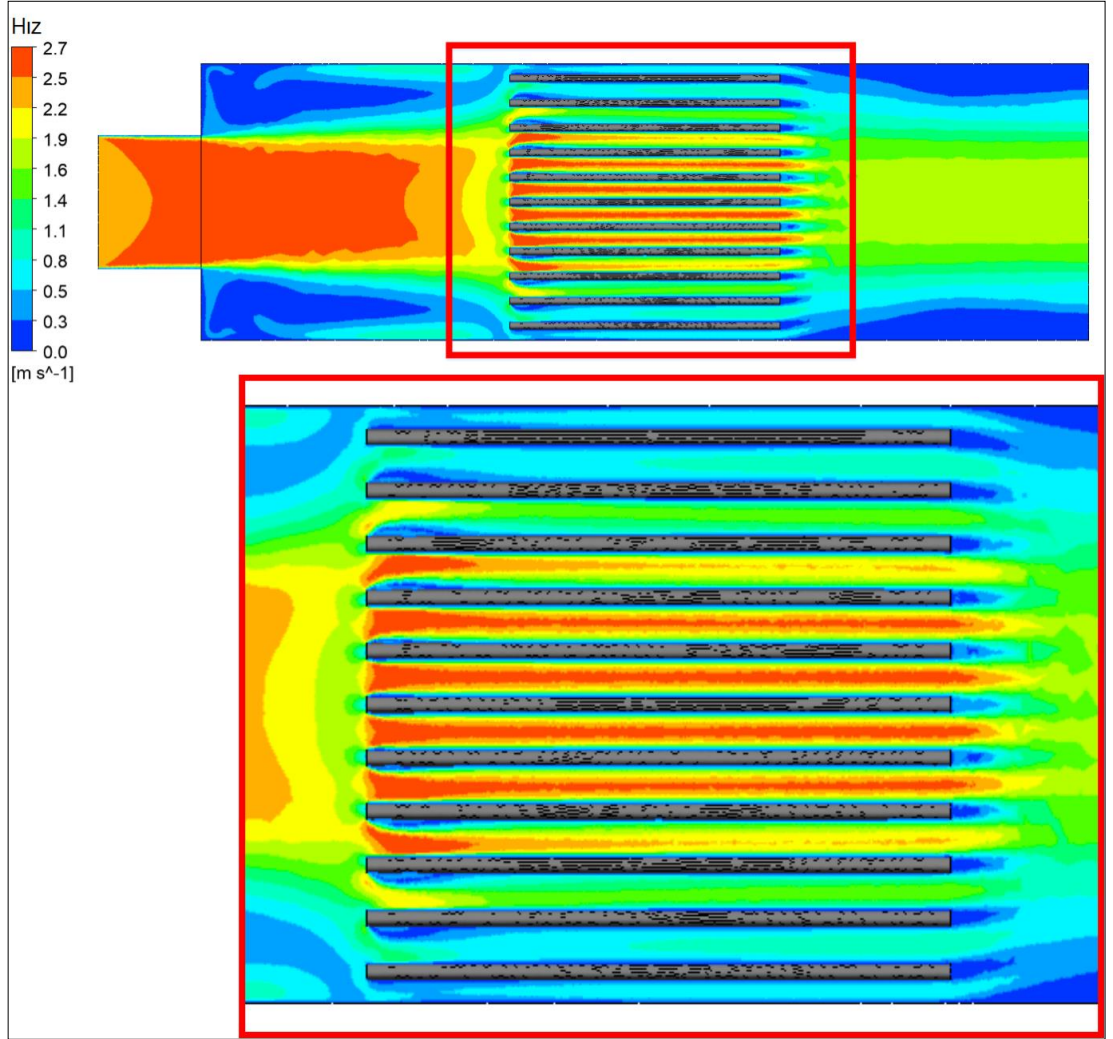
Referans soğutucu yatay kesitinde statik basınç dağılımı Şekil 4.5’de verilmiştir. Verilen statik basınç değerleri gösterge basıncı  $P_g=0$  atm’ye göredir. Bu sebeple sistemde negatif basınçlar da görülmektedir. Negatif basınçlar finlere havanın girdiği noktalarda akışta ayrılmalar sonucu gözlemlenmektedir.



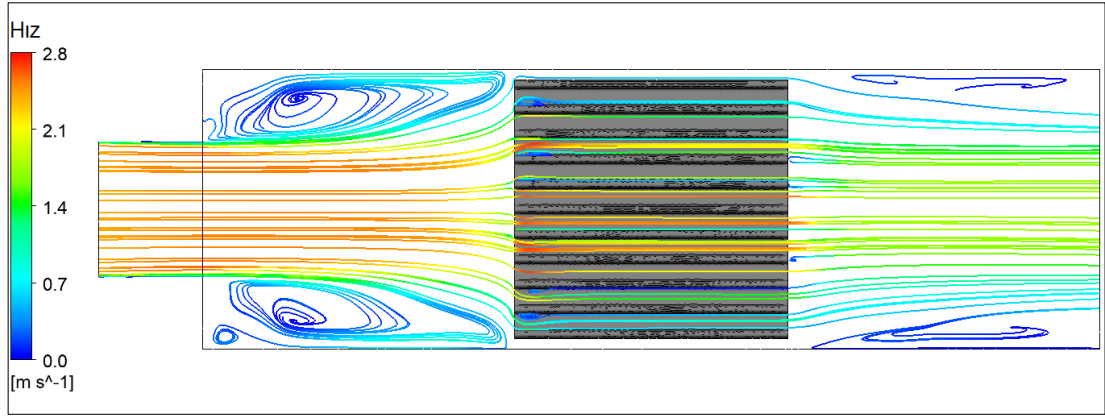
Şekil 4.5: Referans soğutucuda YZ kesitinde havanın basınç dağılımı.

### 4.2.3. Hız Dağılımı

Referans soğutucu için fin yüksekliğinin ortasından alınan yatay kesitte skaler hız dağılımı Şekil 4.6'da verilmiştir. Ani genişlemenin olduğu yerlerde çok düşük akış hızları gözlemlenmektedir. Şekil 4.7'de aynı kesitin üstten görünüşünde akım çizgileri verilmiştir. Akım çizgilerinden anlaşılacağı üzere girişte ani genişleme sonucu düşük hızlarda dönen girdaplar oluşmaktadır.



Şekil 4.6: Referans soğutucuda YZ kesitinde havanın hız dağılımı.



Şekil 4.7: Referans soğutucuda YZ kesitinde akım çizgileri.

### 4.3. Referans Alüminyum Soğutucunun Analitik ve Nümerik Sonuçlarının Karşılaştırılması

Eloksal kaplamalı referans soğutucu için ısı transferi ve basınç kayıpları analitik ve nümerik yöntemler kullanılarak hesaplanmıştır. Tablo 4.4’de eloksal kaplamalı referans soğutucu için hesaplanan analitik ve nümerik sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Eloksal kaplama düşük ısıl iletkenliğinden (1,5 W/mK) dolayı ısı transferini olumsuz etkilemektedir. Ancak kaplama kalınlığı çok ince olduğu için ( $0,01 \times 10^{-3}$  m) ısı transferi üzerindeki etkisi nümerik olarak gözlemlenemeyecek kadar küçüktür (%0,5). Bu sebeple eloksal kaplamasız durum için analitik ve nümerik modeller birbirleri ile ayrıca karşılaştırılmamıştır. Analitik hesaplamalar ile nümerik hesaplamalar sonucunda bulunan hem ısı transferi hem de basınç kaybı değerleri birbirlerine yakın çıkmıştır.

Isı transferinde nümerik ve analitik modellerin birbirine yakın sonuç vermesinin (%6 fark) sebebi analitik modelde en dominant parametre olan Nusselt sayısının literatürden uygun korelasyon seçilerek hesaplanmasıdır. Analitik modelde türbülans şartları ve finli yapı göz önüne alınarak iki paralel levha arasındaki türbülanslı akışlar için kabul görmüş bir Nusselt sayısı korelasyonu kullanılmıştır [5], [59].

Tablo 4.4: Eloksal kaplamalı referans soğutucu için analitik ve nümerik modellerin karşılaştırılması.

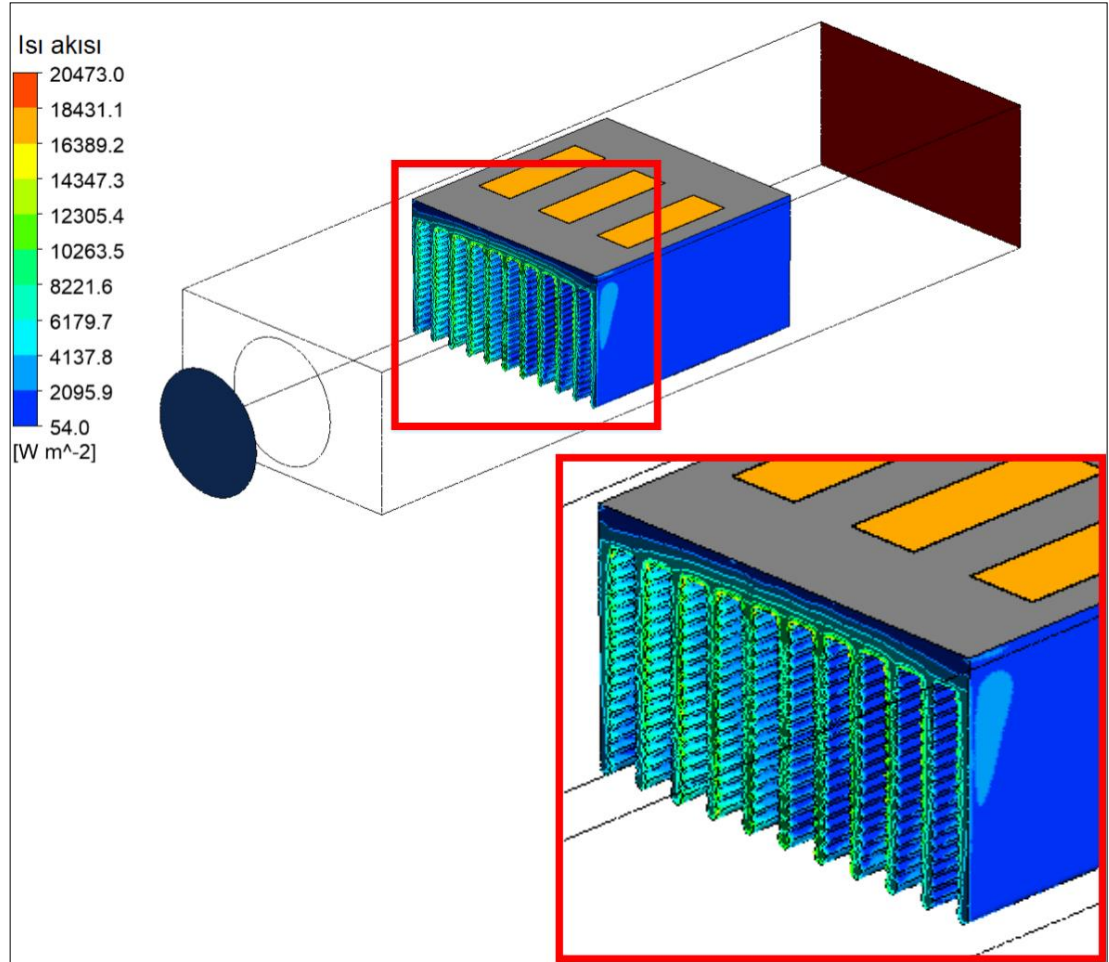
<b>Parametre</b>	<b>Birim</b>	<b>Analitik Model</b>	<b>Nümerik Model</b>	<b>Fark (%)</b>
<b><math>\dot{Q}</math></b>	<b>W</b>	267,33	285,11	6
<b><math>\Delta P</math></b>	<b>Pa</b>	2,95	3,56	17

Basınç kayıpları analitik ve nümerik modellerde ısı transferi ile kıyaslandığında daha farklı çıkmıştır. Bunun sebebi literatürdeki analitik korelasyonların daha çok borulama sistemleri için hazırlanmış olmasıdır [50]. Soğutucu geometrisi ve sistemdeki akış hacmi literatürdeki korelasyonların verildiği durumlarla birebir uyuşmamaktadır. Bu sebeple analitik ve nümerik sonuçlar arasındaki fark ısı transferindeki kıyaslamaya oranla daha fazla çıkmaktadır.

## 4.4. Yüzey Alanı Arttırılmış Alüminyum Soğutucu İçin Nümerik Sonuçlar

### 4.4.1. Isı Transferi ve Sıcaklık Dağılımları

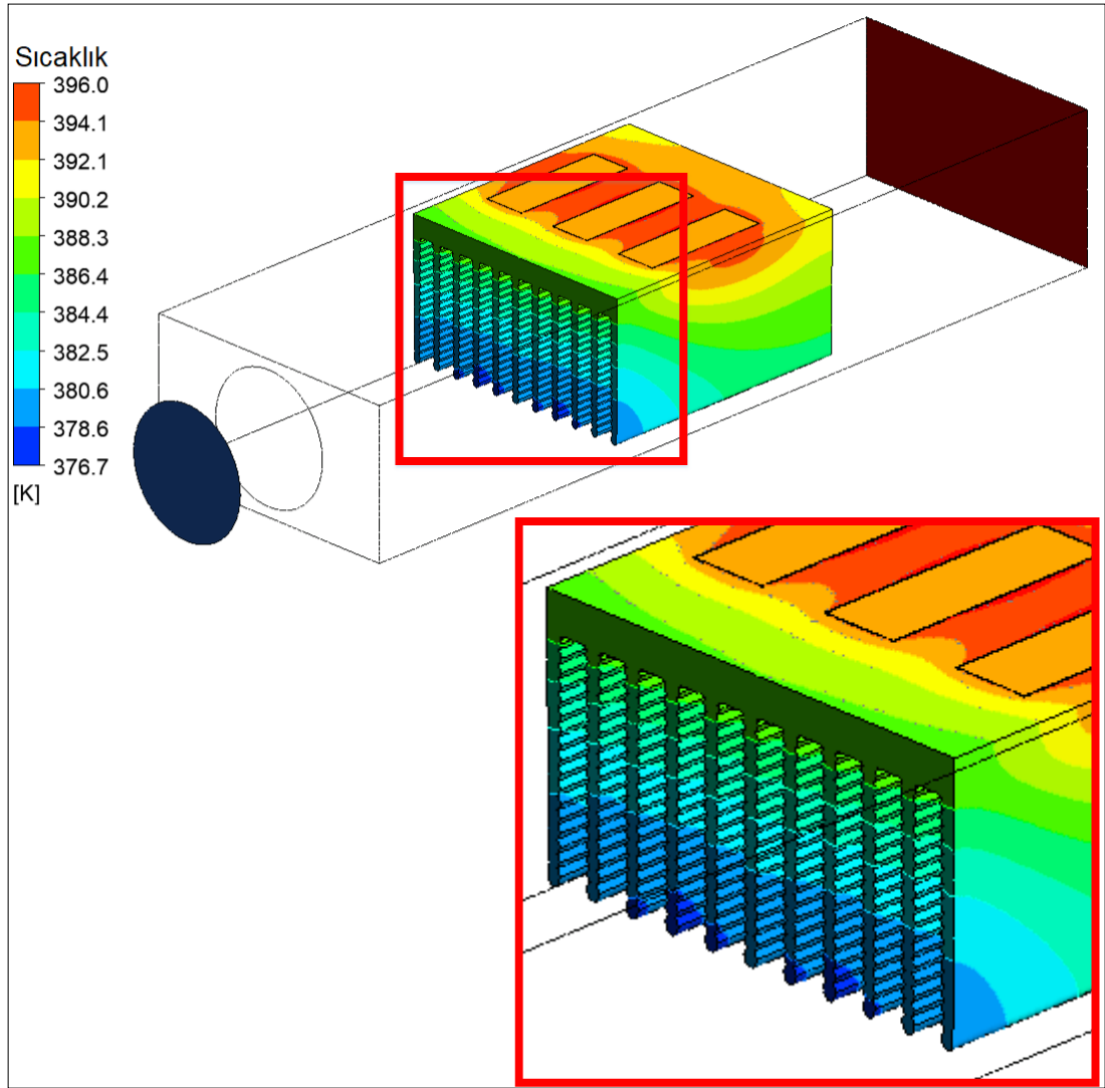
YAAS için nümerik çözüm sonucu, sistemden uzaklaştırılan toplam ısı miktarı 292,11 W olarak bulunmuştur. Aynı sınır koşullarında referans soğutucu 286,25 W ısı çekmiştir. Yani yüzey alanındaki %11'lik artışa karşılık çekilen ısı miktarı %2 artmıştır. Soğutucu yüzeyindeki ısı akısı dağılımı Şekil 4.8'de verilmiştir. YAAS'de ısı akılarının dağılımı referans soğutucu ile benzerlik göstermektedir. YAAS'de yüzey alanını arttırmak için yapılan zik-zak formlu yapının alt uçlarında göreceli olarak referans duruma göre düşük ısı akıları gözlenmiştir.



Şekil 4.8: YAAS'de ısı akılarının dağılımı ve detay görünümü.

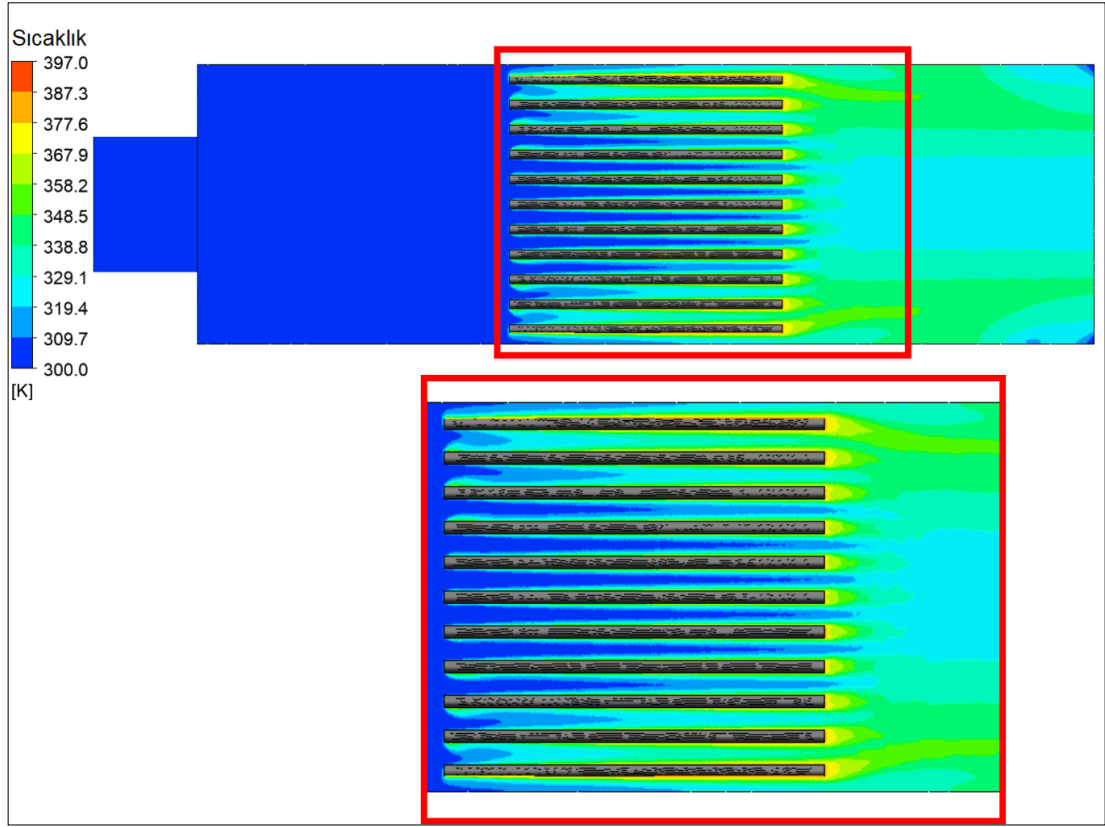
YAAS yüzeyindeki sıcaklık dağılımları Şekil 4.9'da verilmiştir. Yüzey alanı arttırılmış soğutucu ile referans soğutucu yüzey sıcaklık dağılımları genel olarak benzerlik göstermektedir. Yüzey alanı arttırılmış soğutucu ve referans soğutucu

üzerinde sıcaklık farkı 0,1-0,6 K aralığındadır. YAAS'deki yüzey sıcaklık dağılımı referans soğutucuya göre daha üniformdur. Yani, YAAS'de finlerin üzerindeki sıcaklık dağılımları birbirlerine daha yakındır. Benzer şekilde YAAS'de finlerin havanın giriş yaptığı yöndeki uçları ve dipleri arasında sıcaklık değişimi daha düzenlidir.



Şekil 4.9: YAAS'de yüzey sıcaklıklarının dağılımı ve detay görünümü.

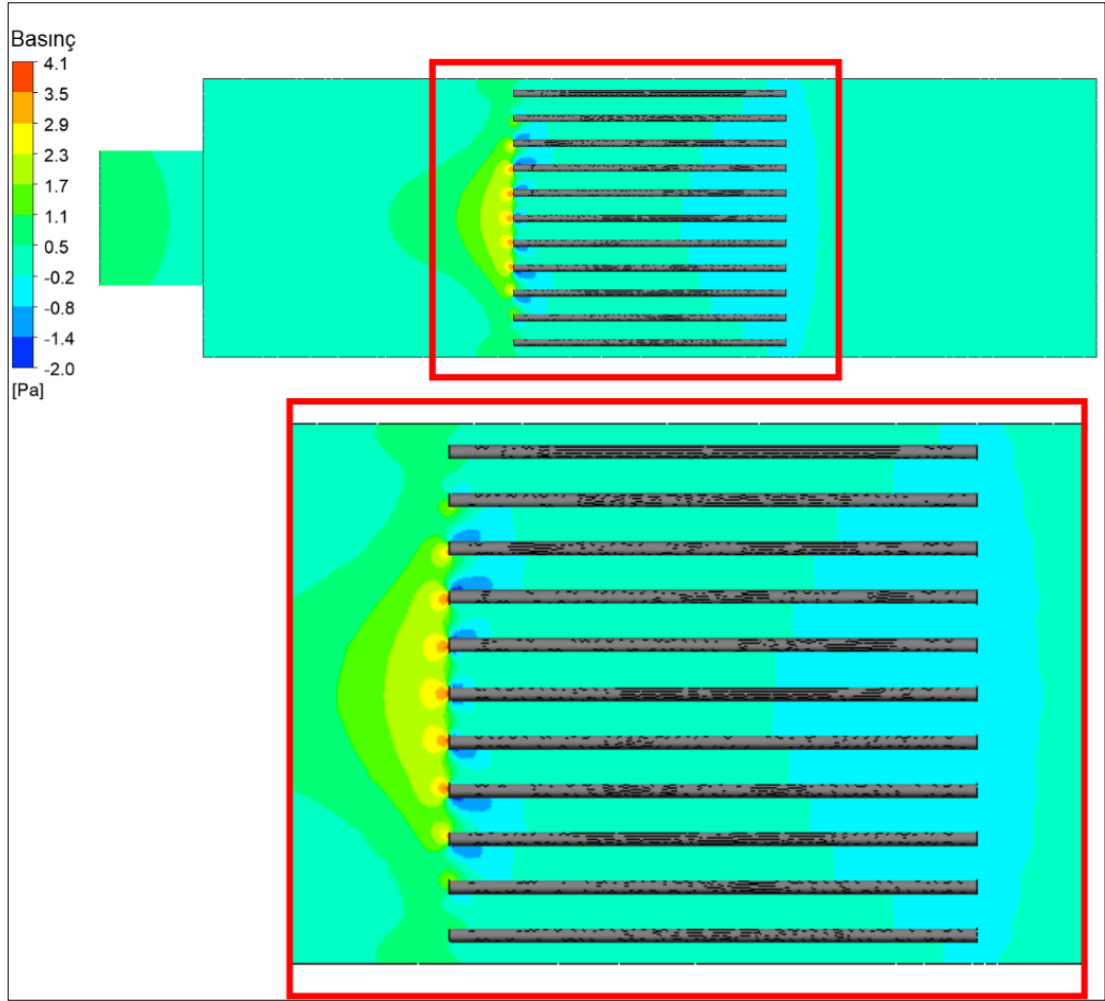
YAAS çözümü için fin yüksekliğinin yarısından alınan yatay kesitte hava sıcaklıklarının dağılımı Şekil 4.10'da verilmiştir. YAAS'nin ısı transferi miktarı referans soğutucudan fazla olduğu için hava çıkış sıcaklığı 3-4 K arasında daha yüksek çıkmaktadır.



Şekil 4.10: YAAS'de YZ kesitinde hava sıcaklıklarının dağılımı.

#### 4.4.2. Basınç Kaybı ve Dağılımı

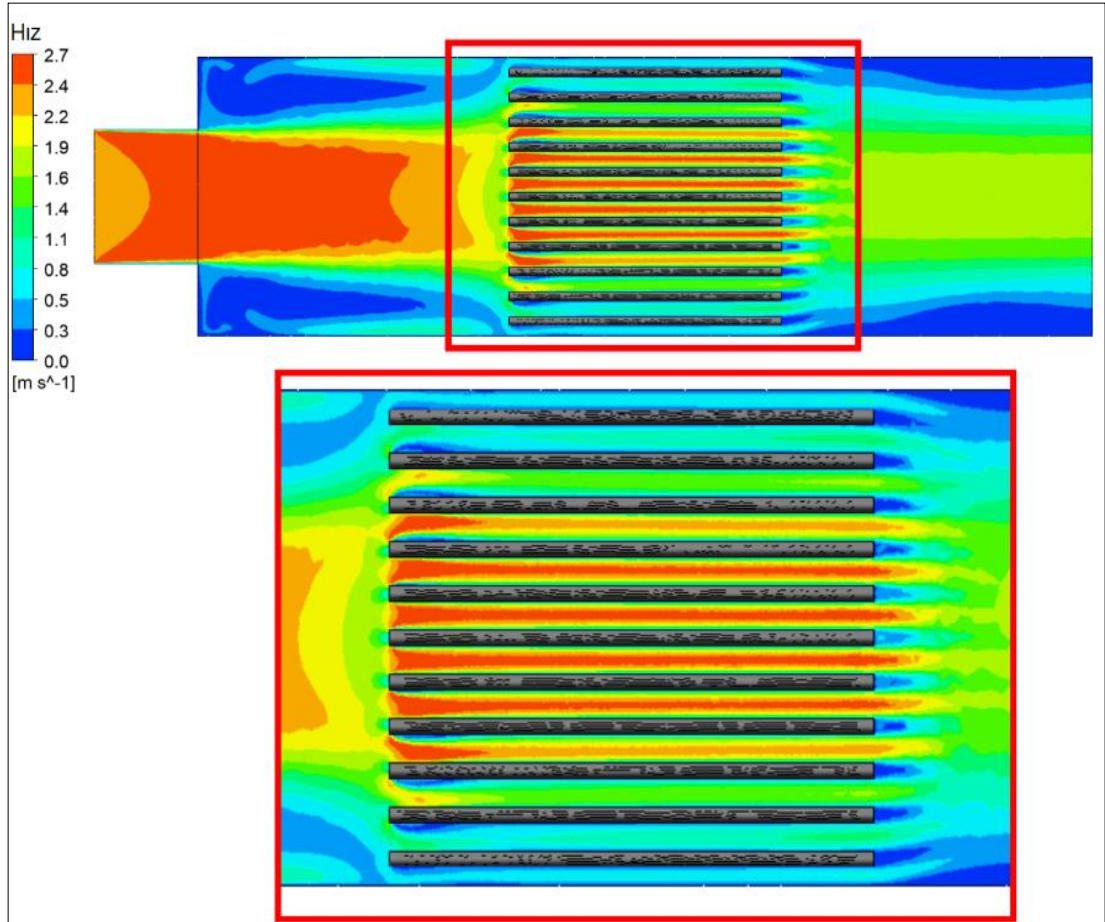
YAAS'nin yatay kesitinde statik basınç dağılımı Şekil 4.11'de verilmiştir. Verilen statik basınç değerleri gösterge basıncı  $P_g=0$  atm'ye göredir. YAAS (basınç kaybı max. 4,1 Pa) üzerindeki zik-zak formlu yüzeyden kaynaklı olarak RS'ye göre (basınç kaybı max. 4,0 Pa) daha yüksek basınç kaybı oluşturmaktadır. Bu sebeple YAAS'de RS'ye göre gözlemlenen en yüksek basınç değeri 0,1 Pa daha yüksektir. Bu durum Şekil 4.5 ve Şekil 4.11'deki basınç alt ve üst değerleri incelendiğinde görülebilmektedir.



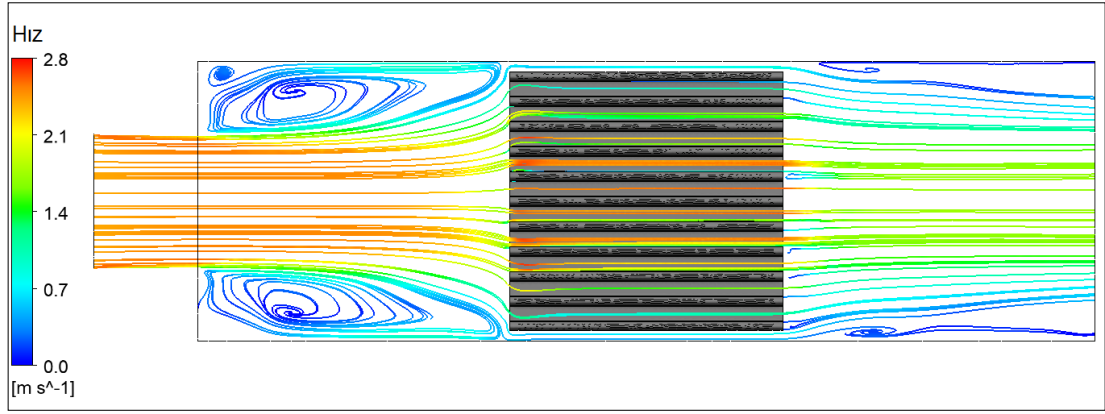
Şekil 4.11: YAAS'nin YZ kesitinde havanın basınç dağılımı ve detay gösterimi.

### 4.4.3. Hız Dağılımı

YAAS'nin yatay kesitinde skaler hız dağılımı Şekil 4.12'de verilmiştir. Şekil 4.7'de aynı kesitin üstten görünüşünde hız vektörleri verilmiştir. Referans ve yüzey alanı arttırılmış soğutucu hız dağılımları birbirine çok yakındır. Bunun sebebi yüzey alanı arttırılmış soğutucu ile referans soğutucunun dış ölçülerinin ve kesit alanlarının eşit olmasıdır. Akım çizgileri de, hız dağılımında olduğu gibi, RS ve YAAS için çok benzer şekiller oluşturmaktadır. Bunun sebebi RS ve YAAS topolojilerinde sadece yüzey formunun değiştirilmiş olması ve akışı etkileyecek diğer bütün parametrelerin (uzunluk, yükseklik, fin sayısı, vb.) aynı tutulmasıdır.



Şekil 4.12: YAAS'de YZ kesitinde havanın hız dağılımı.



Şekil 4.13: YAAS'de YZ kesitinde akım çizgileri.

#### 4.5. RS ve YAAS Performanslarının Farklı Akış ve Sıcaklık Koşullarında Nümerik Sonuçlarının Karşılaştırılması

Referans soğutucu ( $210.730 \text{ mm}^2$ ) ile yüzey alanı arttırılmış ( $233.796 \text{ mm}^2$ ) soğutucu arasında %11'lik bir yüzey alanı farkı bulunmaktadır. Benzer topolojideki (eşit genişlik, uzunluk, yükseklik ve kütle vb.) YAAS, RS'ye oranla temel durumda ( $2,41 \text{ m/s}$  akış hızı ve  $398 \text{ K}$  ısı kaynağı sıcaklığı) %2 daha fazla ısı çekmiştir. Basınç kaybı ve sıcaklıklarda ölçülebilir bir farklılık görülmemiştir. Tablo 4.5'de temel durumda eloksal kaplamalı ve kaplamasız referans ve yüzey alanı arttırılmış soğutucular için nümerik analizler sonucunda elde edilen veriler karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın bu bölümünde RS ve YAAS için eloksal kaplamanın, akış hızı ve ısı kaynağı sıcaklığının artışının ısı transferine ve basınç kayıplarına etkisi tablolar halinde karşılaştırmalı olarak paylaşılmıştır. Akış hızının ve ısı kaynağı sıcaklığının artışının etkileri ayrı ayrı incelenmekle birlikte her ikisinin de artışının ısı transferini ve basınç kaybını nasıl etkilediği tablolar halinde aşağıda sunulmuştur. RS ile YAAS'nin değişken bu parametrelerle gösterdiği performans karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Tablo 4.5: RS ve YAAS'nin ısı kaynağı sıcaklığı 398 K ve akış hızı 2,41 m/s olduğu durumda performans karşılaştırması.

Parametre	Birim	Referans			YAAS		
		Elk. Kpsız	Elk. Kplı.	Fark (%)	Elk. Kpsız	Elk. Kplı.	Fark (%)
Akış hızı	m/s	2,41	2,41	-	2,41	2,41	-
Isı kaynağı sıcaklığı	K	398	398	-	398	398	-
Isı transferi	W	286,25	285,11	0,3	292,11	290,59	0,5
Ortalama yüzey sıcaklığı	K	387,95	387,80	0,03	387,92	387,76	0,04
Girişteki ortalama statik basıncı (inlet)	Pa	0,776	0,774	0,2	0,772	0,769	0,3
Girişteki ortalama dinamik basıncı (inlet)	Pa	3,411	3,411	0	3,412	3,412	0
Çıkıştaki ortalama statik basıncı (outlet)	Pa	0	0	0	0	0	0
Çıkıştaki ortalama dinamik basıncı (outlet)	Pa	0,627	0,624	0,4	0,614	0,592	0,4

#### 4.5.1. Eloksal Kaplamanın Etkisi

Eloksal kaplama, referans ve yüzey alanı artırılmış soğutucular için kaplamasız duruma göre ısı transferinde yaklaşık %0,5 düşüşe sebep olmuştur. Ancak bu fark mevcut HAD yönteminin kapasitesi ile çözümlenebilecek seviyede değildir. Bu sebeple eloksal kaplamanın HAD yöntemi ile ısı transferinde ölçebileceğimiz bir mertebede değişikliğe sebep olmadığı görülmüştür. Bu sebeple tezdeki diğer analizler eloksal kaplamasız durum için gerçekleştirilmiştir.

#### 4.5.2. Akış Hızının Etkisi

YAAS ve RS için ayrıca akış hızı ve ısı kaynağı sıcaklığı değiştirilerek de analizler yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Tablo 4.6'da ısı kaynağı sıcaklığı değiştirilmeden (temel durum ile aynı) sadece hava hızı artırılarak ( 3,01 m/s) yapılan analizin sonuçları verilmiştir. Hava hızının artırılması hem YAAS hem RS için beklenildiği gibi çekilen ısı miktarlarını ve basınç kayıplarını arttırmıştır. Akış hızının artması ile ısı transferi miktarında belirgin bir artış gözlemlenmiştir.

Tablo 4.6: Isı kaynağı sıcaklığı 398 K ve akış hızı 3,01 m/s olduğu durumda RS ve YAAS'nin performans karşılaştırması.

Parametre	Birim	RS	YAAS	Fark (%)
Akış hızı	m/s	3,01	3,01	-
Isı kaynağı sıcaklığı	K	398	398	-
Isı transferi	W	326,54	344,35	5
Ortalama yüzey sıcaklığı	K	386,39	386,27	-0,03
Girişteki ortalama statik basıncı (inlet)	Pa	0,91	1,01	10
Girişteki ortalama dinamik basıncı (inlet)	Pa	5,32	5,32	0
Çıkıştaki ortalama statik basıncı (outlet)	Pa	0	0	0
Çıkıştaki ortalama dinamik basıncı (outlet)	Pa	0,97	0,92	-5

#### 4.5.3. Isı Kaynağı Sıcaklığının Etkisi

Tablo 4.7'de YAAS ve RS için hava hızı temel durum ile aynı tutularak (2,41 m/s) sadece ısı kaynağı sıcaklığı 500 K'e çıkartılarak yapılan analizin sonuçları verilmiştir. Sıcaklığın artması hem YAAS hem de RS için beklenen şekilde çekilen ısı miktarlarını arttırmıştır. Sıcaklık artışı basınç kaybı üzerinde hız artışına göre daha düşük bir etki göstermiştir. Isı kaynağı sıcaklığındaki artışın akış hızına göre ısı transfer miktarına etkisi daha fazla olmuştur.

Tablo 4.7: Isı kaynağı sıcaklığı 500 K ve akış hızı 2,41 m/s olduğu durumda RS ve YAAS'nin performans karşılaştırması.

Parametre	Birim	RS	YAAS	Fark (%)
Akış hızı	m/s	2,41	2,41	-
Isı kaynağı sıcaklığı	K	500	500	-
Isı transferi	W	572,27	618,90	8
Ortalama yüzey sıcaklığı	K	479,40	464,50	-3
Girişteki ortalama statik basıncı (inlet)	Pa	0,90	1,36	51
Girişteki ortalama dinamik basıncı (inlet)	Pa	3,41	3,41	0
Çıkıştaki ortalama statik basıncı (outlet)	Pa	0	0	0
Çıkıştaki ortalama dinamik basıncı (outlet)	Pa	0,64	0,53	-17

#### 4.5.4. RS ve YAAS'nin Tüm Değişen Parametrelerde Karşılaştırılması

YAAS ve RS için hem akış hızı (2,41 m/s den 3,01 m/s'ye) hem de ısı kaynağı sıcaklığı (398 K den 500 K'e) artırılarak yapılan analizin sonuçları Tablo 4.8'de verilmiştir. Bu durumda temel duruma göre YAAS ve RS için çekilen ısı miktarları ve basınç kayıpları belirgin bir şekilde artmıştır. Isı transferindeki artış akış hızı ve ısı kaynağı sıcaklığındaki artışa bağlı iken, basınç kaybının ısı kaynağı sıcaklığındaki artışa bağımlılığı düşüktür.

Tablo 4.8: Isı kaynağı sıcaklığı 500 K ve akış hızı 3,01 m/s olduğu durumda RS ve YAAS'nin performans karşılaştırması.

Parametre	Birim	RS	YAAS	Fark (%)
Akış hızı	m/s	3,01	3,01	-
Isı kaynağı sıcaklığı	K	500	500	-
Isı transferi	W	644,79	719,52	12
Ortalama yüzey sıcaklığı	K	473,37	463,68	-2
Girişteki ortalama statik basıncı (inlet)	Pa	1,10	1,75	59
Girişteki ortalama dinamik basıncı (inlet)	Pa	5,32	5,32	0
Çıkıştaki ortalama statik basıncı (outlet)	Pa	0	0	0
Çıkıştaki ortalama dinamik basıncı (outlet)	Pa	0,99	0,79	-20

Tablo 4.9'da YAAS ve RS için farklı hava hızları ve ısı kaynağı sıcaklıklarında yapılan analizlerin sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Tek bir parametrenin değiştirilmesi ile ısı transferinin değişimi de tabloda sunulmuştur. Örneğin 500 K sabit ısı kaynağı sıcaklığında hava hızının 2,41 m/s'den 3,01 m/s'ye çıkması RS için ısı transferinde %12,7, YAAS için %16,3 artış sağlamıştır. Ayrıca elokal kaplamının temel durumda RS ve YAAS için ısı transferi üzerindeki etkisi ve değişim yüzdesi de paylaşılmıştır. Tablo 4.9'da YAAS ve RS'de çekilen ısı miktarının değişimleri incelendiğinde; ısı kaynağı sıcaklığındaki %25'lik artışın hızdaki %25'lik artışa göre çekilen ısı miktarını daha fazla etkilediği gözlemlenmiştir. Hızdaki artış çekilen ısı miktarını %12,7-%17,9 arasında arttırırken, ısı kaynağı sıcaklığındaki artış çekilen ısı miktarını %97,5-%111,9 arasında arttırmaktadır.

Tablo 4.9: RS ve YAAS'nin tüm değişen parametrelerdeki performans karşılaştırması.

Hava hızı (m/sn)	Isı kaynağı sıcaklığı (K)	RS çekilen ısı miktarı (W)	YAAS çekilen ısı miktarı (W)
2,41	398 K	286,25	292,11
3,01	398 K	326,54	344,35
<b>398 K'de hızdaki %25 artışa bağlı çekilen ısı miktarındaki değişim</b>		%14,1	%17,9
2,41	500 K	572,27	618,90
3,01	500 K	644,79	719,52
<b>500 K'de hızdaki %25 artışa bağlı çekilen ısı miktarındaki değişim</b>		%12,7	%16,3
2,41	398 K	286,25	292,11
2,41	500 K	572,27	618,90
<b>2,41 m/s'de sıcaklıktaki %25 artışa bağlı çekilen ısı miktarındaki değişim</b>		%99,9	%111,9
3,01	398 K	326,54	344,35
3,01	500 K	644,79	719,52
<b>3,01 m/s'de sıcaklıktaki %25 artışa bağlı çekilen ısı miktarındaki değişim</b>		%97,5	%109,0

Tablo 4.10'da farklı akış hızı ve ısı kaynağı sıcaklıklarında YAAS'nin RS'ye oranla çektiği ısı miktarının değişimi görülmektedir. RS ve YAAS arasındaki çekilen ısı miktarı farkı, 398 K ısı kaynağı sıcaklığı ve 2,41 m/s akış hızı için %2 iken, sıcaklık ve hızın artırılması ile bu fark %12'ye kadar çıkmıştır.

Tablo 4.10: Isı kaynağı sıcaklığı ve akış hızının RS ve YAAS için ısı transferi üzerindeki etkisi.

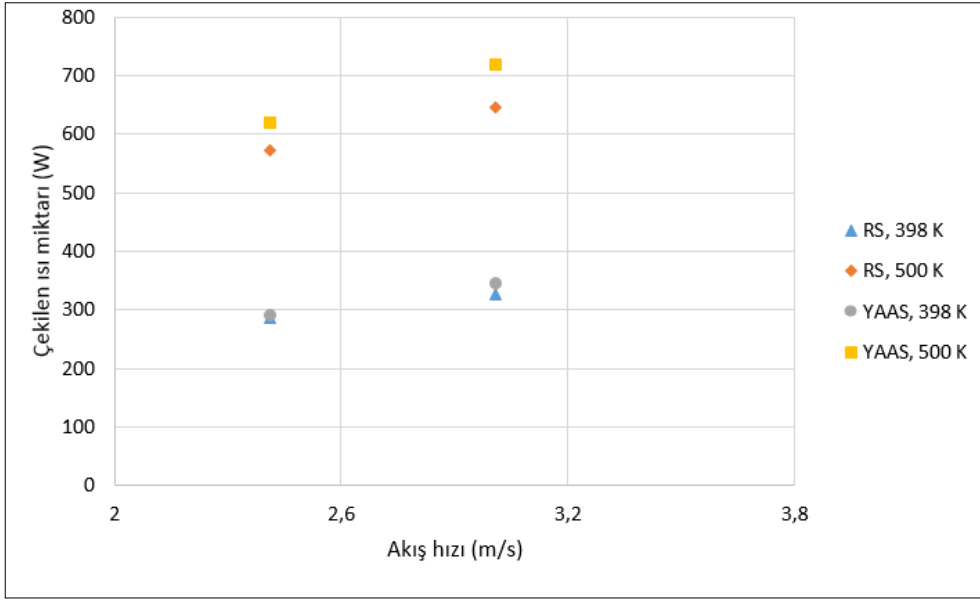
Parametre	Isı kaynağı sıcaklığı (K)		Hava hızı (m/s)
	398	500	
RS çekilen ısı miktarı (W)	286,25	572,27	2,41
	326,54	644,79	3,01
YAAS çekilen ısı miktarı (W)	292,11	618,90	2,41
	344,35	719,52	3,01
YAAS çekilen ısı miktarının RS'ye göre değişimi	%2	%8	2,41
	%5	%12	3,01

## 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

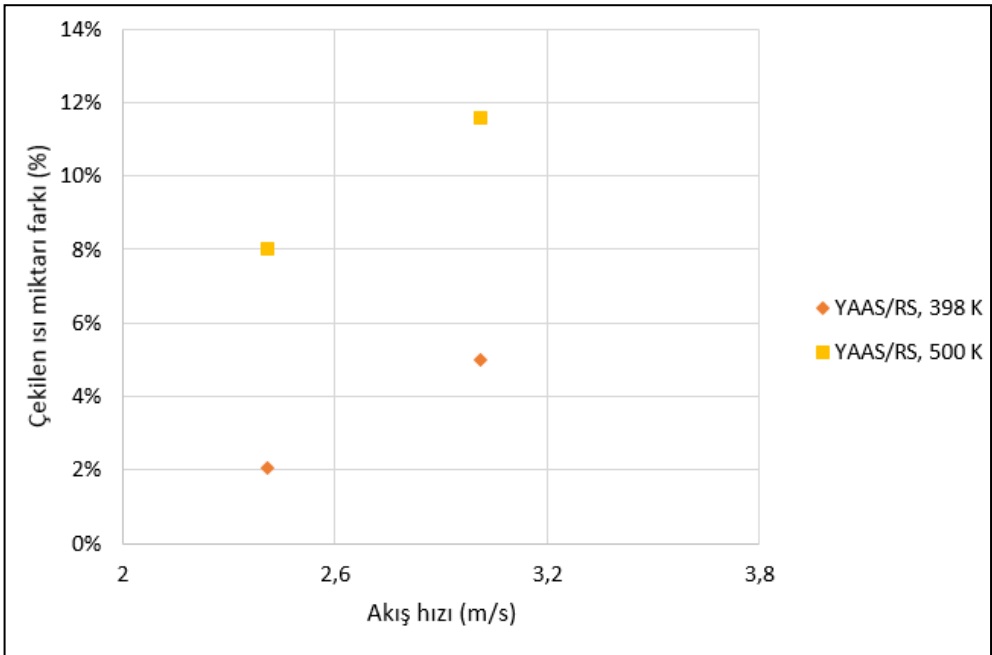
Tez çalışmasında, elektronik devre elemanlarının çalışma sıcaklıklarının kontrolünde yaygın olarak kullanılan bir finli alüminyum soğutucunun (RS/referans soğutucu) analitik ve nümerik modellemesi gerçekleştirilmiştir. Analitik ve nümerik modeller kullanılarak elde edilen ısı transferi ve basınç kaybı değerleri birbirleri ile karşılaştırılmıştır.

Nümerik model doğrulandıktan sonra yüzey alanı artışının ısı transferi üzerindeki etkisi anlamak amacıyla yeni bir soğutucu (YAAS/yüzey alanı arttırılmış soğutucu) tasarlanmıştır. YAAS'de fin yüzeylerine zik-zaklı form uygulanması ile kütle, boyutlar, fin sayısı, fin yüksekliği vb. RS ile aynı tutulmuş olup yüzey alanında RS'ye göre %11'lik bir artış elde edilmiştir. Yüzey alanı arttırılırken topolojinin (eşit genişlik, uzunluk, yükseklik, kütle, fin sayısı ve yüksekliği vb.) korunmasının sebebi yüzey alanı artışının ısı transferine etkisini diğer değişkenlerden bağımsız olarak görebilmektir. Ayrıca eloksallı kaplamalı ve kaplamasız RS ve YAAS için nümerik analizler yapılmış ve eloksallı kaplamanın ısı transferine etkisinin ihmal edilebilir olduğu görülmüştür.

Tez kapsamında, ısı kaynağı sıcaklıklarındaki ve havanın akış hızındaki artışın çekilen ısı transferine etkisi incelenmiştir. Şekil 5.1'de akış hızı ve ısı kaynağı sıcaklığının RS ve YAAS'nin çektiği ısı miktarlarına etkisi ve YAAS ile RS'nin karşılaştırılması yapılmıştır. RS ve YAAS arasındaki çekilen ısı miktarı farkı artan ısı kaynağı sıcaklığı ve akış hızları ile artmaktadır. Bu değişim oransal olarak Şekil 5.2'de verilmiştir. 398 K ısı kaynağı sıcaklığı ve 2,41 m/s akış hızında YAAS, RS'ye göre sadece %2 fazla ısı çekerken artan sıcaklık ve akış hızı ile bu fark %12'ye kadar çıkmıştır.



Şekil 5.1: Hava hızı ve ısı kaynağı sıcaklığına bağlı olarak YAAS ve RS'nin ısı transferlerinin karşılaştırılması.



Şekil 5.2: Hava hızı ve ısı kaynağı sıcaklığına bağlı olarak YAAS ısı transferinin RS ısı transferine oranı.

Çalışmanın önemli sonuçları aşağıda özetlenmiştir:

- Eloksal kaplamalı temel durum için analitik (267,33 W) ve nümerik (285,11 W) olarak hesaplanan ısı transferi değerleri arasında %6'lık bir fark çıkmıştır.
- Eloksal kaplamalı temel durum için analitik (2,95 Pa) ve nümerik (3,56 Pa) olarak hesaplanan basınç kaybı değerleri arasında %17'lik bir fark çıkmıştır.
- Eloksal kaplamanın ısı transferine etkisi analitik olarak -%0,1, nümerik olarak -%0,5 olarak hesaplanmıştır. Bu etki, bu tez çalışmasında, nümerik hesaplama kapasitesi ile doğrulanabilecek seviyede değildir.
- %11'lik yüzey alanı artışı, 398 K ısı kaynağı sıcaklığı ve 2,41 m/s hava hızında ısı transferine çok düşük (%2 artış) etki etmiştir.
- Artan hava hızı (2,41 m/s'den 3,01 m/s'ye, %25 artış) ve ısı kaynağı sıcaklığı (398 K'ye 500 K'ye, %25 artış) RS ve YAAS'nin çektiği ısı miktarları arasındaki farkı %2'den, %12'ye kadar arttırmıştır.

Çalışma sonucunda soğutucu tasarımı ile ilgili öneriler:

- Soğutucu tasarımında kütle ve topoloji değiştirilmeden yüzey alanı artırılarak ısı transferi artırılabilir. Bu sayede maliyet artmadan ısı transferi artışı sağlanabilir,
- Topoloji değiştirilmeden yüzey alanı artırıldığında ısı transferi artmakla beraber basınç kaybında sadece ihmal edilebilir artışlar gerçekleşmektedir. Bu sayede fan gücünde bir artışa gereksinim duyulmayabilir,
- Yüzey alanı artırılırken zik-zak'ların diplerine radius eklenerek akış açısından ölü bölge oluşumunun önüne geçilebilir,
- Eloksal kaplamanın faydaları (estetik görünüm, elektriksel yalıtkanlık, korozyon direnci) göz önüne alındığında maliyet fizibilitesi uygun olduğu sürece kullanılabilir.

Çalışma sonucunda soğutucular ile gelecekte yapılacak akademik çalışmalarda aşağıdaki konular incelenebilir:

- Topolojideki diğer değişimlerin (fin yüksekliği, genişliği v.b.) ısı transferine etkisinin incelenmesi,
- Finler boyunca türbülansı artıracak çıkıntı şeklinde yapılar eklenerek ısı transferine etkisinin incelenmesi,
- Bir deney düzeneği hazırlanarak nümerik ve analitik sonuçların deneysel olarak da valide edilmesidir.

## KAYNAKLAR

- [1] León-Aldeco S., Calleja H., Aguayo J., Correa C., ve Flores E., (2018),“Enhancement of the survival probability of a photovoltaic converter- An optimization approach”, Computers and Electrical Engineering, 69, 115-128.
- [2] Rahmani M. A., Fdhila R. B., Grongvist A., Tysell M., Persson T. L., Benendo M., Uvgard Z., (2014), “Thermal management and design optimization of heatsink for cooling performance improvement during transient heat generation”, Energy Procedia, 61, 1665-1668.
- [3] Özkan Z., Hava A. M., (2012), “Güç Elektroniği Dönüştürücülerinin Yarıiletken Veriyapraklarına Dayalı Verim Hesaplama Yöntemi”, 2012 Elektrik Elektronik ve Bilgisayar Mühendisliği Sempozyumu, Bursa, Türkiye, 29 Kasım-01 Aralık.
- [4] Özsipahi M., Subasi A., Gunes H., Sahin B., (2018), “Numerical investigation of hydraulic and thermal performance of a honeycomb heat sink”, International Journal of Thermal Sciences, 134, 500-506.
- [5] Lehtinen A., (2005), “Analytical Treatment of Heat Sinks Cooled by Forced Convection”, Doctoral Thesis, Tampere University of Technology.
- [6] Sahin B., Demir A., (2008), “Thermal performance analysis and optimum design parameters of heat exchanger having perforated pin fins”, Energy Conversion and Management, 49, 1684-1695.
- [7] Yakut R., Yakut K., Yeşildal F., Karabey A., (2016), “Experimental and Numerical Investigations of Impingement Air Jet for a Heat Sink”, Procedia Engineering, 157, 3-12.
- [8] Hussain A. A., Freegah B., Khalaf B. S., Towsyfan H., (2019), “Numerical investigation of heat transfer enhancement in plate-fin heat sinks: Effect of flow direction and fillet profile”, Case Studies in Thermal Engineering, 13, 100388.
- [9] Gupta A., Kumar M., Patil A. K., (2019), “Enhanced heat transfer in plate fin heat sink with dimples and protrusions”, Heat and Mass Transfer.
- [10] Kudsieh N., Bhutta M. K., Raja M. Y. A., (2015), “High power LED assemblies for solid state lighting-Thermal analysis”, Optik, 126, 3452-3456.
- [11] Colaco A. M., Kurian C. P., Kini S. G., Colaco S. G., Johny C., (2017), “Thermal characterization of multicolor LED luminaire ”, Microelectronics Reliability, 78, 379-388.

- [12] Popovici C. G., Hudişteanua S. V., Mateescu T. D., Cherecheş N. C., (2016), “Efficiency improvement of photovoltaic panels by using air cooled heat sinks”, *Energy Procedia*, 85, 425-432.
- [13] Walsh E., Grimes R., (2007), “Low profile fan and heat sink thermal management solution for portable applications”, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 1182-1190.
- [14] Bilen K., Akyol U., Yapıcı S., (2001), “Heat transfer friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface”, *Energy Conversion and Management*, 42, 1071-1083.
- [15] Bhaumik S. K., Behera R., (2015), “CFD Optimization of Free Convective Cooling of Finned Heat Sinks: Effect of Fin Spacing”, *Procedia Engineering*, 127, 155-161.
- [16] Tijani A. S., Jaffri N. B., (2018), “Thermal analysis of perforated pin-fins heat sink under forced convection condition”, *Procedia Manufacturing*, 24, 290-298.
- [17] Gallero F. J. G., Maestre I. R., Hemida H., Gómez P. A., (2019), “Practical approaches to assess thermal performance of a finned heat sink prototype for low concentration photovoltaics (LCPV) systems: Analytical correlations vs CFD modelling”, *Applied Thermal Engineering*, 156, 220-229.
- [18] Saravanakumar T., Kumar D. S., (2019), “Performance analysis on heat transfer characteristics of heat SINK with baffles attachment”, *International Journal of Thermal Sciences*, 142, 14-19.
- [19] Hoi S. M., Teh A. L., Ooi E. H., Chev I. M. L., Foo J. J., (2019), “Plate-fin heat sink forced convective heat transfer augmentation with a fractal insert”, *International Journal of Thermal Sciences*, 142, 392-406.
- [20] Davis J. R., (2000), “Corrosion of Aluminum and Aluminum Alloys”, 2nd Edition, Davis and Associates.
- [21] Totten E. G., MacKenzie D. S., (2003), “Handbook of Aluminum Volume 1 Physical Metallurgy and Processes”, 1st Edition, G. E. Totten & Associates Inc.
- [22] Hatch E. J., (1999), “Properties and Physical Metallurgy”, 9th Edition, American Society For Metals.
- [23] Aydın H., Şendeniz M., Demirci A. H., (2009), “Ekstrüzyon Öncesi ve Sonrası Uygulanan Isıl İşlemlerin AA 6063 Alüminyum Alaşımının Mekanik Özellikleri Üzerindeki Etkisi”, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 14, 2.

- [24] Marahleh G., (2006), "Effect of Heat Treatment on the Distribution and Volume Fraction of Mg<sub>2</sub>Si in Structural Aluminum Alloy 6063", Metal Science and Heat Treatment, 48, 5-6.
- [25] Özlü H., Çakar S., Çeper İ., (2013), "AA6063 Alaşımılı Alüminyum Profilin H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> Elektroliti Kullanılarak Eloksal Kaplanması", Gaziosmanpaşa Bilimsel Araştırma Dergisi, 6, 41-45.
- [26] Web 1, (2019), <https://www.elprocus.com/different-types-of-heat-sinks-and-their-importance/>, (Erişim Tarihi: 29/05/2019).
- [27] Web 2, (2019), <https://www.gabrian.com/6-heat-sink-types/>, (Erişim Tarihi: 28/05/2019).
- [28] Web 3, (2019), <http://www.ozenaluminyum.com/kurumsal/aluminyum-sogutucu-profil/>, (Erişim Tarihi: 17/06/2019).
- [29] Web 4, (2019), <https://www.indiamart.com/proddetail/dual-base-bonded-heatsinks-18925132848.html>, (Erişim Tarihi: 17/06/2019).
- [30] Web 5, (2019), <https://www.radianheatsinks.com/skived-heatsink/>, (Erişim Tarihi: 17/06/2019).
- [31] Web 6, (2019), <https://www.digikey.pl/product-detail/en/cui-inc/HSS-B20-NP-04/102-4193-ND/7056275>, (Erişim Tarihi: 17/06/2019).
- [32] Web 6, (2019), <https://www.digikey.pl/product-detail/en/cui-inc/HSS-B20-NP-04/102-4193-ND/7056275>, (Erişim Tarihi: 17/06/2019).
- [33] Tickoo S., (2012), "ANSYS Workbench 14.0: A Tutorial Approach", 1st Edition, CADCIM Technologies.
- [34] ANSYS, (2011), "Ansys Fluent Theory Guide 14.0", ANSYS Fluent Inc.
- [35] Web 8, (2019), <https://www.ansys.com/products/3d-design/ansys-spaceclaim>, (Erişim Tarihi: 22/06/2019).
- [36] Web 9, (2019), <https://www.bogaziciyazilim.com/cozumlerimiz/1/nx/>, (Erişim Tarihi: 22/07/2019).
- [37] Web 10, (2019), <https://cirt.gcu.edu/research/developmentresources/research>, (Erişim Tarihi: 22/06/2019).
- [38] Cengel Y. A., Ghajar A. J., (2015), "Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications", 5th Edition, McGraw-Hill.
- [39] Web 11, (2019), [https://www.wikizero.com/tr/Sonlu\\_farklar\\_yontemi](https://www.wikizero.com/tr/Sonlu_farklar_yontemi), (Erişim Tarihi: 22/06/2019).

- [40] Gedik E., (2012), “Silindirik Borularda Manyetohidrodinamik Akışın Deneysel Olarak İncelenmesi ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Sayısal Analizi”, Doktora Tezi, Karabük Üniversitesi.
- [41] Buyruk E., Can A., (2003), “Bilgisayar Destekli Makine Mühendisliği Uygulamaları”, 5. Ulusal Makine Mühendisliği ve Eğitim Sempozyumu, 261-276, İstanbul, Türkiye, 7-8 Kasım.
- [42] Versteeg H. K., Malalasekera W., (2007), “An Introduction to Computational Fluid Dynamics”, 2nd Edition, Bell and Brain Limited.
- [43] Chung T. J., (2002), “Computational Fluid Dynamics”, 1st Edition, Cambridge University Press.
- [44] White M. F., (2004), “Akışkanlar Mekaniği”, 4. Basım, Literatür Yayınları.
- [45] ANSYS, (2016), “Ansys Fluent Software 17.0”, ANSYS Inc.
- [46] Wilcox D. C., (2006), “Turbulence Modeling for CFD”, 3rd Edition, Birmingham Press.
- [47] Markatos N. C., (1986), “The mathematical modelling of turbulent flows”, Applied Mathematical Modelling, 10, 190-220.
- [48] Nichols R. H., (2010), “Turbulence Models and Their Application to Complex Flows, 1st Edition, Research Gate.
- [49] ANSYS, (2018), “ANSYS Fluent User’s Guide, Release 19.0”, ANSYS Inc.
- [50] Cengel Y. A., Cimbala J.M., (2006), “Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, 1st Edition, McGraw Hill.
- [51] Fiuza G. C. C., Rezende A. L. T., (2018), “Comprasion of K-E Turbulence Model Wall Functions Applied on a T-Junction Channel Flow”, International Journal of Engineering Research & Science, 4, 60-70.
- [52] Russo F., Basse N. T., (2016), “Scaling of turbulence intensiy for low-speed flow in smooth pipes”, Flow Measurement and Instrumentation, 52, 101-114.
- [53] Basse T. N., (2017), “Turbulence Intensity and the Friction Factor for Smooth and Rough-Wall Pipe Flow”, Fluids, 2-30.
- [54] Web 12, (2019), <https://www.ozdisan.com/guc-yari-iletkenleri/tristorler/>, (Erişim Tarihi: 22/07/2019).
- [55] González A. M., Jr V. M., Zdanski P. S. B., (2019), “A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers”, Applied Thermal Engineering, 148, 363-370.

- [56] Lee J., Kim Y., Jung U., Chung W., (2013), "Thermal Conductivity of anodized aluminum oxide layer: The effect of electrolyte and temperature", *Materials Chemistry and Physics*, 141, 680-685.
- [57] Williams W. B., (2006), "Principles and Elements of Power Electronics", 1st Edition, Published by Barry W Williams.
- [58] Web 13, (2019), <https://www.semikron.com/dl/service-support/downloads>, (Erişim Tarihi: 11/04/2019).
- [59] Hewitt G. F., (1998), "Heat Exchanger Design Handbook", 1st Editon, Begell House Inc.
- [60] Şara O. N., (2003), "Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins", *Energy Conversion and Management*, 44, 1787-1803.
- [61] Bahatti S. B., Shah R. K., (1987), "Handbook of single phase heat transfer", 2nd Edition, Wiley Interscience.

## ÖZGEÇMİŞ

Okan Buluş 1985 yılında Adıyaman'da doğdu. 2007 yılında başladığı Mersin Üniversitesi (MÜ), Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'nü 2011 yılında başarıyla tamamladı. 2013 yılında ENEL ENERJİ ELEKTRONİK A.Ş firmasının TUBİTAK onaylı AR-GE'sinde 2 yıl boyunca tasarım ve imalat mühendisi olarak görev aldı. 2015 yılında çalışmaya başladığı ÖZDİSAN ELEKTRONİK A.Ş firmasında soğutucu tasarım ve imalat müdürü olarak görevine devam etmektedir.