



**YÜKSEK GÜÇ TÜKETEN ELEKTRONİK BİLEŞENLERİN DOĞRUDAN  
HAVA AKIŞI İLE SOĞUTULMASINA KANATÇIK GEOMETRİ  
ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**Yusuf TEKİN**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ŞUBAT 2024**

## ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Yusuf TEKİN

05/02/2024

# YÜKSEK GÜÇ TÜKETEN ELEKTRONİK BİLEŞENLERİN DOĞRUDAN HAVA AKIŞI İLE SOĞUTULMASINA KANATÇIK GEOMETRİ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Yusuf TEKİN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Şubat 2024

## ÖZET

Gerçekleştirilen bu çalışmada, yüksek güç tüketen elektronik bileşenlere sahip baskı devre kartlarının, modül seviyesinde soğutma yöntemlerinden biri olan modül içerisinde hava dolaştırılarak (AFT-Air Flow Through) soğutma yöntemi incelenmiştir. Yöntemin uygulanması aşamasında, ANSI/VITA 48.8-2017 standartta referans alınmıştır. Bu yöntem, elektronik bileşenlerin soğutma havasıyla direk teması olmadan, modül seviyesinde soğutulmasına imkân sunmaktadır. Referans alınan standart içerisinde, modüllerin soğutma ihtiyacına doğrudan etki eden kanatçık geometrisi ile ilgili herhangi bir detay verilmemiştir. Bu çalışmanın amacı, standart içerisinde eksik olan bu bilgilere açıklık getirmektir. Isı emici görevindeki takılabilir modül, 3U (100\*1600mm) biçim faktörüne sahip bir baskı devre kartına uygun olacak şekilde tasarlanmıştır. Çalışma kapsamında, 1 inç, 1.2 inç ve 1.5 inç adım aralığına sahip takılabilir bir modül üzerinde oluşturulabilecek maksimum kanatçık yükseklikleri altında kanatçık sayısı ve kanatçık kalınlığı değiştirilerek modülün soğutma performansında ve akış dinamiklerinde meydana gelecek değişimler incelenmiştir. 3U modüle ait termal direnç, basınç düşümü ve Nusselt sayısındaki değişimleri gözlemlemek için üç boyutlu sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır. Sayısal analiz çalışmaları FLOEFD paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Modülün elektronik bileşenlerin temas ettiği yüzeyine sürekli 100 W ısı verilmiştir. Modülün hava giriş tarafında, 25°C sıcaklıkta ve Reynolds sayısı (Re) 2000 ile 11000 arasında değişen hava kullanılmıştır. Analizlerin gerçekleştirildiği sayısal modeli doğrulamak amacıyla 1.2 inç adım aralığına sahip ve üretimi gerçekleştirilmiş bir modül üzerinde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Sonuç olarak, sabit bir Re sayısında 1.5 inç adım aralığına sahip modül yüzeyinde %43 daha düşük yüzey sıcaklığı elde edilmiştir. Nusselt sayısı üzerinden deneysel çalışmalar ile elde edilen veriler ile sayısal simülasyonlar sonucunda elde edilen veriler arasındaki sapmalar %5.9 ile %10 arasında değişmektedir.

Bilim Kodu : 91412  
Anahtar Kelimeler : Elektronik soğutma, plaka kanatçık, termal tasarım, takılabilir modül  
Sayfa Adedi : 87  
Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Muhittin BİLGİLİ

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF FIN GEOMETRY ON THE COOLING OF  
HIGH POWER CONSUMING ELECTRONIC COMPONENTS BY AIR FLOW  
THROUGH

(M. Sc. Thesis)

Yusuf TEKİN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

February 2024

ABSTRACT

In this study, the AFT-Air Flow Through (AFT-Air Flow Through) method, which is one of the methods of cooling high power consuming electronic cards at the module level, is examined. The ANSI/VITA 48.8-2017 standard is taken as a reference for the implementation of the method. This standard allows the cooling of the components on the board without contact with the cooling air by placing fins in a limited area inside the module. In the referenced standard, any details related to the fin geometry, which directly affects the cooling capacity of the modules, are not given. The purpose of this study is to provide explanations for this missing information in the standard. The plug-in module serving as a heat sink is designed for a printed circuit board with a form factor of 3U (100\*1600mm). Within the scope of the study, the cooling performance and flow dynamics of the module were investigated by changing the number of fins and thickness of the fins under the maximum fin heights that can be created on a plug-in module with a pitch spacing of 1 inch, 1.2 inch and 1.5 inch. Three-dimensional numerical analysis studies were carried out to investigate the changes in thermal resistance, pressure drop and average Nusselt number of the 3U module. Numerical analysis studies were carried out with FLOEFD software package. A continuous heat of 100 W was applied to the surface of the module where the electronic components are in contact. In the module's air inlet side, air was used with a temperature of 25°C, having a Reynolds number (Re) range between 2000 and 11000. In order to validate the numerical model on which the analyses were performed, experimental studies were carried out on a manufactured module with a pitch spacing of 1.2 inches. As a result, 43% lower surface temperature was achieved on the module surface with a pitch spacing of 1.5 inches at a constant Re number. The deviations in the Nusselt number between the data obtained from experimental studies and the data obtained from numerical simulations vary between 5.9% and 10%.

Science Code : 91412

Key Words : Electronic cooling, plate fin, thermal design, plug-in module

Page Number : 87

Supervisor : Asst. Prof. Dr. Muhittin BİLGİLİ

## TEŞEKKÜR

Tez çalışmam süresince yönlendirmeleri ve katkılarıyla bana ışık tutan kıymetli hocam Dr. Öğr. Üyesi Muhittin BİLGİLİ'ye derin saygı ve minnetlerimi sunuyorum.

Bu çalışma sürecinde değerli kaynaklarından istifade ettiğim TÜBİTAK BİLGEM-İleri Teknolojiler Araştırma Enstitüsü'ne ve E160 Havacılık ve Mekanik Tasarım Bölümü'ndeki tüm mesai arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Bu uzun süreçte benimle olan, sabırları ve manevi destekleriyle bana güç veren anneme, babama, çalışmalarımı destekleyen eşime ve beni her zaman motive eden canım kızıma teşekkürlerimi sunarım.

**İÇİNDEKİLER**

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	7
2.1. Doğru Soğutma Yönteminin Seçilmesi.....	7
2.2. Modül Seviyesinde Soğutma Yöntemleri .....	7
2.3. Kutu Seviyesinde Soğutma Teknikleri.....	12
2.4. Kanatçık Geometrisi Etkileri.....	15
2.5. Termal Direnç Etkisi .....	18
3. MATERYAL VE METOT .....	21
3.1. VITA 48-8 Standardına Uygun 3U Modül Tasarımı .....	21
3.2. Kanatçık Yerleştirilecek Alanın Tanımlanması .....	24
3.3. Kanatçık Geometrisinin Belirlenmesi .....	24
3.4. Kanatçık Yüksekliğinin Belirlenmesi .....	25
3.5. Kanatçık Sayısının Belirlenmesi .....	28
4. SAYISAL YÖNTEM VE SİMULASYONLAR.....	31

	<b>Sayfa</b>
4.1. Sayısal Model ve Hesaplama Prosedürü.....	31
4.2. Ön İşleme .....	31
4.2.1. Sayısal modelin oluşturulması .....	31
4.2.2. Hücre yapısı.....	32
4.2.3. Hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması .....	33
4.2.4. Sınır koşulları .....	35
4.3. Çözücü.....	36
4.3.1. Sınır tabaka yaklaşımı .....	38
4.3.2. Temel denklemler ve formülasyonlar .....	39
4.4. İşlem Sonrası .....	42
5. DENEYSEL ANALİZ .....	43
5.1. Deney Düzeneginin Kurulumu.....	43
5.2. Deneysel Ölçümler ve Veri Analizi .....	49
6. BULGULAR VE TARTIŞMALAR.....	53
6.1. Deneysel Sonuçlar.....	53
6.2. Belirsizlik Analizi .....	55
6.3. Kanatçık Sayısı ve Kanatçık Kalınlık Etkisi .....	56
6.4. Kanatçık Yükseklik Etkisi.....	66
6.5. Farklı Reynold Aralığında Kanatçık Yükseklik Etkisinin İncelenmesi.....	70
7. SONUÇ VE ÖNERİLER .....	79
KAYNAKLAR .....	82
ÖZGEÇMİŞ .....	87

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 1.1. ANSI/VITA 48 REDI standardına göre soğutma yöntemleri.....	4
Çizelge 3.1. DIM-A ölçüsü.....	27
Çizelge 3.2. Maksimum kanatçık yükseklikleri.....	27
Çizelge 3.3. Kanatçık sayılarının belirlenmesi .....	29
Çizelge 4.1. Hücre sayısından bağımsızlaştırma .....	35
Çizelge 4.2. Sınır şartları .....	36
Çizelge 4.3. Malzemelerin termo-fiziksel özellikleri .....	36
Çizelge 6.1. Sensör belirsizlikleri .....	55

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1. Elektronik sistemlerin arıza nedenlerinin dağılımı.....	1
Şekil 1.2. 20 yılda elektronik bileşenlerin gelişme eğilimi.....	2
Şekil 6.1. Farklı Re aralıklarında Nusselt sayısının karşılaştırılması .....	54
Şekil 6.2. Farklı Re aralıklarında T4 sıcaklığının karşılaştırılması .....	54
Şekil 6.3. Farklı kanatçık kalınlıklarında kanatçık sayısının termal dirence etkisi.....	57
Şekil 6.4. Modül üzerine Y eksenine boyunca elde edilen sıcaklık dağılımı .....	58
Şekil 6.5. Farklı kanatçık kalınlıklarında kanatçık sayısının ısı transfer katsayısına etkisi.....	55
Şekil 6.6. Modül üzerinde X eksenine boyunca elde edilen sıcaklık dağılımı .....	60
Şekil 6.7. Farklı kanatçık kalınlıklarında kanatçık sayısının basınç düşümüne etkisi...	61
Şekil 6.8. Modül Yüzey Sıcaklık Dağılımı a) t=1 mm, b) t=2 mm, c) t=3 mm.....	62
Şekil 6.9. X-Y düzleminde hava hız dağılımı a) t=1 mm, b) t=2 mm, c) t=3 mm .....	64
Şekil 6.10. X-Y düzleminde hava basınç dağılımı a) t=1 mm, b) t=2 mm, c) t=3 mm..	65
Şekil 6.11. Farklı kanatçık yüksekliklerinde kanatçık sayısının termal dirence etkisi ..	67
Şekil 6.12. Farklı kanatçık yükseklikleri ile Y eksenine boyunca modül sıcaklık verileri	68
Şekil 6.13. Farklı kanatçık yüksekliklerinde kanatçık sayısının basınç düşümüne etkisi.....	69
Şekil 6.14. Farklı kanatçık yüksekliklerinde kanatçık sayısının Nusselt sayısına etkisi .....	70
Şekil 6.15. Farklı Re aralıklarında kanatçık yüksekliğinin termal dirence etkisi .....	71
Şekil 6.16. Farklı Re aralıklarında kanatçık yüksekliğinin Nusselt sayısına etkisi .....	72
Şekil 6.17. Farklı Re aralıklarında kanatçık yüksekliğinin basınç düşümüne etkisi .....	73
Şekil 6.18. Farklı basınç düşümünde modülden geçirilebilecek kütleli debi miktarı..	74
Şekil 6.19. Modül sıcaklık dağılımı a) 1 inç, b) 1.2 inç, c) 1.5 inç.....	75

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 6.20. Modül X-Y ekseninde hava hız dağılımı a) 1 inç, b) 1.2 inç, c) 1.5 inç.....	76
Şekil 6.21. Modül içerisinde hava basınç dağılımı a) 1 inç, b) 1.2 inç, c) 1.5 inç.....	78

## RESİMLERİN LİSTESİ

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 2.1. Direk hava soğutmalı elektronik modül .....	8
Resim 2.2. İletim ile soğutmalı modül .....	9
Resim 2.3. Isı borusu entegre edilmiş 3U modül .....	10
Resim 2.4. Isı borusu eklenmiş 3U modül geometrisi .....	10
Resim 2.5. Doğrudan hava soğutmalı modül .....	11
Resim 2.6. Sıvı soğutmalı modül .....	12
Resim 2.7. Doğal konveksiyon ile soğuyabilen kutu.....	13
Resim 2.8. Hava soğutmalı kutu .....	14
Resim 2.9. Sıvı soğutmalı kasa .....	15
Resim 2.10. Termal direnç noktaları (a) VITA 48.2 (b) VITA 48.8 .....	19
Resim 3.1. 3U ve 6U biçim faktörüne sahip VPX kart ölçüleri .....	22
Resim 3.2. Modül hava giriş-çıkış yönleri.....	22
Resim 3.3. 3U direk hava soğutmalı modül ölçüleri .....	23
Resim 3.4. Kanatçık yerleştirilecek alan ölçüleri .....	24
Resim 3.5. Temel yüzey kalınlığı .....	26
Resim 3.6. DIM-A ölçüsü.....	27
Resim 3.7. Kanatçık yükseklikleri (a) 1 inç, (b) 1.2 inç, (b) 1.5 inç.....	28
Resim 3.8. 1.2 inç modül üzerindeki minimum ve maksimum kanatçıklar .....	29
Resim 4.1. Sayısal model geometrisi,(a) Genel ölçüler, (b) Kanatçık detayı.....	32
Resim 4.2. Hücre tipleri.....	33
Resim 4.3. Hücre yapısı.....	34
Resim 4.4. Üç boyutlu sayısal analiz model geometrisi .....	35
Resim 4.5. Merkezi farklar yöntemi .....	38
Resim 5.1. Üretilmiş 3U modül geometrisi .....	43
Resim 5.2. Deneysel test kurulumunun şematik gösterimi.....	44

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 5.3. Kullanılan ısı fişekleri.....	44
Resim 5.4. Fişek tipi ısıtıcı .....	45
Resim 5.5. Yalıtılmış ısıtıcı gövde.....	45
Resim 5.6. Isıtıcı ile modülün montajlanmış hali .....	46
Resim 5.7. Eksenel fan.....	46
Resim 5.8. Sıcak tel anemometresi .....	47
Resim 5.9. Veri kaydedici.....	47
Resim 5.10. Güç kaynağı .....	48
Resim 5.11. Termokupl konumları .....	48
Resim 5.12. T4 termokupl konumu .....	49
Resim 5.13. Deneysel test kurulumu .....	49

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklamalar</b>
<b>a</b>	İki plaka kanat arasındaki mesafe [m]
<b>A<sub>toplam</sub></b>	Kanatçıkların toplam yüzey alanı (m <sup>2</sup> )
<b>A<sub>s</sub></b>	Kanalın giriş kesit alanı (m <sup>2</sup> )
<b>C<sub>p</sub></b>	Özgül Isı [J/kgK]
<b>D<sub>h</sub></b>	Hidrolik yarı çap [mm]
<b><math>\bar{h}</math></b>	Ortalama ısı transfer katsayısı [ $\frac{W}{m^2.K}$ ]
<b>H</b>	Kanatçık yüksekliği [mm]
<b>k<sub>a</sub></b>	Akışkana ait ısıl iletkenlik katsayısı
<b><math>\dot{m}_h</math></b>	Havanın giriş debisi [kg/s]
<b>n</b>	Kanatçık sayısı
<b>Nu</b>	Nusselt sayısı
<b>P</b>	Akışkan basıncı [Pa]
<b>Re</b>	Reynold sayısı
<b>R<sub>th</sub></b>	Termal direnç [°C/W]
<b>t</b>	Kanatçık kalınlığı [mm]
<b>T<sub>yüzey</sub></b>	Modül üzerindeki maksimum sıcaklık [°C]
<b>T<sub>giriş</sub></b>	Modül içerisine giren hava sıcaklığı [°C]
<b>T<sub>çıkış</sub></b>	Havanın ortalama çıkış sıcaklığını [°C]
<b>u, v, w</b>	x, y ve z yönündeki akışkan hızları [m/s]
<b>W</b>	Kanal genişliği [mm]
<b>Q</b>	Isı akısı [W]
<b>Q<sub>ışınım</sub></b>	Işınım ile olan ısı transferi [W]
<b>Q<sub>elektriksel</sub></b>	Isıtıcı tarafından sağlanan ısı akısı [W]
<b><math>\rho</math></b>	Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
<b><math>\mu</math></b>	Dinamik viskozite [Pa.s]
<b><math>\nu</math></b>	Kinematik viskozite [m <sup>2</sup> /s]

**Kısaltmalar****AFT****ANSI****CNC****HAD****REDI****VITA****Açıklamalar**

Air Flow Through

American National Standards Institute

Computer numerical control

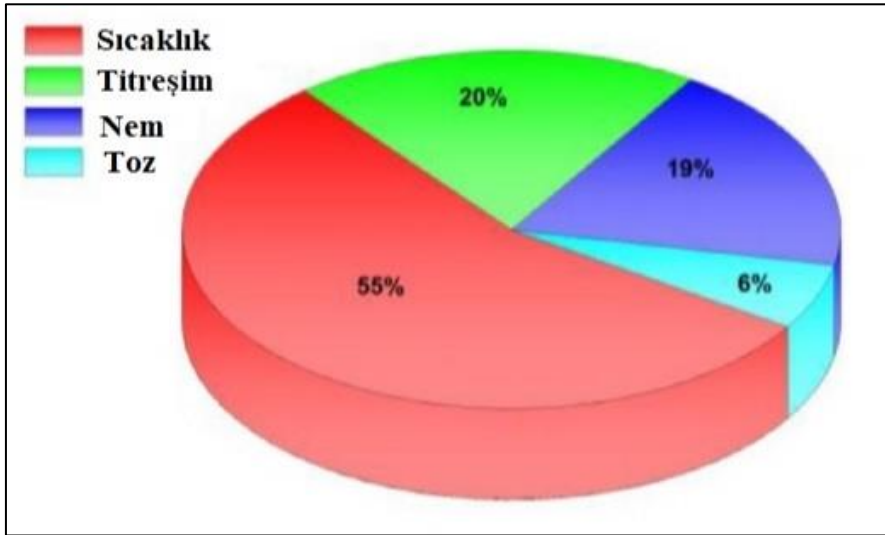
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Ruggedized Enhanced Design Implementation

VME Industry Trade Association

## 1. GİRİŞ

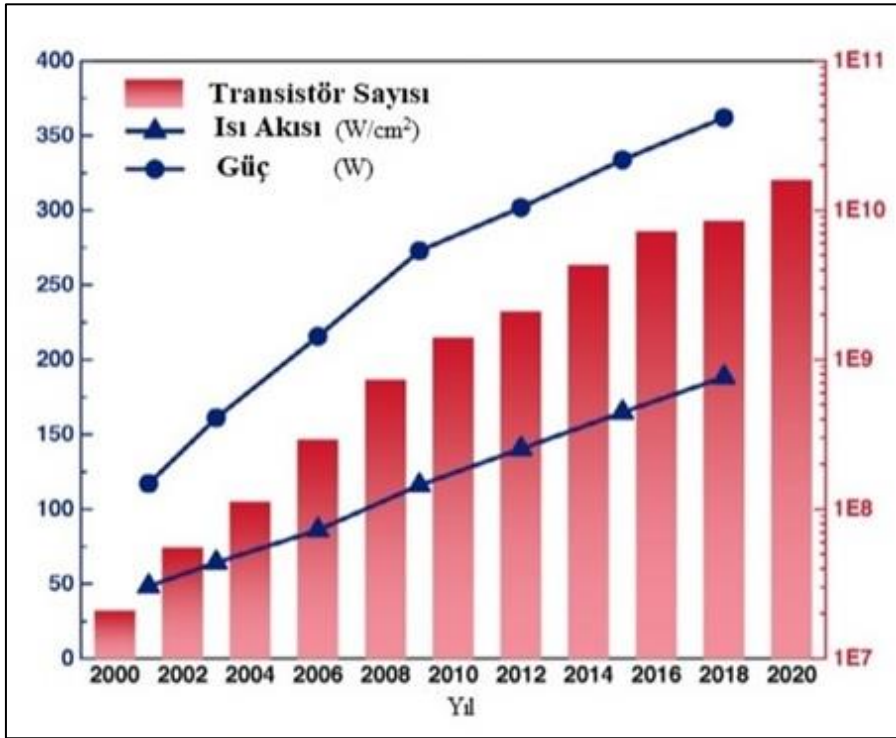
Elektronik bileşenler modern dünyanın temel teknolojik ürünlerinden biridir. Hem endüstriyel uygulamalarda hem de askeri uygulamalarda oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Özellikle askeri uygulamalarda güvenilir elektronik cihazlara sahip olmak son derece kritik bir öneme sahiptir. Elektronik bir cihazın güvenilirliği, içerdikleri elektronik bileşenlerin sorunsuz bir şekilde çalışmasına bağlıdır. Elektronik cihazların operasyon sırasında arızalanmasının temel nedenleri arasında, Şekil 1.1'de %55 oranında gösterildiği gibi sıcaklık kaynaklı faktörlerin önemli bir rol oynadığı anlaşılmaktadır. Çünkü sıcaklık artışı elektronik bileşenin arızalanma sürecini hızlandırmaktadır. Bu nedenle elektronik cihazların sıcaklık temelli sorunlarıyla, etkin bir şekilde başa çıkılması günümüzde giderek daha fazla önem kazanmaktadır.



Şekil 1.1. Elektronik sistemlerin arıza nedenlerinin dağılımı [1]

Yüksek güç tüketen elektronik bileşenler, yeterli termal yönetim önlemlerine sahip olmadıklarında, buldukları elektronik kartlarda ani sıcaklık artışlarına sebep olabilmektedir. Bu durum, elektronik kart üzerindeki bileşenlerin performansında düşüşe neden olarak, uzun vadeli kullanım sürekliliği ve güvenilirlik açısından olumsuz etkiler doğurmaktadır. Elektronik bileşenlerin yoğun ısıya maruz kalmasından dolayı oluşan arızalar üzerine yapılan sayısız çalışmalar sonucunda, bir elektronik bileşenin kritik bağlantı sıcaklığı, üreticileri tarafından önerilen çalışma sıcaklığının 10 °C üzerine çıktığında, bu bileşenin arıza yapma oranının neredeyse iki katına çıktığı keşfedilmiştir [2].

Moore'un Yasası, elektronik bileşenlerin performansının ve yoğunluğunun zaman içinde artacağını belirten bir kural olarak kabul edilmektedir [3]. Bu yasa, teknolojinin ilerlemesi ve entegre devre tasarımındaki sürekli yeniliklerle birlikte, bilgisayar gücünün artışı ve elektronik cihazların küçülmesini desteklemiştir. Ayrıca, Moore'un yasası temel alındığında, elektronik bileşenlerde barındırılacak transistör sayısı Şekil 1.2'de gösterildiği gibi sürekli bir artış eğiliminde olacaktır.



Şekil 1.2. 20 yılda elektronik bileşenlerin gelişme eğilimi [4]

Artan teknolojik gelişmelerin bir sonucu olarak elektronik bileşenlerin güç yoğunluklarının artması ve boyutlarının küçülmesi sebebiyle elektronik sistemlerin termal yönetimi önemli bir sorun haline gelmiştir. Elektronik bileşenlerin küçülmesi, bileşenlerin birim başına ürettiği ısı miktarında da belirgin bir artışa neden olmaktadır. Ayrıca elektronik sistemlerin fonksiyonel yoğunluğunun artması, içerisinde bağlı bulunan elektronik bileşen yoğunluğunu da arttırmaktadır. Ek işlevsel gereksinimleri karşılamak için elektronik sistemler, bir modül üzerinde daha fazla elektronik bileşen kullanılmasına ihtiyaç duymaktadır. Bileşenler giderek hem daha kompakt hem de daha güçlü hale geldikçe, gerekli olan verimli ve etkin ısı emici ortamların geliştirilmesi giderek önem kazanmaktadır.

Elektronik bir cihazların sıcaklık kaynaklı arıza durumlarının önüne geçmek amacıyla elektronik cihazların mekanik tasarımları yapılırken hem elektronik kartların takılı bulunduğu modül seviyesinde, hem de bu modüllerin bağlı bulunacağı kutu seviyesinde gerekli soğutmayı sağlayacak tasarımların gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Böyle durumlarda uygulanması en kolay ve etkili soğutma yöntemlerinden birisi, soğutulacak yüzeyde kanatçıkların kullanılmasıdır. Kanatçık geometrisi zorlanmış akışta ısı transferini etkileyen önemli parametrelerden birisidir. Soğutma istenen yüzeylerde, kanatçıkların kullanılması, soğutucu akışkanının temas ettiği yüzey alanını arttırmakla kalmayıp, aynı zamanda kanatçıkların oluşturduğu ek akışkan çalkantısı sayesinde ısı transfer katsayısını artırmaktadır. Bu soğutma yönteminde, kanatçık kalınlığı, kanatçık uzunluğu ve kanatçık sayısının kritik bir öneme sahip olduğu dikkate alındığında, basınç düşümü ile ısı transfer miktarı arasındaki dengeyi korumak büyük önem arz etmektedir.

Genel olarak askeri elektronik cihazlarda soğutma, tasarımın kritik bir parçasıdır ve bu cihazların etkili ve güvenilir bir şekilde çalışmasını sağlamak için dikkatli bir mühendislik yaklaşımı gerektirir. Askeri platformlarda artan güç tüketimlerine ortak soğutma çözümleri bulmak ve ortak bir pazar oluşturabilmek amacıyla çeşitli standartlar yayınlamaktadır. Genel olarak bir standarda sahip olmanın nedeni, benzer soğutma problemlerine ortak çözümler bulmak, ortak bir pazar payı oluşturmak ve üreticiler arasında ara yüz uyumluluğunu sağlamaktır. Bir üretici tarafından üretilen belirli bir kasa boyutuna sahip bir cihazın, başka bir üretici tarafından üretilen bir montaj parçasına uyması beklenmektedir.

Bu kapsamda, Amerikan Ulusal Standartlar Enstitüsü tarafından akredite edilmiş VITA tarafından 2010 yılında ANSI/VITA 48 REDI (Ruggedized Enhanced Design Implementation) standartı yayınlanmıştır. ANSI/VITA 48 REDI standartı özellikle askeri, havacılık ve uzay uygulamaları gibi zorlu ortamlarda kullanılan elektronik kartların ve elektronik bileşenlerin yüksek titreşim, darbe ve sıcaklık değişiklikleri gibi zorlu ortamlarda çalışacak şekilde tasarımlarını ele almaktadır. Bu kapsamda standart içerisinde elektronik kartların modül seviyesinde soğutma yöntemleri ayrı ayrı detaylandırılarak anlatılmıştır.

Standart içerisinde verilen genel soğutma yöntemleri Çizelge 1.1 içerisinde verilmiştir.

Çizelge 1.1. ANSI/VITA 48 REDI standardına göre soğutma yöntemleri [5].

ANSI/VITA Standart	Tanım	Açıklama
48.0	Temel Standart	Takılabilir modüller için genel mekanik uygulama esaslarını içermektedir.
48.1	Hava Soğutmalı	Elektronik bileşen üzerinden hava akışı ile soğutma yöntemidir.
48.2	İletim ile Soğutmalı	Modül içerisinden iletim ile soğutma yöntemidir.
48.4	Sıvı ile Soğutmalı	Modül içerisinden sıvı dolaştırma ile soğutma yöntemidir.
48.8	Direk Hava Soğutmalı	Modül içerisinden hava dolaştırma ile soğutma yöntemidir.

Verilen soğutma yöntemlerinden ANSI/VITA 48.8-2017 standarttı, VPX 3U veya VPX 6U biçim faktörüne sahip ve ısı üreten elektronik baskı devre kartlarının bağlı bulunduğu modülün içerisine kanatçık yerleştirilmesine imkan sunan yeni bir VITA standarttır. Bu sayede modül içerisinden, üzerinde bulunan elektronik bileşenlerin soğutma havası ile teması olmaksızın hava dolaştırılabilmektedir. Bundan dolayı, elektronik bileşenler soğutma havasıyla direk temas halinde olmadan soğutucu ortama en yakın noktada, modül seviyesinde soğutulabilmektedir. Böylece elektronik soğutma, kartın üzerinde, ısı yayan bileşenlerin ihtiyaçları doğrultusunda ve o bileşenin yer aldığı bölgede en efektif bir şekilde yapılabilmektedir.

#### Araştırmanın konusu

Gerçekleştirilen bu çalışmada, yüksek güç tüketen elektronik bileşenlere sahip bir baskı devre kartlarının modül seviyesinde soğutma yöntemi incelenmiştir. Soğutma yöntemi olarak modül içerisinden hava dolaştırılarak (AFT-Air Flow Through) soğutma yöntemi değerlendirilmiştir. Yöntemin uygulanması aşamasında, ANSI/VITA 48.8-2017 standarttı referans alınmıştır. Soğutmanın gerçekleştirilebilmesi için modül üzerindeki kısıtlı bir alana

kanatçıkların yerleştirilmesi gerekmektedir. Referans alınan standart, kullanıcılarına soğutma çalışmalarında ortak bir çözüm sunabilmek amacıyla modül tasarımıda gerekli olacak tüm kritik ölçüleri ve toleransları detaylı bir şekilde açıklamaktadır. Ancak modülün sahip olacağı kanatçık yapısıyla ilgili detayları, kullanıcılarının kendi soğutma ihtiyaçlarına göre belirlemesi için herhangi bir detay verilmemiştir. Gerçekleştirilen bu çalışmanın konusu ise standart içerisinde eksik olan bu bilgilere açıklık getirebilmektir.

Çalışma kapsamında, 3U (100\*1600mm) biçim faktörüne sahip bir baskı devre kartına uygun olacak şekilde tasarlanan 3U takılabilir modül kullanılmıştır. 1 inç, 1.2 inç ve 1.5 inç adım aralığına sahip 3U takılabilir bir modül üzerinde oluşturulabilecek maksimum kanatçık yükseklikleri altında kanatçık sayısı ve kanatçık kalınlığı değiştirilerek modülün soğutma performansında ve akış dinamiklerinde meydana gelecek değişimler incelenmiştir. 3U modüle ait termal direnç, basınç düşümü ve ortalama ısı transfer katsayısındaki değişimleri gözlemlemek için üç boyutlu sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır. Sayısal analiz çalışmaları FLOEFD paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Modülün elektronik bileşenlerin temas ettiği yüzeyine sürekli 100 W ısı yükü tanımlanmıştır. Modülün hava giriş tarafında, 25°C sıcaklıkta ve Reynolds sayısı (Re) 2000 ile 11000 arasında değişen hava kullanılmıştır. En önemli parametre modül üzerinde oluşacak basınç düşümü ve aktif bileşenlerin temas edeceği bölgenin yüzey sıcaklığıdır. Yapılan sayısal çalışmalarını güvenilirliğini arttırmak amacıyla bir deney düzeneği kurulmuştur.

#### Araştırmanın amacı ve hedefleri

Amaç, çeşitli kısıtlamalar altında 3U takılabilir bir modül içerisinde belirli bir alana yerleştirilebilen farklı en-boy oranına sahip plaka tipi kanatçıkların modülün soğutma performansında ve akış dinamiklerinde meydana getirdiği değişimleri gözlemleyebilmektir. Farklı kanatçık sayılarında, kanatçık yüksekliklerinde ve kanatçık kalınlıklarında modülün soğutma verimini arttıracak maliyet etkin bir soğutma çözümü sağlamaktır. Basınç düşümü ile ısı transfer miktarı arasındaki denge korunurken bileşenler için uygun çalışma ortamının oluşturulması en temel amaçtır.

Çalışmanın hedefleri;

- ✚ Verilen standart ölçüler altında 3U takılabilir modül üzerinde kanatçık yerleştirilebilecek alanın belirlenmesi,
- ✚ Farklı kanatçık kalınlığının modülün soğutma performansına etkisinin belirlenmesi,
- ✚ 3 farklı adım aralığına sahip takılabilir modül üzerinde elde edilebilecek en yüksek kanatçık yüksekliklerinin belirlenmesi,
- ✚ 3 farklı kanatçık yüksekliğinin modülün soğutma performansına ve akış dinamiklerine olan etkisinin belirlenmesi,
- ✚ Farklı kanatçık sayılarında modül üzerinde oluşacak basınç düşümü miktarları ve sıcaklık dağılımlarını belirlenmek
- ✚ Soğutma havasının farklı Re aralıklarında modülün soğutma performansında meydana gelen değişimlerin belirlenmesi olarak sıralabilir.

### Sınırlamalar

Genel olarak baskı devre kartlarında bulunan elektronik bileşenlerin güç tüketim değerlerinde belirsizlikler vardır [6]. Bu belirsizlikler nedeniyle elektronik kartların modellenmesinde ve deneysel olarak doğrulanmasında bazı sınırlamalar vardır. Örnek olarak bazı modern elektronik bileşenler, enerji verimliliği sağlamak için dinamik olarak güç tüketimini ayarlayabilmektedir. Bu tür dinamik güç yönetimi özellikleri, bileşenlerin güç tüketim değerlerinde belirsizliklere yol açmaktadır. Ayrıca elektronik bileşenlerin güç tüketimini ölçme ve test etme yöntemleri, ölçüm hatalarına veya belirsizliklere neden olabilmektedir. Bu nedenle gerçekleştirilen bu çalışmada elektronik bir kart, üzerindeki elektronik bileşenleri ile beraber modellenmemiştir. Elektronik kart üzerinde bulunacak elektronik bileşenlerin sahip olacağı toplam ısı yükü, 3U takılabilir bir modül üzerinde belirlenen alana direk olarak uygulanmıştır.

## 2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Literatürde hava soğutmalı sistemler için plaka tipi kanatçık geometrisine sahip ısı emiciler üzerine yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Ancak, belirli bir standart altında modül seviyesinde soğutma çalışmaları için 3U biçim faktörü ölçülerine sahip bir alan içerisindeki ısı emiciler ile ilgili yapılan çalışma sayısı çok fazla değildir. Literatürde yapılan bazı çalışmalar konularına göre başlıklar altında verilmiştir.

### 2.1. Doğru Soğutma Yönteminin Seçilmesi

Soğutma fanları, ısı emiciler, ısı boruları, sıvı soğutma, doğal konveksiyon ile soğutma gibi yaygın kullanılan bazı ısı yönetim teknikleri, elektronik kartların daha düşük sıcaklıklarda ve daha az termal döngüye maruz kalacakları ortamlar oluşturarak, istenilen performansta daha uzun süre çalışmasını sağlamaktadır. Bir elektronik cihazın ısı yönetiminde en temel amaç, ısı yayan bileşenler ile ısı emici ortam arasında en kısa termal yolu oluşturabilmektir. Doğru soğutma yönteminin seçilmesi sistem seviyesinde doğru ve erken düşünülmelidir. Çünkü daha sonra istenilecek değişiklikler genellikle daha maliyetlidir ve daha fazla mühendislik çabası gerektirir.

Belirli bir uygulama için uygun termal çözümün kararlaştırılmasını sağlayan en önemli faktörler, cihazın bulunacağı ortam koşulları, cihaz üzerindeki bileşenlerin boyutları, güç tüketimleri ve maksimum çalışma sıcaklıklarının neler olduğunun önceden bilinmesidir. Ayrıca cihazın çalıştırılacağı sistem gereksinimleri belirlenirken tanımlanan boyut, ağırlık, maksimum ısı yükü, kullanım maliyeti gibi kısıtlamalarda dikkate alınmalıdır. Bu gibi etkenler altında modül seviyesinde ve kutu seviyesinde gerekli soğutmayı sağlayacak tasarımların geliştirilmesi gerekmektedir.

### 2.2. Modül Seviyesinde Soğutma Yöntemleri

ANSI/VITA 48 REDI standardına göre, takılabilir modüllerin soğutulmasında kullanılmak üzere kullanılan üç temel yöntem vardır. Bunlar, hava ile soğutma, iletim ile soğutma ve sıvı ile soğutma içeren yöntemlerdir.



Resim 2.1. Direk hava soğutmalı elektronik modül [7]

Direk hava ile elektronik kartların soğutulmasında elektronik kart, Resim 2.1 ile gösterildiği gibi yüzeyi kanatçıklar ile genişletilmiş bir metal gövde kullanılmaktadır. Kartın ısı yüküne göre zorlanmış hava kullanılarak gerekli soğutma sağlanabilmektedir. Burada soğutma havası görselden de anlaşılabilir gibi doğrudan bileşenlere ve elektronik kartta çarpmaktadır. Bazen şartlandırılmış soğutma havası, havadaki nemden veya yağmur fırtınasından kaynaklanan aşırı nem nedeniyle tamamen kuru değildir. Küçük su damlaları genellikle soğutma havası ile birlikte elektronik bölüme gelir. Bu su elektronik kartlarda birikirse elektriksel sorunlar gelişebilir. Bu nedenle soğutma havasının elektronik bileşenler veya devrelerle doğrudan temas etmesine izin vermez.

Bu kapsamdan Saini ve Webb [8], yapmış oldukları çalışmalarında üzerine tipik bir 60 mm fanın monte edildiği plaka kanatçıklı ısı emicileri incelemiştir. Hem iç kanal akışını hem de çarpan akış etkilerini dikkate aldıkları çalışmalarında kullandıkları analitik temelli modeller ile kanal ve çarpan akışı konfigürasyonları için plaka kanatçıkların optimum geometrisini (minimum konveksiyon direnci) belirlemeye çalışmışlardır. Elde ettikleri sonuca göre kanal akışı için optimum kanatçık geometrisi olarak 2,8 mm kanat aralığı ve 0,9 mm kanat kalınlığı olarak hesaplanırken, çarpan akışı için bu değerler sırasıyla 1,6 mm kanat aralığı ve 0,3 mm kanat kalınlığı olarak hesaplanmıştır. Ayrıca kanat yüksekliğini artırmak hem kanal akışı hem de çarpan akışı için ısı emicinin konveksiyon direncini azalttığını bulmuşlardır.

İletim ile elektronik kartların soğutulmasında, Resim 2.2’de gösterildiği gibi elektronik kartların üzerinde bulunan bileşenlerin sıcaklıklarının istenilen seviyelerde tutulabilmesi için kalın bir soğutucu kapak kullanılması gerekmektedir. Bileşenlerde meydana gelen ısının

etkili bir şekilde yönetimi için termal arayüz malzemeleri (termal ped, termal macun vb.) kullanılarak, bu ısının ilk olarak soğutucu kapağa aktarılması gereklidir. Soğutucu kapağa iletilen ısı, metal gövde üzerinde hareket ederek içerisinde yer alan ısı emici kutuya aktarılır. Baskı devre kartındaki bileşenden soğutucu kapağın kenarına yönelik gerçekleşen ısı transferi, düşük dirençli bir yol izleyerek gerçekleşir. Kullanılan termal pedin kalınlığı ve türü, temas noktalarındaki metal yüzey kalitesi ve kapakların kutu içindeki kanallara sabitlenmesinde kullanılan kilitli kamalara uygulanan tork miktarı, termal direnci etkileyen temel parametreler olarak ortaya çıkmaktadır. Kalın soğutucu kapak titreşim ve şoka maruz kalan sistemlerde yapısal dayanım sağlamaktadır. Genellikle askeri standartta ürünlerde sıklıkla tercih edilmektedir.



Resim 2.2. İletim ile soğutmalı modül [9]

Bu kapsamda Parlak vd. [10], yapmış oldukları çalışmalarında, iletim ile soğutma yöntemini kullanan bir modülün termal performansını arttırmaya yönelik bir çalışma yapmışlardır. Yapmış oldukları çalışmalarında içerisinde maksimum çalışma sıcaklığı 105°C olan ve 65W ısı tüketen bir elektronik kartın soğutulması çalışmaları incelemişlerdir. Bu çalışmada 3U biçim faktörüne sahip bir modül için, alüminyum, bakır ve ısı borusu eklenmiş alüminyum malzemeler kullanılarak analizler yapılmıştır. Isı boruları ile yapılan tüm çalışmalar deneysel olarak test edilmiş ve sonuçlar saf bakır soğuk plaka tasarımı ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, boyut, ağırlık ve güç gereksinimi göz önüne alındığında, saf bakıra kıyasla, CPU'yu olabildiğince soğutmak için Resim 2.3 görüldüğü gibi gömülü örümcek şeklindeki ısı borularının kullanılmasının termal olarak daha avantajlı olduğu görülmüştür.



Resim 2.3. Isı borusu entegre edilmiş 3U modül

Campo vd. [11], yapmış oldukları çalışmalarında Resim 2.4 görüldüğü gibi geleneksel iletim ile soğutulan kart kapaklarına ısı borusu entegrasyonu ile elektronik bileşenler ile metal kapak kenar noktaları arasındaki termal gradyanları önemli ölçüde azaltmayı hedeflemişlerdir. Böylelikle minimal boyut, ağırlık ve maliyet etkileri altında modül üzerinde daha iyi bir termal iletkenlik sağlamayı amaçlamışlardır.



Resim 2.4. Isı borusu eklenmiş 3U modül geometrisi

Elde ettikleri sonuçlara göre, ısı borusu eklenmiş modül üzerinde elde ettikleri maksimum sıcaklık verileri, ısı borusu eklenmemiş modüle göre %54 daha az olacak şekilde 28°C daha düşük çıkmıştır.

Elektronik kartların doğrudan hava ile soğutulmasında, Resim 2.5.'te gösterildiği üzere, ısı üreten baskı devre kartını çevreleyen soğutucu kapağa uygun sayıda kanatçık yerleştirilerek, soğutma havasının doğrudan bu kanatçıklar içinden geçmesi sağlanır. Bu yöntem, kart üzerindeki bileşenin soğutma havası ile doğrudan temasını gerektirmemektedir. Kilitli kama

kullanımına gerek olmaması ve kalın bir soğutucu kapağa ihtiyaç duyulmaması, ağırlığın kritik olduğu uygulamalarda bu yaklaşımın tercih edilmesini sağlamaktadır. Isı değiştiricisi ile ısı kaynağı arasındaki mesafe oldukça kısadır. Bu sayede birçok temas noktasında oluşacak sıcaklık farkları elimine edilebilmektedir.



Resim 2.5. Doğrudan hava soğutmalı modül [12]

Bu kapsamda Samet vd. [13], toplamda 58,5 W ısı yayan ve takılabilir modüllerde kullanılan elektronik bir kartın soğutulmasında, doğrudan hava akışı ile soğutulması yöntemi ile geleneksel iletim ile soğutma yöntemini karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. 3U biçim faktöründe ve 1 inç adım aralığına sahip modül üzerine daldırmayla sert lehimle yöntemi kullanılarak kanatçık montajı yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda doğrudan hava akışıyla soğutulan modüldeki entegre sıcaklığının, geleneksel yöntemle soğutma sağlayan modüldeki entegre sıcaklığına göre 7,44°C daha düşük bir değerde olduğu belirlenmiştir.

Sıvı ile elektronik kartların soğutulmasında, Resim 2.6'da gösterildiği üzere, ısı üreten baskı devre kartını çevreleyen soğutucu kapak içerisinden geçirilen uygun bir soğutucu akışkan aracılığıyla modülün soğutulma işlemi gerçekleştirilmektedir. Sıvı soğutmalı sistemde, hava soğutmalı sistemde olduğu gibi, soğutucu akışkan soğutucu kapak içinde, bileşenlere doğrudan temas olmaksızın dolaştırılmaktadır. Herhangi bir elektronik cihaz için en iyi soğutucuyu seçmek önemlidir. Soğutucular için bazı genel gereksinimler vardır ve bunlar soğutma sistemlerinin ve elektronik cihazların türüne bağlı olarak değişebilir. Elektronik soğutmalar için kullanılan sıvı soğutucular, yanıcı olmayan, toksik olmayan ve mükemmel termofiziksel özelliklere sahip olmalıdır. Bu özellikler, yüksek termal iletkenlik, özgül ısı ve ısı transfer katsayısı ile birlikte düşük viskoziteyi içermelidir.

Bununla birlikte, yüksek ağırlık, yüksek bakım maliyetleri ve sıvı hattı bağlantı elemanlarının karmaşıklığı nedeniyle, bu yöntemin kullanım alanları belirli bir sınırlılığa sahiptir.



Resim 2.6. Sıvı soğutmalı modül [14]

### 2.3. Kutu Seviyesinde Soğutma Teknikleri

Modül seviyesinde elektronik bileşenlerin ürettiği ısıyı etkili bir şekilde ortamdaki uzaklaştırabilmek için, bu bileşenleri içinde barındıran elektronik kutuların da soğutulması gerekmektedir. Sağlamlaştırılmış aviyonik sistemlerde, bireysel elektronik modüller genellikle bir kutunun yan duvarlarına sürekli temas halinde olacak şekilde iletimle soğutulur. Burada modül kenarlarından kutuya gelen ısı, kasanın yan duvarındaki soğutucu ortama aktarılır. Bu düzenleme, elektronik bileşenleri çeşitli çevresel faktörlerden (nem, toz, kum, tuz, vb.) korurken, ısıyı platformdan iletilen soğutucu ortama verimli bir şekilde geri çevirmek için sızdırmaz bir bölme sağlayabilir.

Kutu seviyesindeki soğutma ve modül seviyesindeki soğutma, beraber düşünülmesi gereken önemli konulardır. Modül ve kutu aynı soğutma yöntemini kullanarak soğutulabilecekleri gibi, farklı soğutma teknikleriyle de işlev gösterebilirler. Örneğin, kutu seviyesinde sıvı soğutma yöntemi ile soğutma sağlanırken, modül seviyesinde iletim yoluyla ısı ortamdaki uzaklaştırılabilmektedir. Genel olarak kutu seviyesinde soğutma yöntemleri arasında, zorlanmış taşınım, sıvı ve doğal konveksiyonlu soğutma sistemleri yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Doğal konveksiyon yöntemi ile soğutma gerçekleştirilen kutular Resim 2.7 ile gösterildiği gibi genel olarak daha az güç tüketimine sahip ve daha az sayıda takılabilir modül barındıran sistemlerde kullanılırlar. Bu tarz kutuların dış yüzeylerinde, yüzey alanını arttıran ve ısı

atımını kolaylaştıran kanatçıklar bulunmaktadır. Doğal taşınım, bir akışkanın içindeki yoğunluk farklarından kaynaklanan akışkan hareketi prensibine dayanır. Oluşacak yoğunluk farkları ortamlar arasındaki sıcaklık değişimlerinden kaynaklanmaktadır. Bir akışkan ısındığında genişler ve daha az yoğun hale gelir. Yer çekimi etkisi altında olan bir ortamda, daha hafif hale gelen akışkan yükselir ve bu durum doğal taşınım akımlarını tetikler. Katı bir yüzey ile akışkan arasındaki taşınım ile ısı transferi, akışkan hızı ile orantılıdır. Sıcak yüzeyler, bir oda duvarı, tavan veya sadece gökyüzü gibi daha serin yüzeylerle çevrildiğinde, yüzeyler radyasyon yoluyla soğutulur. Doğal taşınım soğutması yetersiz olduğunda, akışkanın akış hızını ve ısı transferini artırmak için bir fan eklenerek zorlanmış taşınım tercih edilir. Bu şekilde fanın boyutuna bağlı olarak ısı transfer katsayısı yaklaşık 10 kat artırılabilir [15].



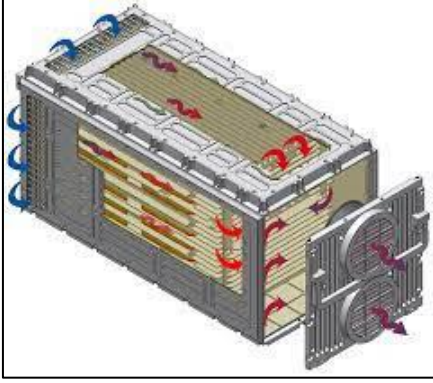
Resim 2.7. Doğal konveksiyon ile soğuyabilen kutu

Hava soğutmalı elektronik kutular, doğal konveksiyonlu kutular ile benzer soğutma yaklaşımına sahiptirler. Resim 2.8'de gösterildiği gibi, her iki sistemde de ısı transferini artıran kanatçık yapıları kullanılmaktadır. Ancak, bu kutularda farklılık gösteren bir unsur, havayı zorlamak amacıyla yardımcı elemanlar (fan vb.) kullanılmasıdır. Bu sayede, kanatçıklar daha fazla hava ile etkileşime girecek ve daha etkili bir soğutma sağlayacaktır. Soğutma için gerekli debi ve basıncı elde etmek amacıyla doğru tip fanın seçimi büyük önem taşımaktadır

Fan seçimindeki iki ana husus bulunmaktadır. Bunlar;

- ✚ Fanın bağlı bulunduğu elektronik bir kutunun içinden havanın geçirilmesi sırasında oluşan sistemin statik basınç yükü,
- ✚ Soğutma için gereken havanın hacimsel debisidir.

Tasarımı ve bakımı kolay, maliyeti düşük ve güvenilirliği yüksek olması gibi avantajları sayesinde hava ile soğutma yöntemi ön plana çıkmaktadır. Fan kullanımıyla ilgili en büyük endişe aşırı gürültü seviyesidir.

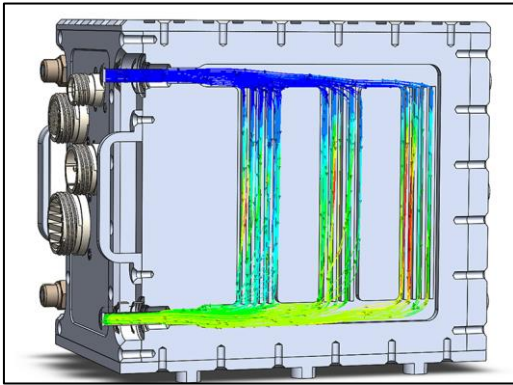


Resim 2.8. Hava soğutmalı kutu [16]

Bu kapsamda VanEngelenhoven vd. [17], yapmış oldukları çalışmalarında, sağlamlaştırılmış askeri elektronik ATR standardındaki kasaların laminer akışta hava ile soğutulabilme limitlerini, basınç düşüşü gereksinimi ve kanatçık üretim kapasiteleri göz önünde bulundurularak incelemişlerdir. Hava soğutmalı kasanın ısı yayma kapasitesini en üst düzeye çıkarmak için, kasanın yan duvarlarına yerleştirdikleri plaka tipi kanatçıkların geometrik optimizasyonu için gerekli çalışmaları sayısal ve analitik modeller kullanarak elde etmişlerdir. Sonuç olarak, 0,254 mm kalınlığındaki kanatçıkların her durumda ısı transferini maksimize ettiğini gözlemlemişlerdir.

Price vd. [18], tarafında yapılan bir çalışmada içerisinde toplamda 24 adet modül bulunan ve pin tipi kanatçıklar yardımıyla hava ile soğutulan bir hava bilgisayarı için etkili termal yönetim sağlama çalışmalarını içermektedir. Soğutma için gerekli hava, şasi üzerinde kullanılan fanlar yardımıyla sağlanmıştır. Burada kullanılan hava soğutmalı kutu, bir uçağın merkez hattının altında monte edilmiş bir elektronik podda bulunmaktadır. Burada kullanılan fanın irtifa bağımlı çalışma özellikleri bulunmaktadır. Yapılan çalışma ile kutu tasarım sürecinde, fanın irtifa özelliklerinin etkisi ve pin tipi kanatçıklarla soğutucu hava arasında ilişkilendirilen sistem performans eğrisinin belirlenmesine vurgu yapılmıştır. Fan seçimi tartışılmış ve fanın çalışma noktaları belirlenmiştir. Fan tarafından irtifaya bağlı olarak üretilen akış hızları hesaplanmıştır.

Sıvı soğutmalı kasalar yüksek güç tüketimine sahip elektronik kartların soğutulmasında çoğunlukla tercih edilmektedir. Soğutma sıvıları gazlardan yüksek soğutma kapasitesine sahiptir. Örneğin; su, termal iletkenlik açısından havaya göre daha hızlı bir iletim yeteneğine sahiptir. Bu tarz kutuların duvarlarında Resim 2.9 içerisinde gösterildiği gibi uygulama gereksinimlerine göre uyarlanan sıvı kanalları bulunmaktadır. Isı bu sıvılara aktarılarak soğutma sağlanır. Sıvı kaçaqları, korozyon, ekstra ağırlık, yoğuşma gibi sıkıntılar nedeniyle kullanım alanlar kısıtlanmaktadır.



Resim 2.9. Sıvı soğutmalı kasa [19]

Hangi ısı transferi yöntemi seçilirse seçilsin, teknik mümkün olduğunca basit ve uygun maliyetli olmalıdır. Herhangi bir termal yönetim için ana kısıtlama maliyettir. Bu nedenle soğutma teknolojisi maliyet etkin olmalı ve tüm paketlerde ve işlev başına sistem maliyetindeki azalmaya ayak uydurmalıdır. Soğutmanın maliyeti de rekabetin korunmasında önemli rol oynayan bir faktör olarak kabul edilmektedir.

#### 2.4. Kanatçık Geometrisi Etkileri

Kanatçık geometrisi zorlanmış akışta ısı transferini etkileyen önemli parametrelerden birisidir. Modül içerisindeki kanatçıklar yüzey alanını ve ısı transfer katsayısını artırarak ısı transfer hızını arttırmakta ve böylelikle bileşen sıcaklığını belirli bir sıcaklık değerinin altına indirilmesi sağlanmaktadır. Kanatçık geometrisi ayrıca havanın modül içerisinde hareketine yön vermekte ve minimum basınç kaybı ile dışarı çıkmasına yardımcı olmaktadır.

Kanatçık geometrisini belirlenmesinde dikkate alınması gereken temel faktörler arasında büyük bir ısı transfer oranı, düşük basınç düşüşü ve daha basit bir yapı yer almaktadır.

Kanatçık geometrisini optimize edilmesinin amacı ise, termal direnci azaltmak ve operasyonel gereksinimleri karşılamak için imalat ve işletme maliyetini minimize etmektir. Basınç düşüşünü ve ağırlığı minimize etmek aynı zamanda operasyon maliyetini etkileyen bir faktördür, çünkü fanın boyutu ve türü bu parametreye bağlıdır. [20].

Plaka kanatlı soğutucular, basit işleme, yapı ve düşük maliyet gibi avantajları nedeniyle elektronik cihazlardan ısıyı uzaklaştırmak için yaygın olarak kullanılmaktadır [21]. Kanatçık geometrisi, kanat şeklinin montajının basitliği göz önünde bulundurularak, en az malzeme tüketimi ile en aşırı ısı tahliyesini gerçekleştirecek şekilde tasarlanmalıdır. Modüler yapıdaki sistemlerde bir kasa içerisinde birden fazla modül bulunabilmektedir. Bu nedenle ağırlık çoklu adetlerde önemli bir kıstas olarak karşımıza çıkmaktadır.

Bu kapsamda literatürde yapılan bazı çalışmalar incelendiğinde Alireza vd. [22], bir süper bilgisayar devre kartının soğutulabilmesi için beş farklı kanatçık konfigürasyona sahip (dairesel, altıgen, dikdörtgen, üçgen ve plaka) mikro kanallı bir ısı emicinin termal performansını 3 boyutlu olarak analiz etmişlerdir. Analizler sırasında havanın akış hızı ve giriş sıcaklığının belirtilen konfigürasyona sahip ısı emiciler üzerindeki, Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı, basınç düşüşü ve gerekli pompalama gücü etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, beş kanallı konfigürasyonlar arasında üçgen şeklindeki kanal yapısının ısı emiciyi soğutmak için en yüksek termal performansı sağladığını gözlemlenmiştir. Fakat yazar, üretim maliyeti açısından plaka tipi konfigürasyonu tavsiye etmektedir.

Lee vd. [23], farklı en boy oranlarına sahip dikdörtgen kesitli plaka kanatçık geometrisine sahip ısı emiciler için termal olarak gelişen laminer akış için üç boyutlu sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Tahmin edilen sıcaklık ve ısı akısı profillerine bağlı olarak, yerel ve ortalama Nusselt sayıları, boyutsuz eksenel mesafe ile kanal en-boy oranının bir fonksiyonu olarak grafiksel olarak temsil edilmiştir. Nusselt sayılarını tahmin etmek için bu tarz ısı emici görevindeki cihazların tasarımı ve optimizasyonu için yararlı olabilecek genelleştirilmiş korelasyonlar denklemleri elde edilmiştir.

Kutlu [24], yapmış olduğu çalışmada yatay dikdörtgen bir ısı kaynağı üzerinde bulunan silindirik, spiral ve kare geometrideki kanatçıkların, zorlanmış taşınım altında ısı transfer performansına olan etkilerini gözlemlemek için ısı kaynağı üzerinde sıcaklık dağılımları, hız vektörleri ve ortalama Nusselt sayılarını analiz ederek üç boyutlu ve sayısal olarak

incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, Reynolds sayısı, ısı transfer alanı, kanatçık geometrisi, kanatçık dizilimi ve kanatçıklar arası mesafe gibi faktörlerin ısı transferine belirgin bir etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Bu etkiler arasında en önemli etkenin ısı transfer alanından kaynaklandığı tespit edilmiştir.

Samsudin vd. [25], yapmış oldukları çalışmalarında, bir ısı emici üzerindeki farklı geometrik konfigürasyondaki pim tipi kanatçıklara ekstra yüzey alanı oluşturabilmek adına akış yönünde eklenen kanatçıkların, ısı emicinin ısı transfer performansına ve akış dinamiklerine olan etkisini araştırmışlardır. Sonuç olarak pim tipi kanatçıklara kanat eklenmesinin sıcak noktalardan ısı yayılımını önemli ölçüde artırdığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca pim kanatçıkların arkasında girdap oluşumunun basınç düşüşünde bir artışa neden olduğu ve sonuç olarak da pompalama gücünün arttığı anlaşılmıştır. Bunun nedeni akışkanın dar bir yol boyunca ilerlemeye zorlanması gösterilmiştir.

Khudhur vd, [26], çalışmalarında, düz paralel plaka tipi kanatçıklara yüzey eklenmesi ve çıkarılması durumunda oluşacak değişimleri deneysel ve hesaplamalı simülasyon yöntemleri kullanılarak incelemişlerdir. Hesaplamalarında iki tip düz plaka kanatçığı üzerinde çalışmışlardır. Birinci model düz plaka yarım daire ekleme kanatçıklı ısı alıcılar ile ikinci model düz plaka yarım daire çıkarma kanatçıklı ısı alıcılarıdır. 6300-35120 aralığındaki Reynolds sayısı ve 1194-23353 W/m<sup>2</sup> ısı akısı için türbülanslı zorlanmış konveksiyonda analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, ekleme ve çıkarma kanatlı ısı emicinin, geleneksel düz ısı emiciye kıyasla ısıyı dağıtmada daha etkili olduğu bulunmuştur. Düz yarım daire eklenmiş kanatçık dizili ısı emici için, 23353 W/m<sup>2</sup> ısı akısında diğer tüm ısı emici dizilerine kıyasla daha yüksek bir ısı transfer katsayısına (85-136 W/m<sup>2</sup>. K) ve Nusselt sayısına (38-86) sahip olduğu anlaşılmıştır.

Abdelmohimen vd. [27], çalışmalarında, plakalı tipi kanatçık bulduran ısı alıcılarının termal performansını artırmak için kanatçık boyunca dört farklı uzunlukta kesik oluşturulması etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışılan koşullar altında ısı alıcının performansı, ısı alıcı etkinliği, termal direnç, basınç düşüşü, pompalama gücü ve Nusselt sayısının hesaplanması yoluyla temsil edilmiştir. Çalışılan Reynolds sayısı aralığı 1333 ila 5334 arasındadır. Paralel akış durumunda yüksek Reynolds sayısı için gereken pompalama gücü, tek bir kesit ile karşılaştırıldığında dört adet kesit için yaklaşık %155 arttığı gözlemlenmiştir.

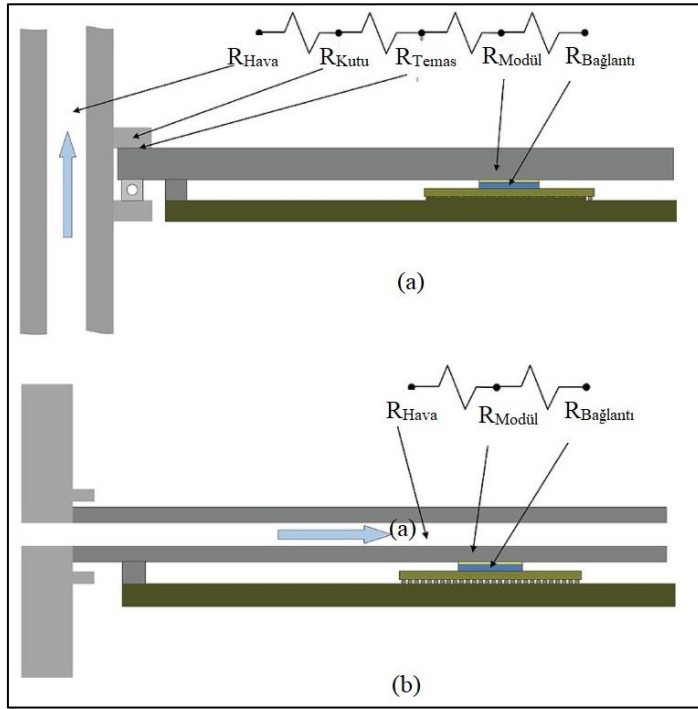
Chingulpitak vd. [28], bu çalışmasında, yanal dairesel deliklere sahip plaka kanatçık bulduran ısı alıcılarının delik çapının ve delik sayısının değiştirilmesinin termal performansına olan etkisi incelenmiştir. Gerçekleştirdikleri sayısal çalışmaları doğrulamak için, 1 m/s ile 4 m/s arasında giriş hava hızında, taban genişliği 27 mm, taban uzunluğu 75 mm, kanat kalınlığı 1 mm, kanat yüksekliği 25 mm ve kanal genişliği 3 mm boyutlarında alüminyumdan yapılmış bir emici üzerinde deneysel çalışmalar yapmıştır. Elde ettikleri sayısal sonuçlara göre, delik çapı = 3 mm ve delik sayısı = 75 olan olduğu durumda, düz plaka tipi kanatçıklara göre yaklaşık %11,6 daha yüksek olan en yüksek ısı transfer oranını sergilediği gözlemlenmiştir.

Archibald [29], yapmış olduğu bu çalışmasında, elektronik soğutma için kullanılan farklı soğutucu geometrileri incelenmiş ve en verimli olanı belirlemek için birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Amaç, kanat geometrisine dayalı bir dizi konfigürasyonda incelenen ısı alıcıların ısı transferini optimize etmektir. Bu projede iki ana termal performans değerlendirme parametresi kullanılmıştır. Bunlar basınç düşüşü ( $\Delta P$ ) ve termal dirençtir (R). Çalışmasında pim tipi ve plaka tipi kanatçıkların 13 farklı kanatçık geometrisi analiz edilmiştir. Elde edilen analiz sonuçlarına kare zikzak plakalı kanatçık geometrisi 0,25 K/W ile en düşük termal dirence sahipken, ayrılmış plaka kanatçık en düşük basınç düşüşü 11,94 Pa değerine sahip olduğu gözlenmiştir.

## 2.5. Termal Direnç Etkisi

Yüksek ısı yüklerine sahip bileşenlerin soğutulması sırasında termal dirençlerin önemi giderek artmaktadır. Özellikle temas noktalarındaki termal dirençler, aktif termal yönetim için bir darboğaz haline gelmektedir. İki yüzey temas ettirildiğinde, iki yüzey arasındaki gerçek temas alanı aslında toplam görünür temas yüzey alanının yalnızca küçük bir parçasıdır ve bu genellikle yüzde bir ile on arasındadır [30]. Soğuma sırasında bir dirençten geçerken oluşan sıcaklık farkı ısı yük miktarına bağlıdır. Yüksek ısı yükü, yüksek sıcaklık farkı oluşturacaktır. Özellikle metal-metal temas noktaların fazlaca bulunduğu iletim ile soğutma yönteminde bu durum çok daha önemli bir sorun oluşturmaktadır. Metal-metal temas noktalarındaki yüzey pürüzlülüğü ve yüzey düzlemsizliği, termal direnç üzerinde birleşik bir etkiye sahiptir. Çoğu durumda maliyetli makine işlemleri, yüksek yükleme basınçları ve yüksek yüzey kalitesi ile temas yüzeylerinde ısı transferi arttırılmaya çalışılmaktadır [31].

Resim 2.10 üzerinde VITA 48.2 standardına göre iletim ile soğutmalı bir modül ile bu çalışmanın konusu olan VITA 48.8 standardına göre içerisinden hava dolaştırılarak soğutulabilen bir modülün ısı transferi sırasında karşılaştıkları termal direnç noktaları görülmektedir. Verilen görselden de anlaşılacağı gibi elektronik bileşenden çıkan ısı VITA 48.2 standardında beş farklı direnç noktasından geçtikten sonra ısı emici ortama ulaşabiliyorken bu durum VITA 48.8 standardında üç adet direnç noktasından oluşmaktadır.



Resim 2.10. Termal direnç noktaları (a) VITA 48.2 (b) VITA 48.8

Literatürde, hava soğutmalı ısı alıcılar içinde plaka tipi kanatçıkların soğutma performansları ile ilgili bir çok çalışma bulunmaktadır. Ancak plaka tipi kanatçık geometrisine sahip bir ısı alıcının askeri standart bir elektronik modül üzerindeki kısıtlı alan içerisindeki etkinliği değerlendirilmemiştir. Ayrıca referans alınan standart içerisinde de olabilecek farklı kanatçık yükseklikleri ve bu yüksekliklerde modülün soğutma performansında oluşabilecek etkilerden bahsedilmemiştir. Eksik olan bu bilgilere açıklık getirilmesi amacıyla bu çalışma yapılmıştır.

Bu kapsamda üç farklı adım aralığında kısıtlı bir alana sahip olan modül içerisine konumlandırılacak kanatçıkların olabilecek maksimum kanatçık yükseklikleri belirlenmiştir. Bu yükseklik değerleri altında farklı kanatçık sayılarında ve kanatçık kalınlıklarında askeri standart 3U bir modülün soğutma performansında ve akış

dinamiklerinde meydana gelecek değişimleri sayısal ve deneysel olarak detaylı bir şekilde incelenmiştir. Böylelikle bu standartta referans alan uygulayıcılara yeni katkılar sağlanmıştır.

### **3. MATERYAL VE METOT**

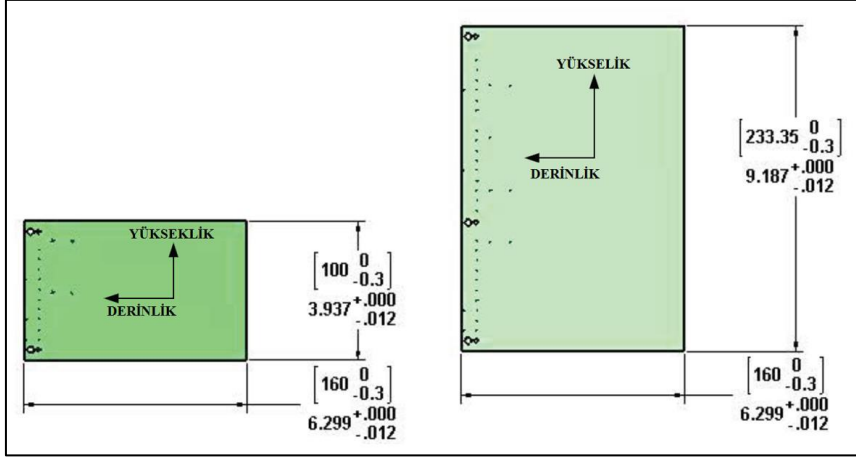
Gerçekleştirilen bu çalışmada 3U biçim faktörüne sahip bir modülün VITA 48.8 standardına uygun olacak şekilde direk hava akışı ile soğutulması yöntemi için gerekli tasarım parametreleri incelenmiştir. Modül içerisinde yerleştirilecek kanatçıklar için en önemli geometrik parametreler belirlenerek bu parametreler ile ilgili detaylar verilmiştir. Bu parametrelerin incelenmesi ile verilen soğutma yöntemi daha iyi anlaşılacak ve tasarımcı, üretimci ve kullanıcı gibi farklı kesimlere daha somut veriler sunulacaktır.

Bu kapsamda ilk olarak VITA 48.8 standardına göre 3U takılabilir modülün genel geometrisi belirlenmiştir. Bu modül üzerinde efektif olarak soğutma için kullanılacak alan belirlenmiş ve bu alan üzerinde uygun sayıda kanatçıklar yerleştirilmiştir. Elde edilebilecek maksimum kanatçık yükseklikleri belirlenerek farklı kanatçık kalınlıkları altında 3U model sayısal çalışmalar için hazır hale getirilmiştir.

#### **3.1. VITA 48-8 Standardına Uygun 3U Modül Tasarımı**

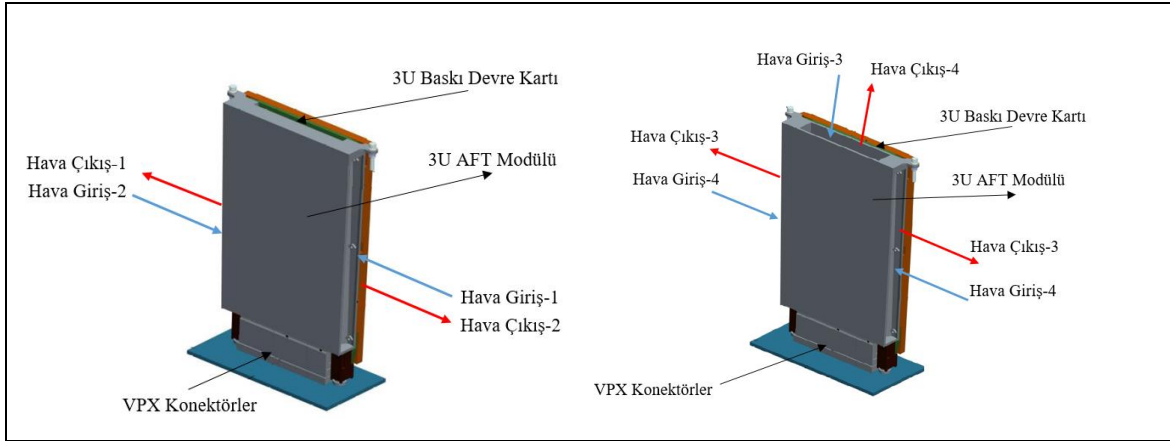
ANSI/VITA 48.8-2017 standardı, Resim 3.1 üzerinde genel ölçüleri verilen VPX 3U veya VPX 6U biçim faktörüne sahip elektronik kartların direk hava ile soğutulabilmesi için modülün içerisine kanatçık yerleştirilmesine imkan sunan yeni bir VITA standardıdır [32].

Referans alınan standart, dünya genelinde bütün kullanıcıları ile beraber elektronik kartlar için oluşabilecek sıcaklık kaynaklı problemlere ortak çözümler sunabilmeyi amaçlamaktadır. Bu kapsamda, standart içerisinde elektronik kartların bağlı bulunacağı takılabilir modüllerin tasarımda gerekli olacak tüm kritik ölçüleri ve toleransları detaylı bir şekilde vermektedir. Ancak modülün soğutma performansı için en önemli geometrik parametre olan kanatçık geometrisiyle ilgili herhangi bir detay verilmemiştir. Kanatçık yapısıyla ilgili detayları kullanıcılarının kendi kart tasarımlarına ve kartların soğutma ihtiyaçlarına göre belirlenmesi beklenilmektedir.



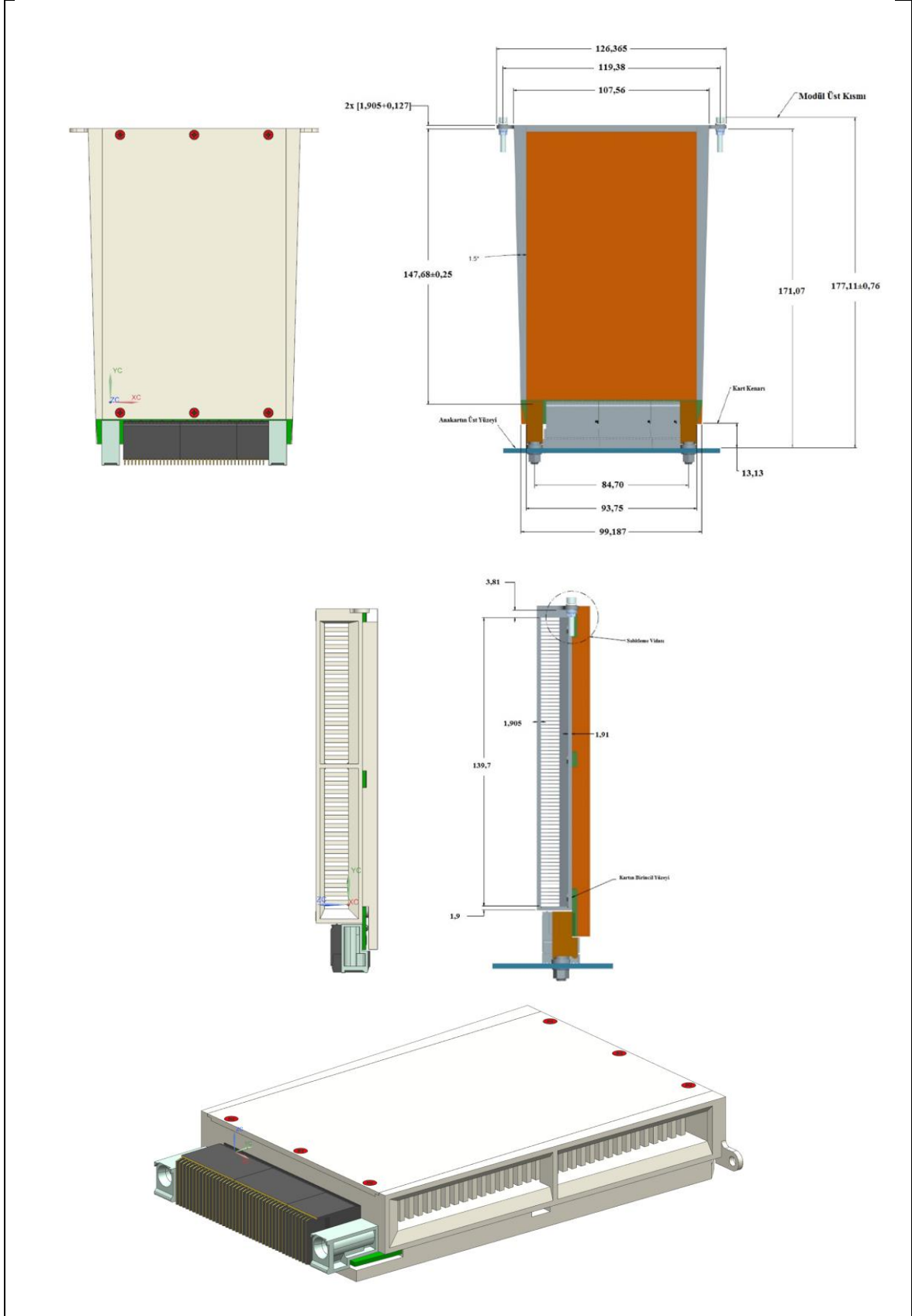
Resim 3.1. 3U ve 6U biçim faktörüne sahip elektronik kart ölçüleri [33]

Referans alınan standartta göre modül tasarımında belirlenmesi gereken ilk parametre soğutucu havanın modüle hangi yönlerden giriş çıkış yapılabileceğinin belirlenmesidir. Standart, kullanılan kart geometrisine göre alternatif olabilecek şekilde dört farklı yönden modül içerisine hava gönderilebilmesine olanak sunmaktadır. Böylece alternatif yaklaşımları sunularak çözüm odaklı tasarımların geliştirilmesine de imkân sunulmaktadır. Modül içerisine gönderilecek soğutucu havanın alternatifli giriş ve çıkış yönlerini Resim 3.2 üzerinde gösterilmiştir.



Resim 3.2. Modül hava giriş-çıkış yönleri

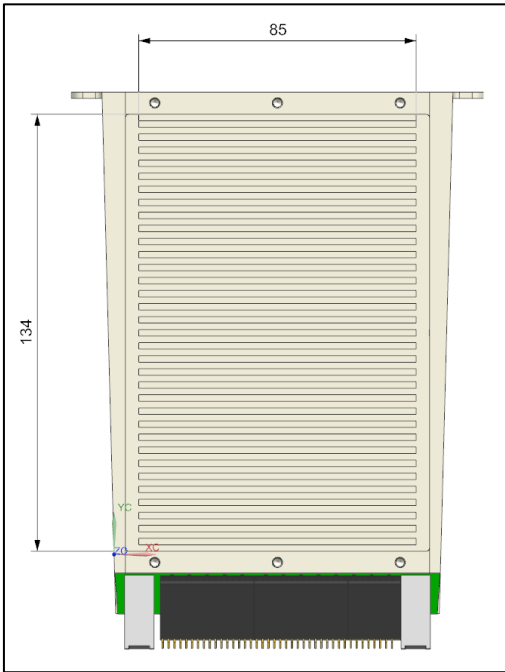
Gerçekleştirilen bu çalışmada hava giriş ve çıkış yönü olarak Hava Giriş-2, Hava Çıkış-2 numaralı alternatif tercih edilmiştir. Referans standart üzerinden alınan ölçülere ve gerekli toleranslandırmalar sonucunda elde edilen 3U takılabilir modülün üç boyutlu görseli Resim 3.3'de verilmiştir.



Resim 3.3. 3U direk hava soğutmalı modül ölçüleri

### 3.2. Kanatçık Yerleştirilecek Alanın Tanımlanması

Standartta verilen ölçülere göre genel 3U modül geometrisi belirlendikten sonra modülün kanatçık yerleştirilebilecek soğutma alanı da belirlenmiş oldu. Alan belirlenirken kullanılacak 3U baskı elektronik kart boyutları, imalat kısıtlamaları ve montaj için gerekli bağlantı vidalarının konumları dikkate alınarak bir alan oluşturulmuştur. Modül üzerinde kanatçıkların bulunabileceği ve efektif olarak soğutulabilecek maksimum alan ölçüleri Resim 3.4 üzerinde gösterildiği gibi 85 x 134 mm (W x L) olarak belirlenmiştir.



Resim 3.4. Kanatçık yerleştirilecek alan ölçüleri

### 3.3. Kanatçık Geometrisinin Belirlenmesi

Kanatçık geometrisi zorlanmış akışta ısı transferini etkileyen önemli parametrelerden birisidir. Modül içerisindeki kanatçıklar yüzey alanını ve ısı transfer katsayısını arttırarak ısı transfer hızını arttırmaktadır. Böylelikle elektronik bileşen sıcaklığını istenilen bir sıcaklık değerinin altına indirilmesi sağlanmaktadır. Kanatçık geometrisi ayrıca havanın modül içerisinde hareketine yön vermekte ve minimum basınç kaybı ile dışarı çıkmasına yardımcı olmaktadır. Modül içerisine kanatçık geometrisi belirlenirken dikkate alınan ana faktörler arasında büyük bir ısı transfer oranı, düşük basınç düşüşü ve daha basit bir geometrik yapı olarak gösterilebilir.

İdeal bir kanatçık geometrisi seçimi, kanatçık yüksekliği, kanatçık uzunluğu, kanatçık kalınlığı, kanatçık sayısı, kanatçıklar arasındaki boşluk, kanatçık şekli veya profili ve kanatçık malzemesi gibi çeşitli geometrik parametrelere dayanmaktadır. Genellikle endüstride kullanılan iki temel kanatçık türüne sahip soğutucular bulunmaktadır. Bunlar plaka kanatçıklı soğutucular ve pim kanatçıklı soğutuculardır. Plaka kanatçıklı soğutucular genellikle ısı transferini arttırmak için tercih edilen ideal kanatçık türlerinden biridir. Çünkü plaka tipi kanatçıklar soğutma için en kolay ve en ucuz çözüm olarak bilinirler [34]. Plaka kanatçık bulunduran soğutucular, basit üretim ve düşük maliyet gibi avantajları nedeniyle elektronik cihazlardan ısıyı uzaklaştırmak için yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu kapsamda kullanılan 3U takılabilir modül geometrisi içerisine plaka tipi kanatçık yerleştirilerek analizler yapılmıştır.

### 3.4. Kanatçık Yüksekliğinin Belirlenmesi

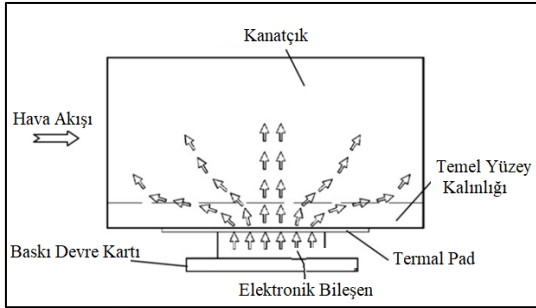
Hava ile soğuyan takılabilir bir modülün termal performansını etkileyen diğer bir geometrik parametre kanatçık yüksekliğidir. Bir kanat dizisi için en yaygın, hızlı ve ucuz üretim tekniği olan talaşlı üretimde, alüminyum alaşımlarının istenen kanat aralıklarını elde etmesi için kanat yüksekliği ile kanatlar arası boşluk değeri arasındaki oran maksimum 10 değerinde olabilir. Ayrıca, daha yüksek kanat uzunluğu ağırlığı ve maliyeti artıracaktır.

Bu çalışmada kanatçık yüksekliğini belirli bir aralıkta kısıtlayan çeşitli parametreler bulunmaktadır. En önemli parametre VITA 48.8 standardına göre adım aralığı (pitch spacing) olarak adlandırılan ve bir modülün sahip olabileceği maksimum toplam genişliği belirleyen ölçüdür. Standart, üç farklı adım aralığı için maksimum üç farklı modül genişliği vermektedir. Bunlar 1 inç (25,4 mm), 1.2 inç (30,48 mm), 1.5 inç (38,1 mm) adım aralıkları ölçüleridir.

3U modül içerisinde yerleştirilecek kanatçık yüksekliğine etki eden diğer temel kısıtlamalar aşağıda sıralanmıştır. Bunlar;

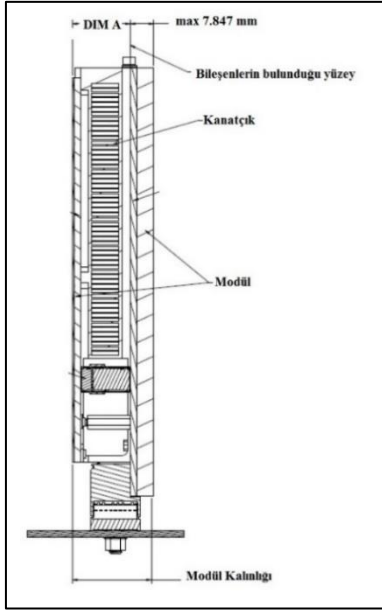
- ✚ *Elektronik kart üzerinde bulunan bileşenlerin yükseklikleri:* Elektronik kartların üzerinde çeşitli görevleri yerine getirmek amacıyla yerleştirilen farklı yüksekliklere sahip elektronik bileşenler bulunmaktadır. Kart üzerinde bulunabilecek maksimum bileşen yüksekliklerine göre kanatçık yükseklikleri değişkenlik göstermektedir.

- ✚ **Kullanılan termal ped kalınlığı:** Günümüzde çeşitli yüksekliklerde ve farklı özelliklerde termal pedler tercih edilmektedir. Termal pedler, bileşen ile metal gövde arasında ısı geçişini sağlayan, metal yüzeylerde bulunan yüzey pürüzlülüklerini en aza indirgeyen en önemli elemanlardır. Termal ped kalınlıkları belirlenirken sıkıştırma sırasında elektronik bileşene uygulanabilecek maksimum basınç miktarı dikkate alınmalıdır.
- ✚ **Temel yüzey kalınlığı:** Belirli bir alandan yayılan ısının efektif bir yayılma açısı bulunmaktadır. Bu yayılma açısı dikkate alınarak ısı kaynağının olduğu yüzeyde ısının efektif bir şekilde dağılabilmesini sağlayacak bir mesafe bırakılmalıdır. (Bkz. Resim 3.5)



Resim 3.5. Temel yüzey kalınlığı

- ✚ **Üst kapak kalınlığı:** Modül içerisine kanatçık bulunduğu alan bir üst kapak ile dış ortamdan izole edilmelidir.
- ✚ **İmalat kısıtlamaları:** Talaşlı üretimde, alüminyum alaşımlarının istenen kanat aralıklarını elde etmesi için kanat yüksekliği ile kanatlar arası boşluk değeri arasındaki oran maksimum 10 olabilir.
- ✚ **DIM-A ölçüsü:** Modül içerisinde yerleştirilecek olan kanatçıkların yüksekliği belirleyen diğer en önemli unsur referans alınan standart içerisinde verilen ve Resim 3.6 ile gösterilen DIM-A ölçüsüdür. Verilen ölçü, tasarımcı tarafından seçilen adım aralığına göre modülün birincil tarafta maksimum yüksekliği veren bir ölçüdür.



Resim 3.6. DIM-A Ölçüsü

DIM-A ölçüsünün değerleri Çizelge 3.1. içerisinde verilmiştir.

Çizelge 3.1. DIM-A ölçüsü

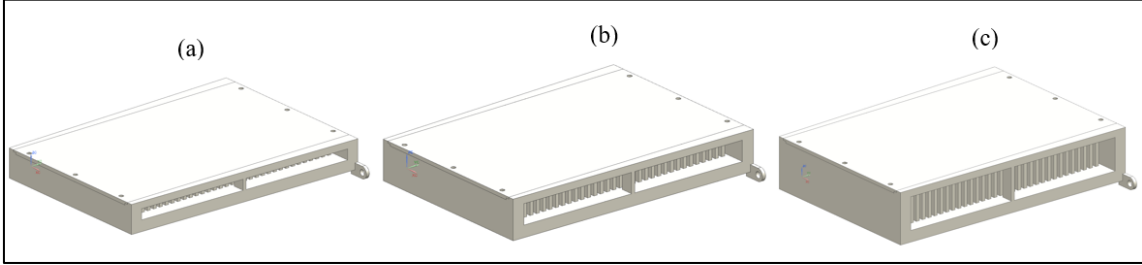
Modül Adım Aralıkları	DIM-A (mm)
1 inç	16,764
1.2 inç	21,844
1.5 inç	29,464

Standart üzerinden alınan adım aralıklarına göre ve diğer kısıtlamalar dikkate alınarak belirlenen kanatçık yüksekliklerini Çizelge 3.2 üzerinde verilmiştir. Çizelge 3.2 içerisinde verilen değerler yukarıda bahsedilen kısıtlamalar altında tasarımdan tasarıma göre değişiklik gösterecektir.

Çizelge 3.2. Maksimum kanatçık yükseklikleri

Modül Adım Aralıkları	Maksimum Kanatçık Yüksekliği (H) (mm)
1 inç	8,2
1.2 inç	13,2
1.5 inç	20,8

Farklı adım aralığında farklı kanatçık yüksekliğine sahip takılabilir modüllerin genel görselleri Resim 3.7 üzerinde gösterilmiştir. Görseller incelendiğinde adım aralığı arttıkça modül kalınlıkları artmakta ve daha yüksek kanatçıklar elde edilebilmektedir.



Resim 3.7. Kanatçık yükseklikleri (a) 1 inç, (b) 1.2 inç, (c) 1.5 inç

### 3.5. Kanatçık Sayısının Belirlenmesi

Isı emici görevindeki yapılar için kanatçık sayısı, ısı transferinin etkinliği üzerinde belirleyici bir faktördür. Kanatçık sayısı, yüzey alanının artmasına ve dolayısıyla daha fazla ısı transferine olanak tanır. Daha fazla kanatçık sayısı, birim alana düşen toplam yüzey alanını artırarak ısı alışverişini optimize eder. Bu nedenle, kanatçık sayısının uygun bir şekilde belirlenmesi, ısı emici görevindeki yapıların verimli bir şekilde çalışmasını sağlamak için önemlidir.

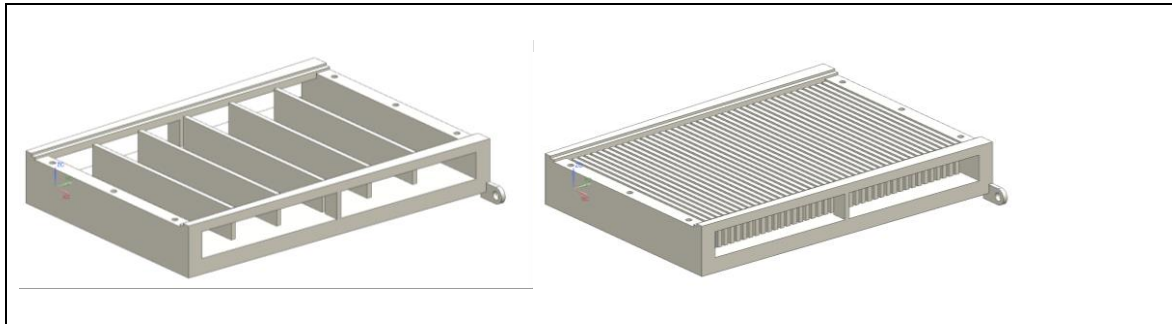
Kanatçık sayısını belirleyen en önemli faktörlerden biri imalat kısıtlamalarıdır. Bir kanat dizisi için en yaygın, hızlı ve ucuz üretim tekniği olan talaşlı üretimde, alüminyum alaşımlarının istenen kanat aralıklarının elde edilebilmesi için kanat yüksekliği ile kanatlar arası boşluk değeri maksimum 10 olabilmektedir.

Aşağıda verilen Çizelge 3.3'den de anlaşılacağı gibi kanatçık kalınlığına ve kanatçık yüksekliğine göre maksimum kanatçık sayısı değişkenlik gösterebilmektedir. Resim 3.8'de 1.2 inç adım aralığına sahip modül üzerinde  $t=2$  mm kanatçık kalınlığında oluşturabilecek minimum ve maksimum kanatçık sayıları gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. Kanatçık sayılarının belirlenmesi

		Adım Aralığı				
		1 inç	1.2 inç			1.5 inç
		Kanatçık Kalınlık (t)				
		2 mm	1 mm	2 mm	3 mm	2 mm
Kanatçık						
Sayısı	H/a	H/a	H/a	H/a	H/a	H/a
(n)						
5	0,40	0,61	0,64	0,67	1,01	
11	0,88	1,29	1,41	1,57	2,23	
17	1,48	2,03	2,37	2,86	3,74	
23	2,23	2,85	3,60	4,87	5,67	
29	3,24	3,77	5,22	8,41	8,22	
35	4,61	4,80	7,42	16,50	11,71	
41	6,61	5,97	10,65			
47		7,29				
53		8,80				
59		10,56				

Aslında çok daha fazla plaka kanatçık kullanarak daha fazla ısı yükünü dağıtmak mümkün olabilir. Ancak gereğinden fazla kanatçık kullanmak, modülleri taşıyacak olan şasi üzerinde gereksiz bir kütle artışına neden olmaktadır. Özellikle havacılık alanında kullanılan ekipmanlarda kütle önemli bir kriterdir. Öte yandan, küçük hatveli plaka kanatçıkları üretmek de kolay değildir. Daha fazla plaka kanatçık bulunduran bir tasarım, üretim maliyetini de arttıracaktır.



Resim 3.8. 1.2 inç modül üzerindeki minimum ve maksimum kanatçıklar



## 4. SAYISAL YÖNTEM VE SİMULASYONLAR

### 4.1. Sayısal Model ve Hesaplama Prosedürü

Bu bölümde ele alınan problemin sayısal çözümü için gerekli tanımlamalar, çözüm alanı ve kullanılan denklemler ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur. Ayrıca, çözümlerde kullanılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kodları ve benimsenen çözüm yaklaşımına dair bilgiler sunulmuştur. Gerçekleştirilen sayısal analiz çalışmalar temel olarak ön işleme, çözüm ve işlem sonrası olmak üzere üç ana aşamada gerçekleştirilmiştir.

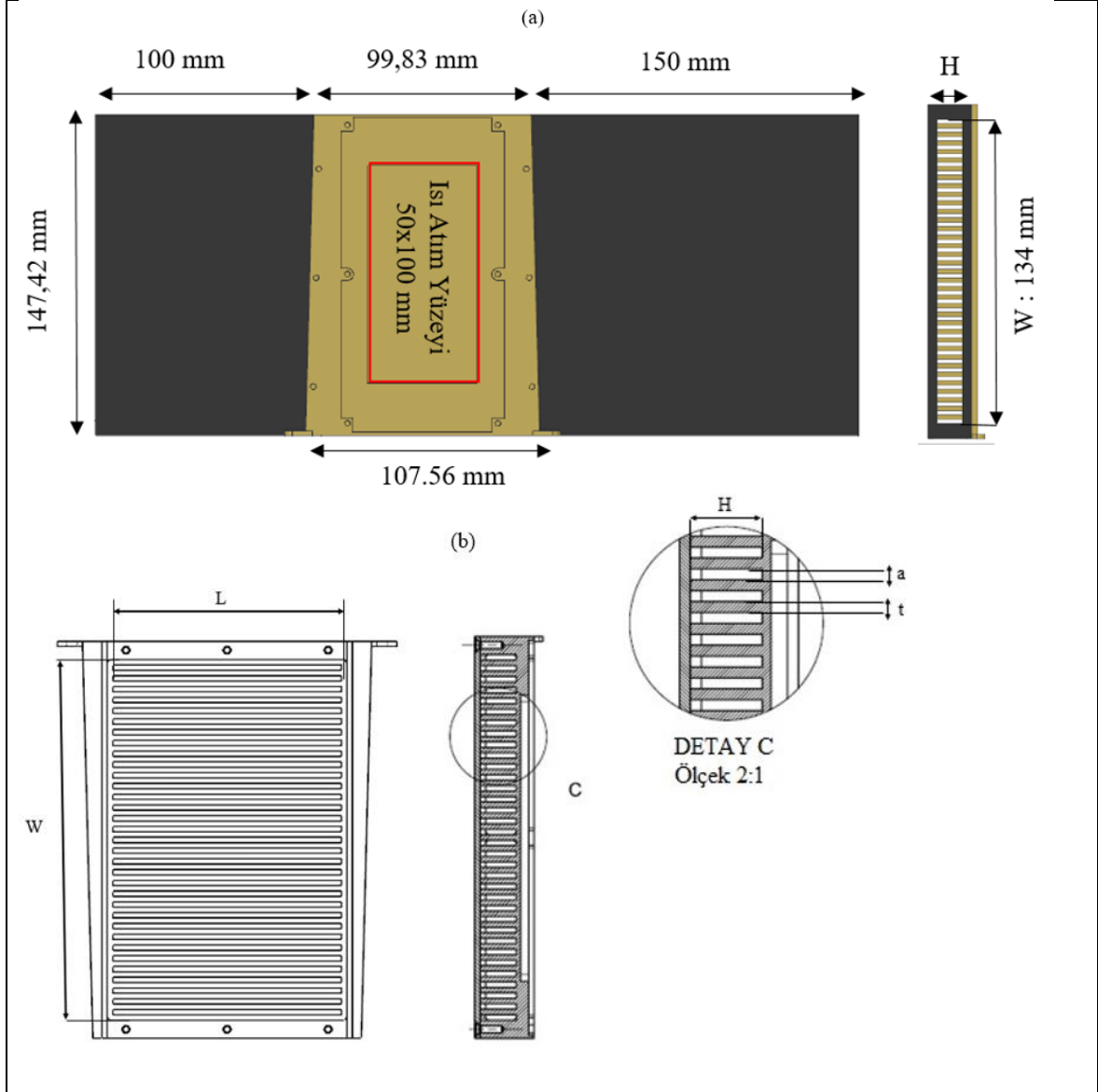
### 4.2. Ön İşleme

Ön işleme aşamasında, belirlenen sayısal modelin FloEFD ortamına aktarılarak çözücü aşamasında kullanıma uygun bir forma dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu aşamada gerçekleştirilen işlemler aşağıda sıralanmıştır. Bunlar;

- ✚ Sayısal model üzerinde hesaplama alanının tanımlanması,
- ✚ Hücre yapısı belirlenerek sayısal modelin daha küçük parçalara bölünmesi,
- ✚ Fiziksel olayların seçimi,
- ✚ Katı ve akışkan özelliklerinin tanımı,
- ✚ Sınır koşullarının girilmesi, olarak sıralanabilmektedir.

#### 4.2.1. Sayısal modelin oluşturulması

Takılabilir bir modül üzerinde kanatçık geometri etkisini hem deneysel hem de sayısal olarak inceleyebilmek adına oluşturulan çözüm modelinin görseli Resim 4.1 üzerinde gösterilmiştir. Çalışmalar sırasında kanatçık geometrisi üzerinde sadece kanatçık yüksekliğini ifade eden H değeri, kanatçık kalınlığını gösteren t değeri ve kanatçık sayısına bağlı olarak değişen a değeri değiştirilmiştir. Diğer verilen bütün geometrik ölçüler çalışmalar sırasında sabit değerler olarak alınmıştır. Elektronik devre kartından modül üzerine aktarılacak ısıyı simule edebilmek için modül üzerinde 50x100 ölçülerinde bir ısı atım yüzeyi oluşturulmuştur. Modülün hava giriş bölümüne 100 mm uzunluğunda ve hava çıkış bölümüne ise 150 mm uzunluğunda ek parçalar yerleştirilmiştir. Sayısal çalışmalarını doğrulamak için oluşturulan deney düzeneği ile sonuçların güvenilirlik çalışması yapılmıştır.



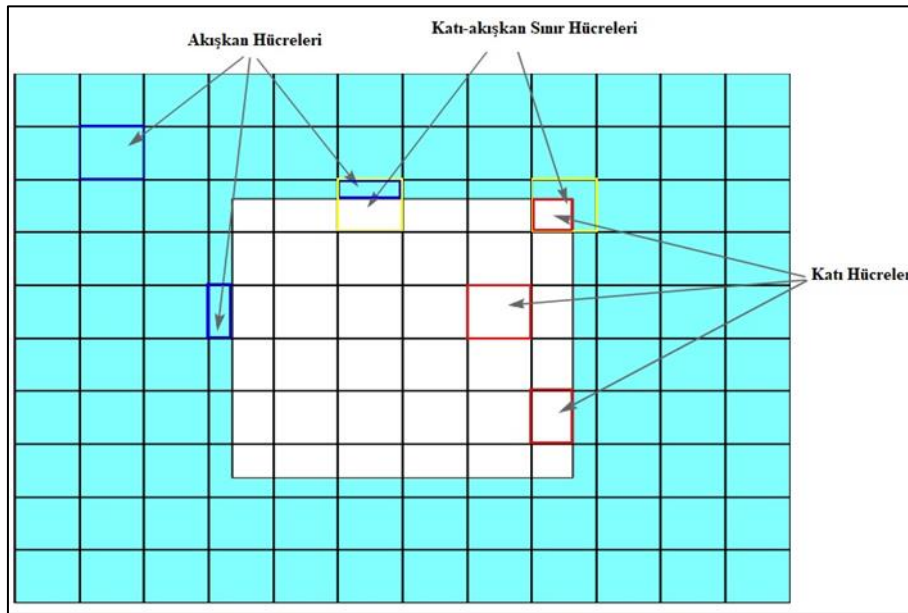
Resim 4.1. Sayısal model geometrisi, (a) Genel ölçüler, (b) Kanatçık detayı

#### 4.2.2. Hücre yapısı

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmalarında hücre yapısı, yapılan simülasyonun doğruluğu ve hesaplama süresi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Daha karmaşık hücre yapıları genellikle daha doğru sonuçlar sağlar, ancak aynı zamanda daha fazla hesaplama gücü ve kaynağı gerektirir. Bu nedenle, seçilen hücre yapısı, simülasyonun amaçlarına ve kullanılabilir kaynaklara bağlı olarak dikkatlice seçilmelidir. Bu çalışmada problemin çözümü için FloEFD paket programı kullanılmıştır. Program kartezyen koordinat sistemini kullanmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde akışkanın hareketini tanımlayan diferansiyel denklemleri çözmek için, hesaplama alanının çok sayıda hücre adı verilen

hesaplama alanlarına bölünmesi gerekmektedir [35]. FloEFD içerisindeki hücre yapıları dikdörtgen paralel yüzüldür. FloEFD, problemin çözümündeki tüm değişkenleri bu hücrelerin merkezinde saklar. Katı-sıvı temas bölgelerinde kartezyen “cut cell” yaklaşımı kullanılmaktadır. Bu yaklaşıma göre, katı-sıvı etkileşim bölgelerine yakın hücreler geometriyi kesmektedir. Bu nedenle, bu alanlardaki hücreler çokgen yapıya sahip olup, yüzeyleri gelişigüzel yönlere sahiptir. Sonuç olarak hesaplama alanı Resim 4.2 de gösterilen aşağıdaki tipteki hücrelerden oluşmaktadır.

- ✚ Akışkan hücreleri; tamamı akışkanın içinde bulunan hücrelerdir.
- ✚ Katı hücreler; tamamen katı içinde bulunan hücrelerdir.
- ✚ Katı-akışkan sınır hücreleri; kısmen katı ve kısmen sıvı içinde bulunan hücrelerdir.

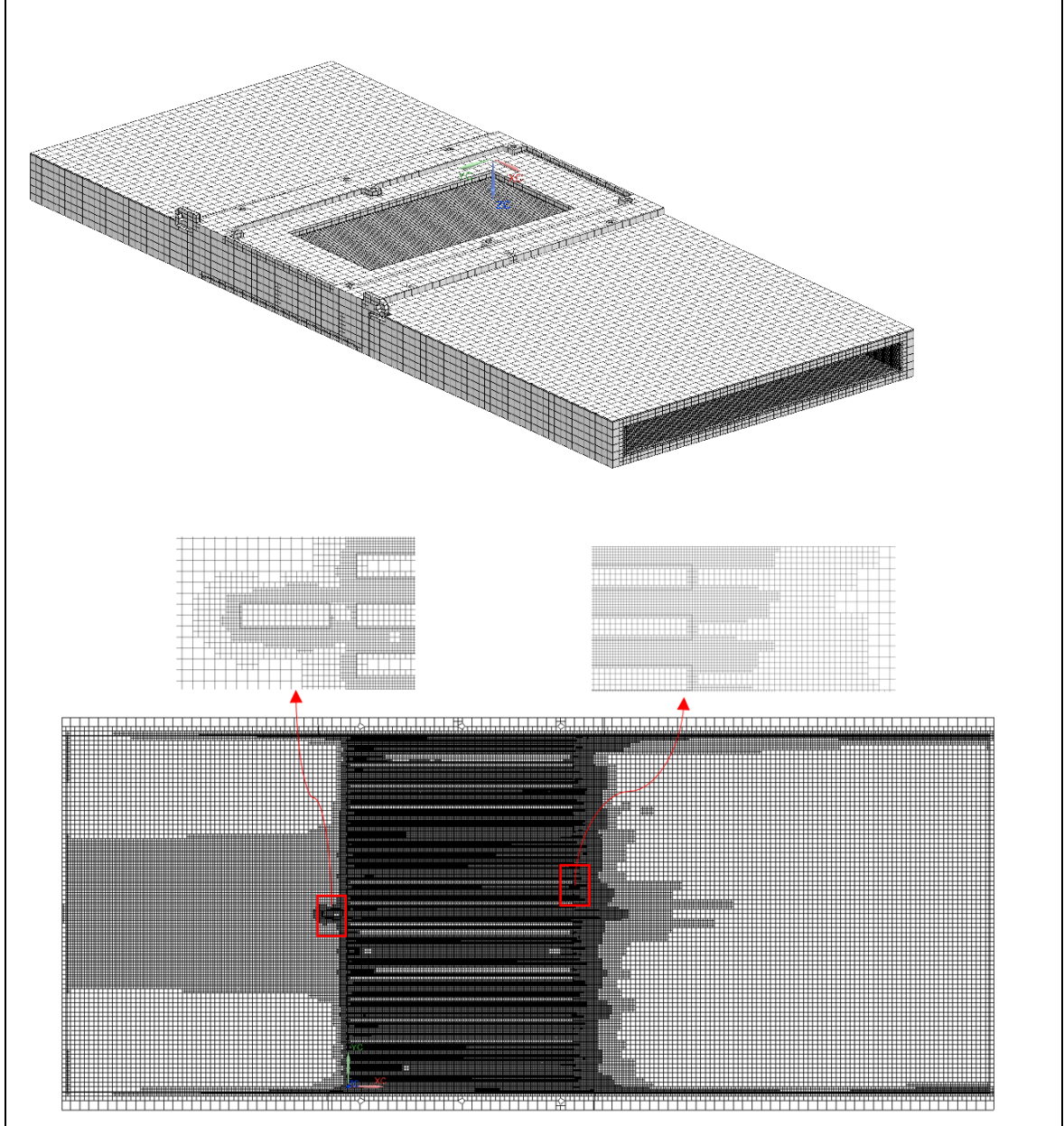


Resim 4.2. Hücre tipleri

#### 4.2.3. Hücre sayısından bağımsızlaştırma çalışması

Sayısal analiz çalışmalarında çözümün doğruluğu araştırmak için yapılan çalışmaların başında, çözümün hücre sayısından bağımsız olması ve çözüm sırasında kontrol edilen parametrelerin yakınsaması gelmektedir. Elde edilebilecek en uygun hücre sayısı ile hız, sıcaklık ve basınç değişiminin yoğun olduğu bölgelerde daha sık hücre yapısı oluşturulmalıdır. Bundan dolayı modül içerisinde kanatçık bulunduran yüzeylerde daha sık hücre yapısı kullanılırken diğer bölgelerde daha seyrek hücre yapısı tercih edilmiştir. Bu

kapsamda çözümün hücre sayısından bağımsız olduğu gösterebilmek adına 6 farklı hücre yapısı ile çözümler tekrarlanmıştır. Son durumda modülün genel hesaplama alanı içerisinde kalan ve X-Y düzleminde alınmış kesit görüntüsü üzerinde elde edilen hücre yapısı dağılımı Resim 4.3 üzerinde gösterilmiştir. Güncellenen hücre yapısından sonra takip edilen parametrelerde değişim oranı  $10^{-3}$  değerinden az olduğu durumda çözüm tamamlanmaktadır.



Resim 4.3. Hücre yapısı

Çizelge 4.1 içerisinde belirlenen 6 farklı hücre yapısında modülün yüzey sıcaklığında meydana gelen değişimler verilmiştir. Tamamlanan bütün analizler sonucunda 4. hücre

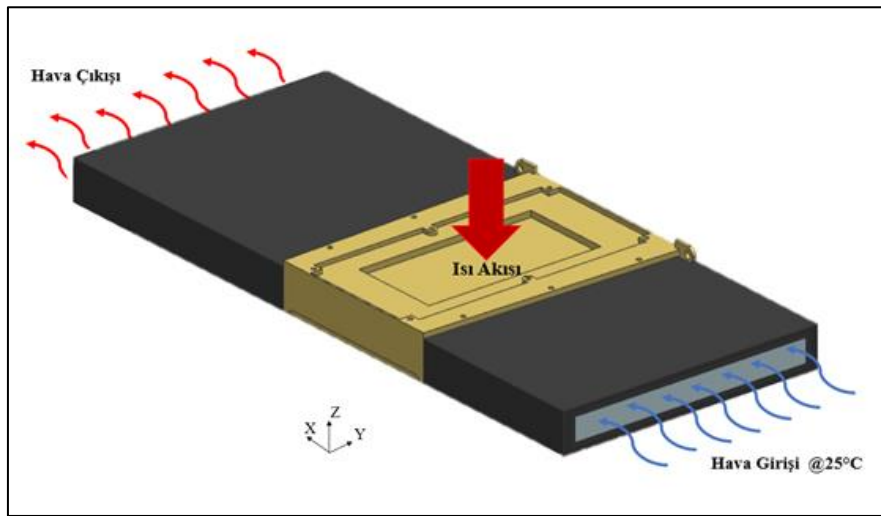
dağılım yapısından sonra sonuçların yaklaşık olarak aynı kaldığı gözlemlenmiştir. Bu durumda toplamda 5.805.882 adet hücrenin kullanıldığı durum ile sonuçların hücre sayısından bağımsız olduğu kabul edilmiştir. Bu hücrelerin 3.983.656 adedi akışkan alanda, 1.822.226 adedi katı alanda kullanılırken 887.812 adedi ise katı-sıvı etkileşiminde kalan alanda kullanılmaktadır.

Çizelge 4.1. Hücre sayısından bağımsızlaştırma

Mesh sayısı	Modül Yüzey Sıcaklığı °C	Bağıl Hata %
195.057	51,39	-
233.753	54,72	6,47
1.177.970	60,48	9,98
5.805.882	61,33	1,41
14.096.871	61,51	0,29
14.479.194	61,35	0,26

#### 4.2.4. Sınır koşulları

Sayısal analiz çalışmalarında kullanılan sınır koşullarını gösteren model Resim 4.4 üzerinde gösterilmiştir. Modülün hava giriş ve çıkış tarafına, hava düzenleyici görevinde olacak şekilde ek parçalar eklenmiştir. Modülün içerisine plaka tipi kanatçık yerleştirilerek analizler yapılmıştır.



Resim 4.4. Üç boyutlu sayısal analiz model geometrisi

Sayısal analiz çalışmaların uygulanan genel sınır koşullarını veren değerler Çizelge 4.2 içerisinde verilmiştir.

Çizelge 4.2. Sınır şartları

Modül Adım Aralıkları	Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	Reynolds Sayısı	Çıkış Koşulları (Pa)	Isı Akısı (W)
1 inç	25	$1979 \leq Re \leq 4947$	Atmosfer Basıncı	100
1.2 inç	25	$3077 \leq Re \leq 7693$	Atmosfer Basıncı	100
1.5 inç	25	$4611 \leq Re \leq 11527$	Atmosfer Basıncı	100

Analizler kullanılan malzemelere ait termal özellikler Çizelge 4.3 üzerinde verilmiştir.

Çizelge 4.3. Malzemelerin termo-fiziksel özellikleri

	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Termal iletkenlik (W/m.K)	Kinematik viskozite (m <sup>2</sup> /s)	Özgül ısı (J/kg.K)	Pr
Hava @25°C	1,184	0,002551	$1,562 \times 10^{-5}$	1007	0,7255
Al 6061 T6	2700	167	-	896	-
PVC levha	600	3	-	1000	-

Yapılan sayısal analizler sırasında bütün dış yüzeyler adyabatik olarak kabul edilmiştir.

### 4.3. Çözücü

Sayısal çalışmalar zorlanmış iç akışta, üç boyutlu olarak zamandan bağımsız, birleşik (konveksiyon ve difüzyon) ısı transferi yaklaşımıyla sıkıştırılamaz akış için çözülmüştür. Genel olarak bilinen üç farklı sayısal çözüm metodolojisi vardır. Bunlar sonlu farklar, sonlu elemanlar ve spektral yöntemidir [36]. Bu çözücüler, karmaşık ısı transferi problemlerini çözmek ve akışkanların davranışını modellemek için kullanılır. Bu çalışmada kullanılan FloEFD, belirli sınır koşulları altında akışı modellendiren ve süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini içeren Navier-Stokes denklemlerini, özel olarak geliştirilen sonlu hacimler yöntemi formülasyonları ile çözmektedir.

FloEFD programı içerisinde kullanılan genel sayısal algoritma aşağıdaki adımlardan oluşmaktadır.

- ✚ Çözüm alanı içinde oluşturulan tüm sonlu kontrol hacimleri üzerinde akışkan akışını yöneten diferansiyel denklemlerin entegrasyonu,
- ✚ Elde edilen integral denklemlerin bir cebirsel denklemler sistemine dönüştürülmesi için ayrıklaştırma işlemlerinin gerçekleştirilmesi,
- ✚ Cebirsel denklemlerin tekrarlanan bir iteratif yöntemle çözümü

Sonlu bir kontrol hacmi içinde herhangi bir akış değişkeninin  $\phi$  genel korunumu, onu artırmaya veya azaltmaya yönelik çeşitli süreçler arasındaki bir denge olarak ifade edilebilir. Burada kullanılan CFD kodları, temel taşıma olaylarının, konveksiyon (sıvı akışına bağlı taşıma) ve difüzyon (noktadan noktaya  $\phi$  değişimlerine bağlı taşıma) yanı sıra kaynak terimlerinin ( $\phi$ 'nin oluşturulması veya yok edilmesiyle ilişkili) ve zamana göre değişim oranının işlenmesi için uygun ayrıklaştırma teknikleri içerir.

Bu çalışmada akışkan hareketi önemli faktör olduğu için konveksiyon ve difüzyonu beraber dikkate alınmıştır. Konveksiyon-difüzyon denklemi, genel bir  $\phi$  özelliği için hareket denkleminin çıkartılabilir. Genel hareket denkleminin  $\phi$  özelliğine bağlı diferansiyel formu Eş. 4.1'de verilmiştir.

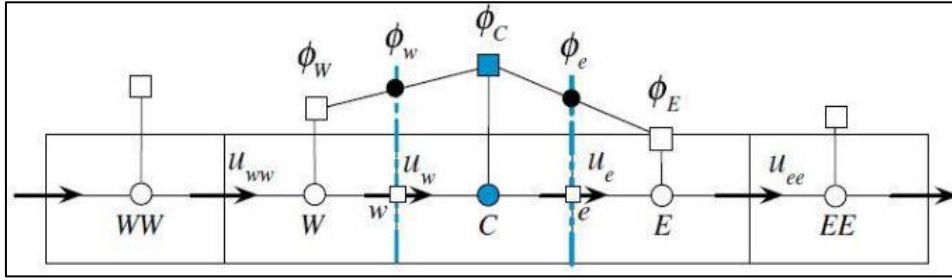
$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi u) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (4.1)$$

Eşitlik 4.1 ifadesi sözel bir şekilde ifade edilirse;

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Zamana göre} \\ \text{kontrol hacmindeki} \\ \phi \text{ değişim oranı} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Kontrol} \\ \text{hacmindeki} \\ \phi \text{ konvektif artışı} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Kontrol} \\ \text{hacmindeki} \\ \phi \text{ difüzyon artışı} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{Kontrol} \\ \text{hacmindeki} \\ \phi \text{ üretim artışı} \end{array} \right]$$

Sonlu hacim denklemlerini çözmek için, hesaplama alanı çok sayıda hücre adı verilen hesaplama alanlarına bölünmesi gerekmektedir. FloEFD, problemin çözümündeki tüm değişkenleri bu hücrelerin merkezinde saklar. Analiz sonuçları ise, verilen sınır koşulları altında her bir hücre için uygulanan korunum denklemlerinin ayrıklaştırma işlemlerinden sonra elde edilen cebirsel denklemlerin iteratif şekilde çözülmesi ile elde edilmektedir.

Uzaysal türevler implicit sonlu fark operatörleri ile ikinci dereceden doğrulukta elde edilirken, zamansal türevler implicit birinci derece doğrulukta Euler tekniği ile elde edilmektedir. Konvektif terimlerin ayrıklaştırılması için upwind yaklaşımı kullanılmıştır. Difüzyon terimlerinin ayrıklaştırılması için ise merkezi farklar yöntemi kullanılmaktadır.  $\phi$  ifadesinin e yüzündeki değeri, Resim 4.5 görüldüğü gibi C ve E düğümleri arasında bir interpolasyon ile tahmin edilir.



Resim 4.5. Merkezi farklar yöntemi [37]

Süreklilik ve konveksiyon/difüzyon denklemleri için zamanla iç içe geçmiş bir yaklaşım olan ve operatör ayrıklaştırma tekniğini içeren bir metodoloji kullanılmaktadır. Bu yöntem, basınç-hız bağlantısının çözümünü, SIMPLE benzeri bir yaklaşımı izleyerek gerçekleştirmekte olup, cebrik işlemler aracılığıyla eliptik tip ayrık basınç denkleminde ulaşmaktadır. Çözüm sonucunda elde edilen sonuçların yakınsama durumunu kontrol edebilmek ve çözüm sırasında takip edebilmek için model üzerinde hidrolik ya da termal parametreler belirlenmektedir. Analiz sırasında her bir parametrenin çözümü sırasındaki son iterasyonları arasındaki dağılım, yakınsama kriterlerinin altında olduğunda hedef yakınsanmış olarak kabul edilmiştir. Burada momentum, süreklilik ve hız denklemleri için yakınsama kriteri  $10^{-3}$  olarak alınmıştır.

#### 4.3.1. Sınır tabaka yaklaşımı

Laminer ya da türbülans sınır tabaka modeli, duvara yakın bölgelerdeki akışları tanımlamak için kullanılır. FloEFD, sınır tabakası hesaplamalarında Modifiye Duvar Fonksiyonları (Modified Wall Functions) yaklaşımına modelini kullanmaktadır. Bu model akışın duvarlara yakın bölgelerinde nasıl davrandığını, özellikle sınır tabakasının içinde nasıl bir akış profili oluşturduğunu tanımlamak için kullanılır. Duvarlara yakın bölgelerde laminer ve türbülanslı akışları karakterize etmek, laminerden türbülansa ve tam tersine geçişleri tanımlamak için kullanılır.

Duvardan uzaklaşırken hızın dağılımını tanımlamak için geleneksel olarak logaritmik bir profil kullanılmaktadır. Ancak, bu yaklaşım her zaman duvar diplerinde doğru sonuçlar vermez. Sınır tabakası hesaplarında kullanılan modifiye duvar fonksiyonu modeli logaritmik profil yerine Van Driest'in profilini kullanmaktadır.

Van Driest'in profili, sınır tabakasının başlangıcında (duvara yakın) daha pürüzsüz ve duvardan uzaklaştıkça türbülansın etkisiyle daha hızlı bir şekilde değişen bir hız dağılımını tanımlamaktadır. Bu durum türbülans etkisinin, özellikle sınır tabakasının erken bölümlerinde, hız profiline daha doğru bir şekilde yansıtılmasına yardımcı olmaktadır [38].

### 4.3.2. Temel denklemler ve formülasyonlar

Kartezyen koordinatlarda kararlı halde sıkıştırılamaz akışlar için süreklilik, momentum ve enerjinin korunum denklemleri aşağıda Eş. 4.2, Eş. 4.3, Eş. 4.4, Eş. 4.5 ve Eş. 4.6 ile verilmiştir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

Burada u, v ve w sırasıyla x, y ve z yönündeki akışkan hızlarını göstermektedir.

Momentum denklemi:

x yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \nu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (4.3)$$

y yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial y} + \nu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (4.4)$$

z yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial z} + \nu \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (4.5)$$

Burada  $\nu$   $\rho$  sırasıyla akışkana ait kinematik viskozite ve yoğunluk ifadesini gösterirken ve  $p$  ise basıncı temsil etmektedir.

Enerji:

$$c_p \rho \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

Burada  $c_p$  akışkana ait özgül ısıyı ve  $k_a$  yine akışkana ait ısı iletkenlik katsayısını göstermektedir.

Navier-Stokes denklemleri, bir akışkanın hareketini tanımlayan temel diferansiyel denklemlerdir. Ancak, türbülanslı akış durumlarında, akışkan özelliklerinin yerel olarak büyük dalgalanmalar gösterdiği birçok durumda, bu denklemler genellikle karmaşıktır ve doğrudan çözümlenmeleri zordur. FLoEFD, türbülanslı akışı modellemek için Favre-Averaged Navier-Stokes (FANS) denklemlerini kullanır. Bu denklemler, Navier-Stokes denklemlerinin türbülanslı akış durumlarına uyum sağlamak için zaman ve uzaysal ortalamalarının alındığı bir varyasyonudur. Kullanılan kanatçıklar türbülansa neden olduğundan sayısal hesaplamalarda seçilen kanatçıklı geometriler için standart  $k$ - $\epsilon$  türbülans modeli uygulanmıştır. Yuan ve ark. [39] kanatçıklarla ilgili ısı transferi incelemesi ile ilgili çalışmalarında  $k$ - $\epsilon$  türbülans modelinin deneysel sonuçlarla uyuşmasından bahsetmektedir. Geleneksel  $k$ - $\epsilon$  modelinde, türbülans kinetik enerjisi ( $k$ ), türbülans dağılım oranı ( $\epsilon$ ) ve viskoz kaybolma terimi  $\Phi$  kullanılmaktadır.

Daimî akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi Eş. 4.7 ile verilmiştir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wk)}{\partial z} \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \mu_t \Phi - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (4.7)$$

Türbülans viskozitesi değeri Eş. 4.8 ile hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.8)$$

Türbülans kinetik enerji Eş. 4.9 ile hesaplanmaktadır.

$$k = \frac{1}{2} \mu (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{z'^2}) \quad (4.9)$$

Viskoz kaybolma terimi Eş. 4.10 ile hesaplanmaktadır.

$$\Phi = 2\mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (4.10)$$

Türbülans kinetik enerji dağılım denklemi Eş. 4.11 ile hesaplanmaktadır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \Phi - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Burada  $C_\mu$ ,  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  katsayıları sabit olup  $C_\mu=0,09$ ,  $C_{1\varepsilon}=1,44$ ,  $C_{2\varepsilon}=1,92$ ,  $\sigma_k=1$  ve  $\sigma_\varepsilon=1,3$  olarak alınmıştır.

Termal direnç modülün ısı atabilme kapasitesini gösteren önemli bir parametredir. Termal direnç Eş. 4.12 ile hesaplanmıştır.

$$R_{th} = \frac{T_{yüzey} - T_{giriş}}{Q} \quad (^\circ C/W) \quad (4.12)$$

Burada  $T_{yüzey}$  modül üzerindeki maksimum sıcaklık değeridir.  $T_{giriş}$  ise modül içirisine giren havanın sıcaklık değeridir.  $Q$  ise ısı akısını temsil etmektedir.

$\bar{h}$  ortalama ısı transfer katsayısı Eş. 4.13 ile hesaplanmıştır.

$$\bar{h} = \frac{Q}{A_{\text{toplam}}(T_{\text{yüzey}} - T_{\text{ort}})} \quad \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \quad (4.13)$$

Burada  $A_{\text{toplam}}$  hava ile temas eden kanatçıkların toplam yüzey alanını göstermektedir.  $T_{\text{ort}}$  değeri veren ifade Eş. 4.14 ile hesaplanmıştır.

$$T_{\text{ort}} = \frac{T_{\text{çıkış}} + T_{\text{giriş}}}{2} \quad (^\circ\text{C}) \quad (4.14)$$

$T_{\text{ort}}$ ,  $T_{\text{çıkış}}$  sırasıyla kanal içerisindeki havanın ortalama sıcaklığı ve havanın ortalama çıkış sıcaklığını temsil etmektedir. Kanal içerisinde havaya aktarılan ısı miktarı Eş. 4.15 ile hesaplanmıştır.

$$Q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}) \quad (W) \quad (4.15)$$

$\dot{m}_h$  havanın giriş debisi ve  $c_{p,h}$  ise havanın özgül ısı değeridir.

Basınç farkı, uygun fan seçilebilmesi için gerekli olan önemli bir parametredir. Kanatçıklar nedeniyle modül üzerinde oluşan basınç farkı giriş ile çıkış arasındaki basınç farkı ile hesaplanmaktadır. (Eş. 4.16)

$$\Delta P = P_{\text{giriş}} - P_{\text{çıkış}} \quad (\text{Pa}) \quad (4.16)$$

#### 4.4. İşlem Sonrası

Bu aşamada ise tamamlanan sayısal analizler sonucunda elde edilen sonuçların detaylı ve anlaşılır bir şekilde açıklanması gerekmektedir. Bu kapsamda kullanılan bazı teknikler aşağı verilmiştir.

- ✚ Elde edilen sıcaklık, hız, basınç konturlerinin gösterilmesi,
- ✚ Hız vektörlerinin gösterilmesi,
- ✚ İki boyutlu kesit görüntülerin verilmesi,
- ✚ Üç boyutlu sonuç görüntülerinin verilmesi,
- ✚ Çeşitli parametreler altında X-Y grafiklerinin verilmesidir.

## 5. DENEYSEL ANALİZ

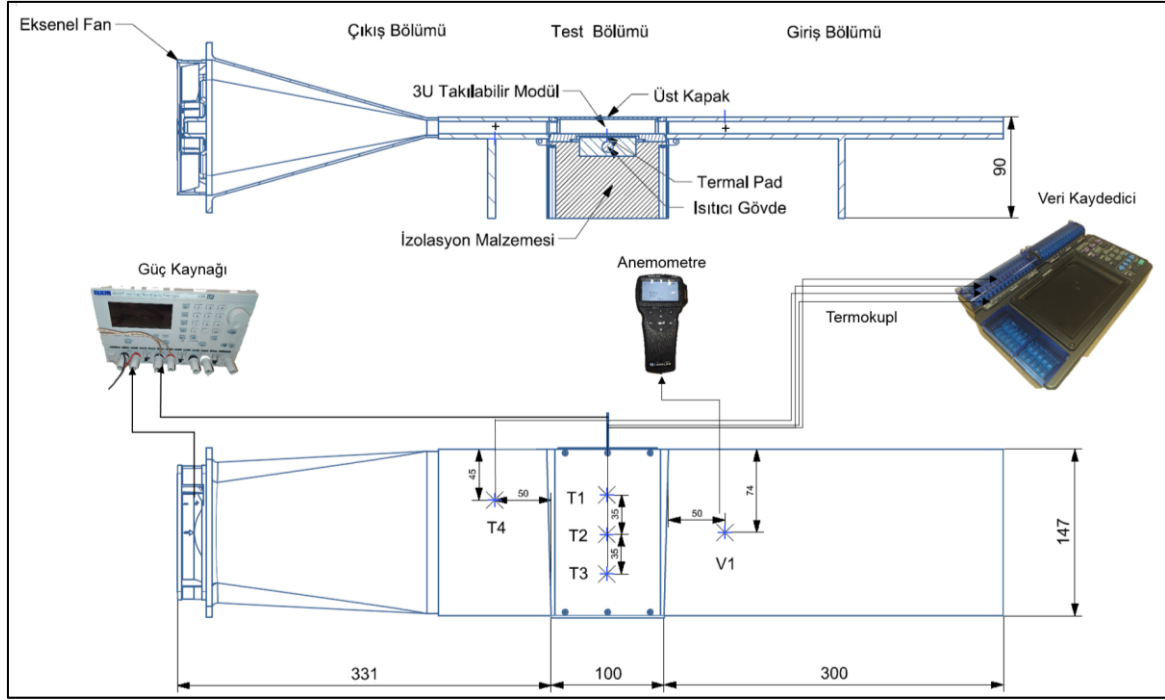
Gerçekleştirilen sayısal analiz çalışmalarında elde edilen verilerin tutarlılığını değerlendirmek amacıyla bir test düzeneği kurulmuştur. Dikdörtgen kesitli test düzeneğinin bir tarafı atmosfere açık iken diğer tarafı aksenal bir fanın emiş tarafına bağlıdır. Deneysel çalışmaların yapılabilmesi için 1.2 inç adım aralığında,  $t=2$  mm kalınlığında ve  $n=33$  adet paralel plaka tipi kanatçık bulunduran 3U takılabilir modülün mekanik imalatı gerçekleştirilmiştir. İmalatı gerçekleştirilen 3U modülün görseli Resim 5.1’de verilmiştir. Modül AL 6061 T6 malzemedен, CNC freze yöntemi kullanılarak imal edilmiştir. Deney sırasında ortam sıcaklığı 25 °C’dir. Deneysel ölçümün doğruluğunu ve güvenilirliğini değerlendirmek için ise deneysel bir belirsizlik analizi yapılmıştır.



Resim 5.1. Üretilmiş 3U modül geometrisi

### 5.1. Deney Düzeneğinin Kurulumu

Deney düzeneği 300 mm uzunluğundaki giriş bölümü, yaklaşık 100mm uzunluğundaki test bölümü ve 331mm uzunluğundaki çıkış bölümü olmak üzere üç bölümden oluşan dikdörtgen kesitli bir test kanalından oluşmaktadır. Deney düzeneğinin şematik gösterimi Resim 5.2 üzerinde gösterilmiştir.



Resim 5.2. Deneysel test kurulumunun şematik gösterimi

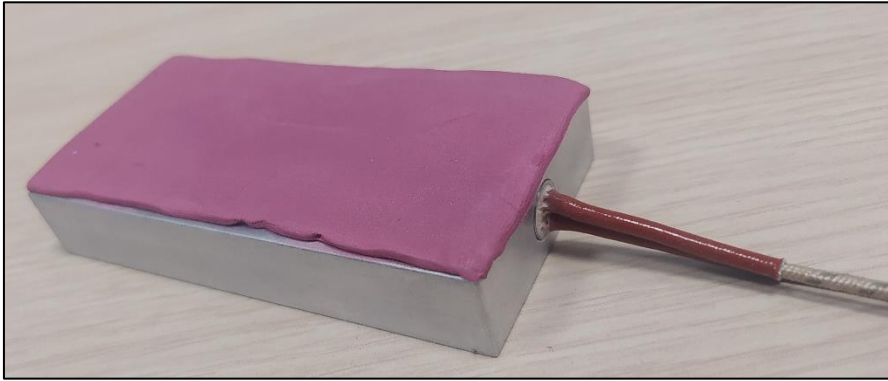
Test bölümü; 3U takılabilir bir modül, ısıtma elemanı ve ısı yalıtımı için yerleştirilmiş bir yalıtım elemanından oluşmaktadır. Giriş bölümü ve çıkış bölümü ise ortam havasını modül içerisine yönlendirmek ve eksenel fanın sabitlenebilmesi için yerleştirilmiş ısı iletkenliği 3 W/m.K olan PVC levhalardan oluşmaktadır.

Modül üzerine sabit ısı akışı sağlamak için fişek tipi bir ısıtıcı kullanılmıştır. Kullanılan fişek tipi ısıtıcının genel görseli Resim 5.3 üzerinde verilmiştir.



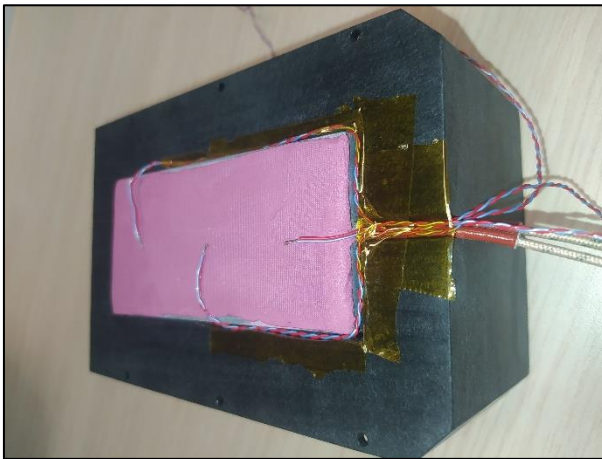
Resim 5.3. Kullanılan ısı fişekleri

Modül yüzeyinde eşit bir ısı dağılımı elde edebilmek için bu fişek tipi ısıtıcı 100 mm x 100 mm x 10 mm ölçülerinde alüminyum bir blok içerisine yerleştirilmiştir. Soğutucunun modül ile olan temas yüzeylerindeki ısı direnci en aza indirmek için termal iletkenliği 8 W/m.K olan SARCON PG80B serisi termal pad uygulaması yapılmıştır. Gövde içerisine yerleştirilmiş ve üzerinde termal pad bulunan fişek tipi ısıtıcının görseli Resim 5.4'de verilmiştir.



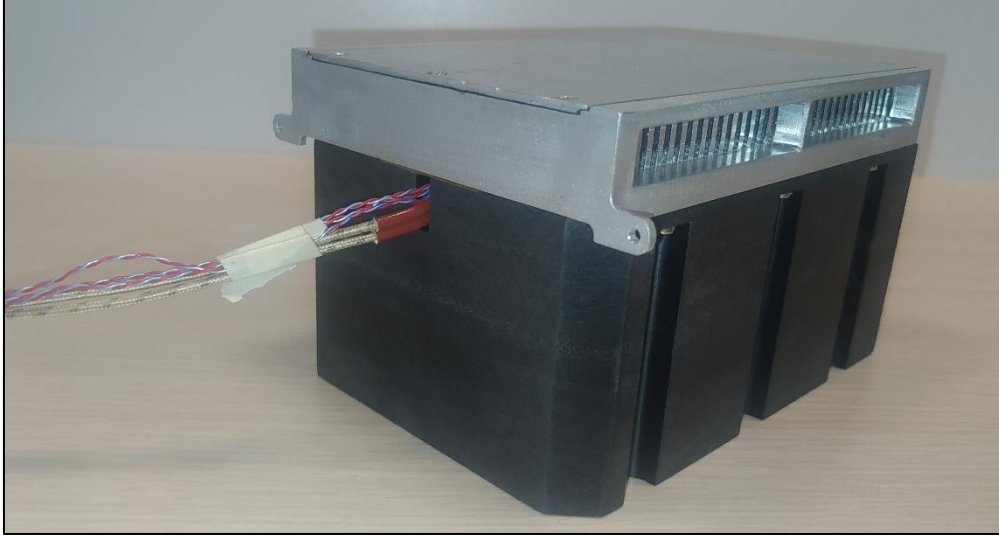
Resim 5.4. Fişek tipi ısıtıcı

Isıtıcı gövdeden dış ortama olabilecek ısı kaybını engellemek amacıyla termal iletkenlik değeri 0.21 W/m.K olan ve delrin bir malzemeden üretilmiş parça içerisine Resim 5.5 gösterildiği gibi yerleştirilmiştir. Böylelikle ısının sadece kanatçıklar yönünde hareket etmesi sağlanmıştır.



Resim 5.5. Yalıtılmış ısıtıcı gövde

Yalıtılmış ısıtıcı eleman ile 3U modül geometrisinin montajlanmış hali Resim 5.6 üzerinde verilmiştir.



Resim 5.6. Isıtıcı ile modülün montajlanmış hali

Test bölümünden sonra, hava emiş tarafında Resim 5.7 ile gösterilen ve 119 mm x 119 mm x 25 mm ölçülerinde EBMPast 4414 FNH marka bir DC emiş fanı yerleştirilmiştir.



Resim 5.7. Eksenel fan

Kanal içerisindeki hava giriş sıcaklığını ve hava giriş hızını ölçmek için giriş bölümünden itibaren 250 mm mesafeye ve kanalın tam orta noktasında Resim 5.8 ile gösterilen TSI TA430 model bir sıcak tel anemometresi yerleştirilmiştir.



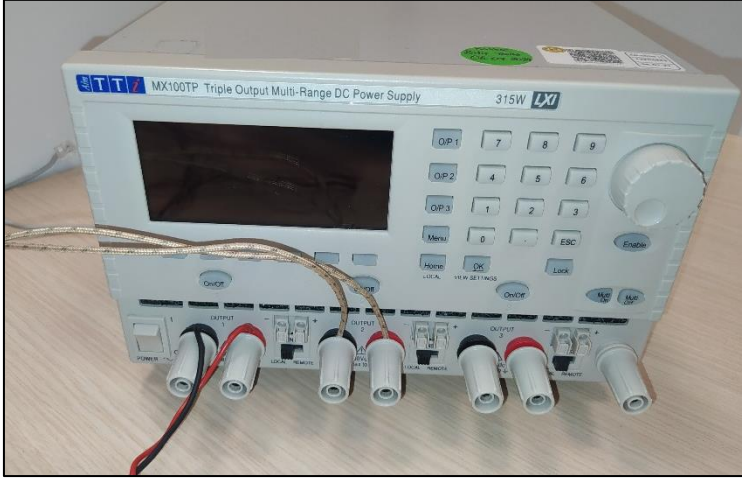
Resim 5.8. Sıcak tel anemometresi

Deney sırasında sıcaklık verileri takip etmek ve kayıt altına almak için Resim 5.9 gösterilen MEMORY HiLOGGER LR8402-20 marka veri kaydedici kullanılmıştır.



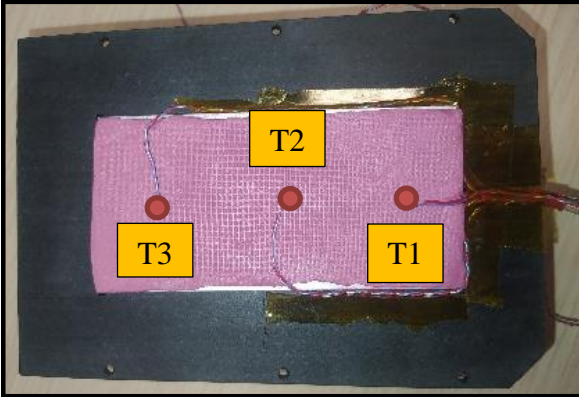
Resim 5.9. Veri kaydedici

Fanın ve ısıtıcının güç ihtiyacı karşılamak için Resim 5.10 ile gösterilen üç kanallı AIM-TTI MX100P model bir güç kaynağı kullanılmıştır.



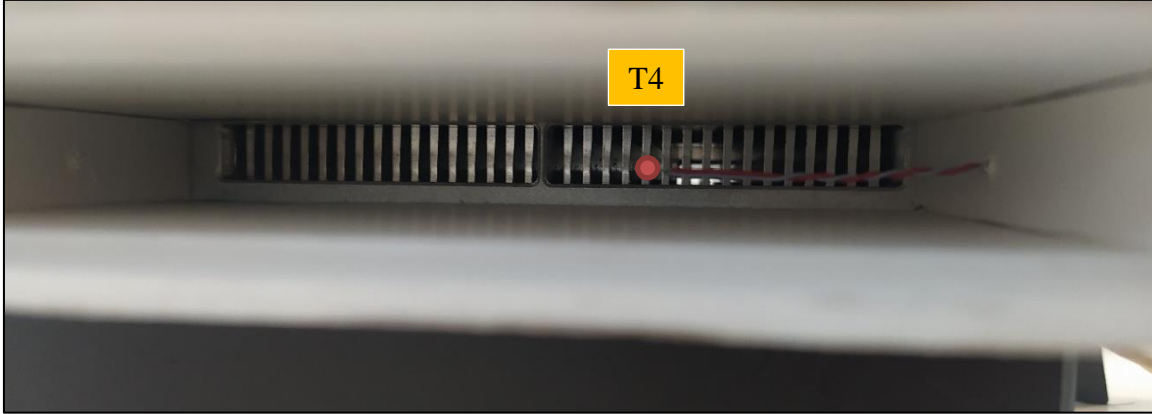
Resim 5.10. Güç kaynağı

Modül üzerinde ısı verilen yüzeyin sabit durum sıcaklıklarını ölçmek için termal pad üzerine üç adet T-tipi termokupl yerleştirilmiştir. Termokuplların konumları Resim 5.11 üzerinde verilmiştir.



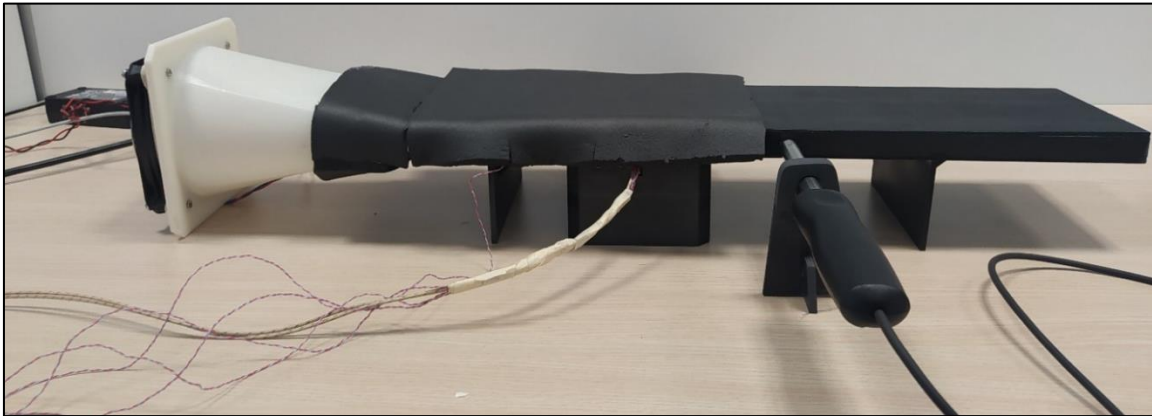
Resim 5.11. Termokupl konumları

Havanın kanatçıklar üzerinden geçtikten sonra çıkış sıcaklığını ölçmek için test bölümünden sonra 50 mm mesafede yine bir adet T tipi termokupl yerleştirilmiştir. Çıkış bölümüne yerleştirilen T4 termokupl konumu Resim 5.12 üzerinde gösterilmiştir.  $\pm 0.5$  °C doğrulukta termokupllar deneylerde kullanılmadan önce kalibre edilmiştir.



Resim 5.12. T4 termokupl konumu

Takılabilir modülüm bütün yüzeyi termal olarak yalıtım için ısı yalıtım süngeri ile kaplanmıştır. Deney düzeneğinin testler başlamadan önceki son hali Resim 5.13'de gösterilmektedir.



Resim 5.13. Deneysel test kurulumu

## 5.2. Deneysel Ölçümler ve Veri Analizi

Deney sırasında gerekli bütün izolasyon işlemleri tamamlandıktan sonra ilk olarak fan çalıştırılarak devreye alınmıştır. Fanın emiş gücü, kanal içerisinde V1 noktasında istenilen hız değeri elde edilebilmek Eş. 5.1 ile verilen denklem ile giriş voltajı değiştirilerek kontrol edilir.

$$P= V.I (W)$$

(5.1)

Bu sırada havanın giriş hızı ve sıcaklığı anemometre ile takip edilmiştir. İstenilen hız değeri elde edildikten sonra anemometre yerinden çıkartılmıştır. Daha sonra fişek tipi ısıtıcıya güç verilmiştir. Fişek tipi ısıtıcı tarafından sağlanan 100W elektriksel ısı girişi, ısıtıcının giriş voltajı ve akım değeri değiştirilerek Eş. 5.2 ile elde edilmiştir.

$$Q_{\text{elektriksel}} = I \cdot V \quad (5.2)$$

Isıtıcının üzerine yerleştirilen T1, T2, T3 numaralı termokupullar ile modül yüzey sıcaklıkları takip edilirken T4 numaralı termokupul ile havanın çıkış sıcaklığı takip edilmiştir. Termokupul noktalarından alınan sıcaklık verileri, sıcaklıktaki değişim 2 dakikalık bir süre içinde  $\pm 0,1$  °C'den küçük olana kadar ölçüm alınmaya devam edilmiştir. Sıcaklık verilerinde kararlı bir durum elde edilene kadar, yaklaşık olarak 30 dakika boyunca bir bekleme süresi uygulanmıştır. Aynı işlemler sırasıyla 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s ve 5 m/s hava giriş hızlarında tekrarlanarak elde edilen sonuçlar not edilmiştir.

Kararlı durumda modül üzerinde meydana gelen ısı transferi Eş. 5.3 kullanılarak hesaplanır.

$$Q_{\text{elektriksel}} = Q_{\text{radyasyon}} + Q_{\text{iletim}} + \dot{m}_h c_{p,h} (T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}) \quad (5.3)$$

Enerji dengesine göre sisteme Eş. 5.2 ile ısıtıcı tarafından sağlanan ısı yükü ile Eş. 4.15 ile hava tarafından alınan ısı yükü arasındaki fark sistemden olan ısı kaybıdır. Eş. 5.4 kullanılarak deney düzeneğinde meydana gelen kayıp ısı miktarı hesaplanmıştır ve hesaplamalara göre soğutucunun çevreye olan ısı kaybı, giriş hızına bağlı olarak yaklaşık %3 ile %7 arasında değişmektedir. Bu nedenle bu çalışmada radyasyon ile dış ortama giden ısı miktarı  $Q_{\text{radyasyon}}$  ve izolasyon malzemeleri üzerinden iletim yoluyla dış ortama giden ısı miktarı  $Q_{\text{iletim}}$  ihmal edilmiştir.

$$Q_{\text{kayıp}} = \frac{Q_{\text{elektriksel}} - Q}{Q} \quad (5.4)$$

Nusselt sayısı, bir akışkanın ısı transferindeki performansını temsil eden boyutsuz bir sayıdır. Nusselt sayısı ısı transfer durumunun daha fazla taşınım mı yoksa iletim mi olduğunu belirlemek için kullanılabilir. Ortalama Nusselt sayısı Eş. 5.5 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}D_h}{k_a} \quad (5.5)$$

Burada  $D_h$  kanalın hidrolik çapıdır.  $k_a$  ise havanın termal iletkenlik katsayısını temsil etmektedir. Kanalın hidrolik çapı Eş. 5.6 ile hesaplanmıştır.

$$D_h = \frac{4A_s}{P_{\text{toplam}}} \quad (5.6)$$

Reynolds sayısı, bir akışkanın akış rejimini, akışın düzenini ve türbülansın olup olmadığını anlamak için önemli bir parametredir. Bu sayı, akışkanın fiziksel özellikleri ve akış şartları ile ilgili bilgileri birleştirir ve akışın karakteristiğini belirlemede kritik bir rol oynar. Reynolds sayısı, akışın laminar (katmanlı), geçiş veya türbülanslı olup olmadığını belirleyerek mühendislik tasarımlarında, akışkanlar dinamiğinde ve çeşitli uygulamalarda akış özelliklerini anlama ve kontrol etme konusunda büyük öneme sahiptir.

Kanal içinde ortalama akış hızına ve kanalın hidrolik çapına dayalı Reynolds sayısı Eş. 5.7 ile hesaplanmıştır:

$$Re = \frac{V_{\text{giriş}} * D_h}{\vartheta_{\text{hava}}} \quad (5.7)$$



## 6. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

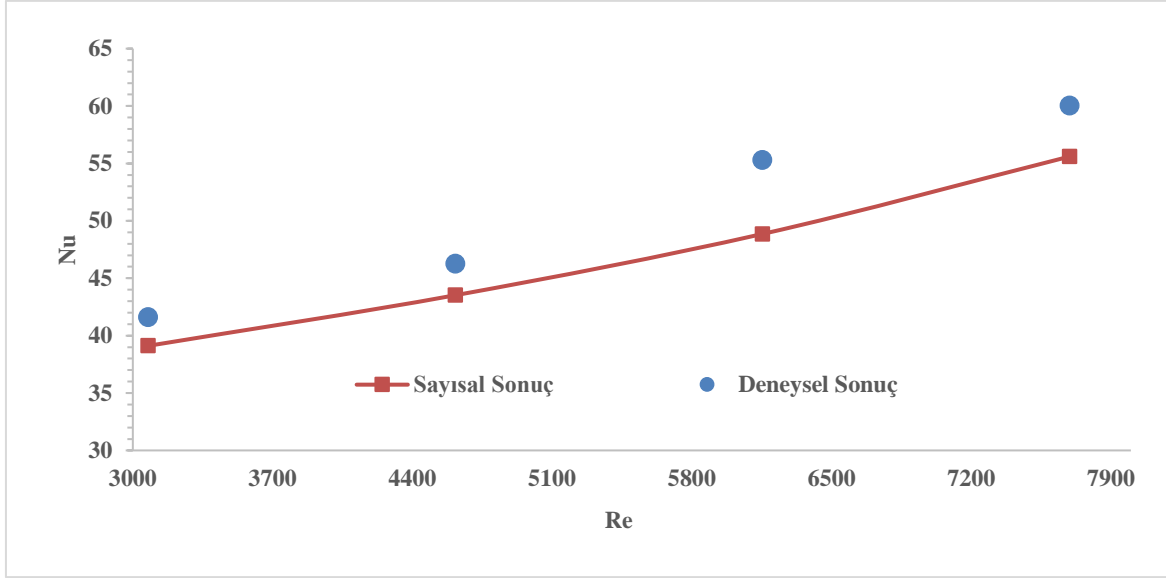
Bu bölümde, yapılan sayısal simülasyonlarla gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonuçları detaylı olarak incelenmiş ve elde edilen bulgular üzerinde değerlendirmeler yapılmıştır.

İlk olarak sayısal analizler sonucu elde edilen veriler ile deneysel çalışmalar ile elde edilen verilerin birbiri ile tutarlılığı incelenmiştir. Daha sonra takılabilir modülün termal ve hidrolik performansına farklı adım aralığında oluşacak farklı kanatçık yükseklik etkisi değerlendirilmiştir. Sonrasında modülün termal performansına kanatçık kalınlık etkisi ve farklı kanatçık sayısı etkisi incelenmiştir. Tamamlanan analizlerde  $2000 \leq Re \leq 11000$  aralıklarında hava kullanılmıştır. Verilen bu geometrik parametrelerin modülün sahip olduğu termal direnç, ortalama ısı transfer katsayısı, Nusselt sayısı ve basınç düşümü değerlerine bakılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.

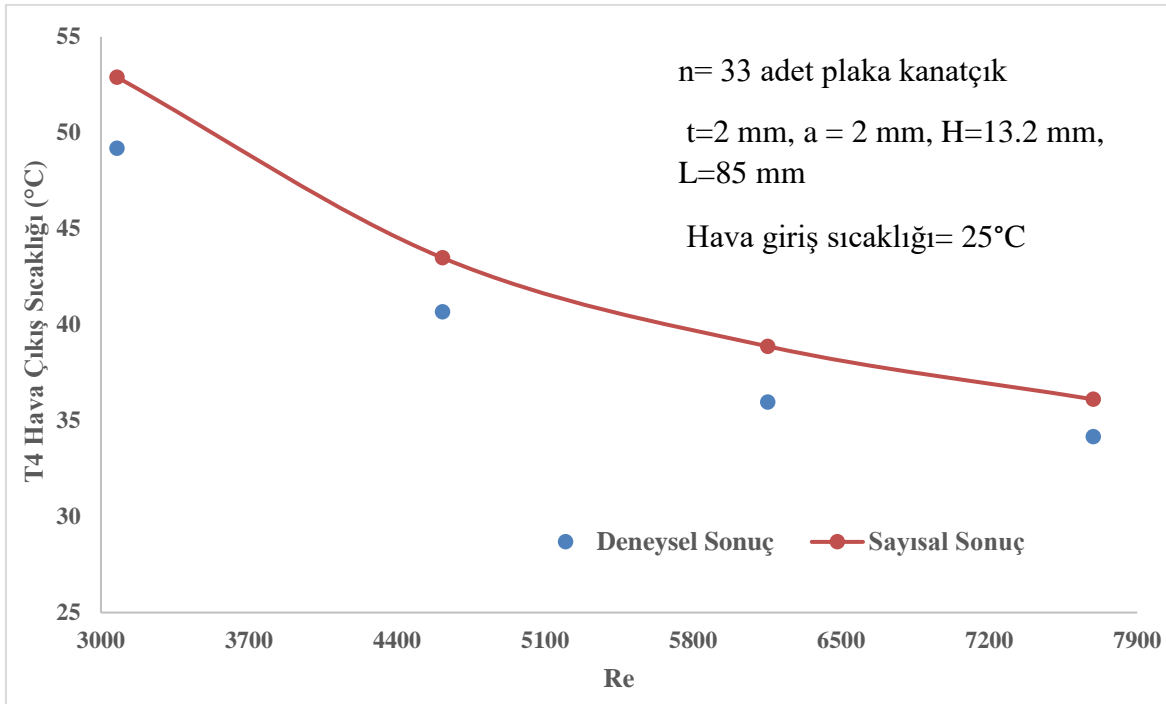
### 6.1. Deneysel Sonuçlar

Ağ yapısıyla ilgili düzenlemelerden sonra elde edilen analiz sonuçlarının deneysel veriler ile uyumu gerekmektedir. Analiz yapılan çözüm alanına uygun olacak şekilde hazırlanan deney düzeneği kullanılarak farklı Reynolds aralığında deneysel çalışmalar tamamlanmıştır. Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen veriler grafik haline getirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.

Şekil 6.1 üzerinde sayısal simülasyonlar ile deneysel çalışmalar sonucu elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan Nusselt sayısındaki değişimler verilmiştir. Elde edilen grafik incelendiğinde deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçlar arasındaki sapmalar %5,9 ile %10 arasında değiştiği görülmüştür.



Şekil 6.1. Farklı Re aralıklarında Nusselt sayısının karşılaştırılması



Şekil 6.2. Farklı Re aralıklarında T4 sıcaklığının karşılaştırılması

Şekil 6.2 içerisinde verilen grafikte ise havanın çıkış sıcaklığı için deneysel olarak ölçülen veriler ile sayısal analiz çalışmaları sonucu elde edilen veriler gösterilmiştir. Elde edilen grafik incelendiğinde deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçlar arasındaki sapmalar %5.7 ile %7.5 arasında değişmektedir. Bu kabul edilebilir sapmalar altında genel olarak deney sırasında ölçülen sıcaklık verileri, sayısal çalışmalar ile hesaplanan sıcaklık verilerinden düşük çıktığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni olarak düşük hızlarda sistemden olan ısı kaybı

miktarının, yüksek hızlarda gerçekleşen ısı kayıp miktarından daha fazla olduğu düşünülmektedir. Düşük hızlarda iki yöntem arasındaki sıcaklık farkı 3.7 °C iken akış hızı arttıkça bu fark azalarak 2 °C'lere kadar inmiştir. Böylece sayısal sonuçların deney sonuçlarını oldukça doğru bir şekilde temsil edebildiği görülmüştür.

## 6.2. Belirsizlik Analizi

Deneysel ölçümün doğruluğunu ve güvenilirliğini ayırt etmek için deneysel bir belirsizlik analizi yapılmıştır. Mevcut çalışmada, belirsizlik analizi Kline ve McClintock tarafından açıklanan yöntemle göre Eş. 6.1 kullanılarak yapılmıştır [40].

$$\delta R = \left[ \sum_{j=1}^M \left( \frac{\partial R}{\partial X_j} \delta X_j \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.1)$$

Burada j parametre sayacı, M bağımsız değişkenlerin sayısı,  $\delta R$  bağımlı değişkenlerle ilişkili belirsizlikleri ve  $\delta X_j$  ise bağımsız değişkenler ile ilişkili olan belirsizlikleri temsil etmektedir. Üreticiler tarafından belgelenen sensör ve güç kaynağı belirsizlikleri Çizelge 6.1'de listelenmiştir.

Çizelge 6.1. Sensör belirsizlikleri

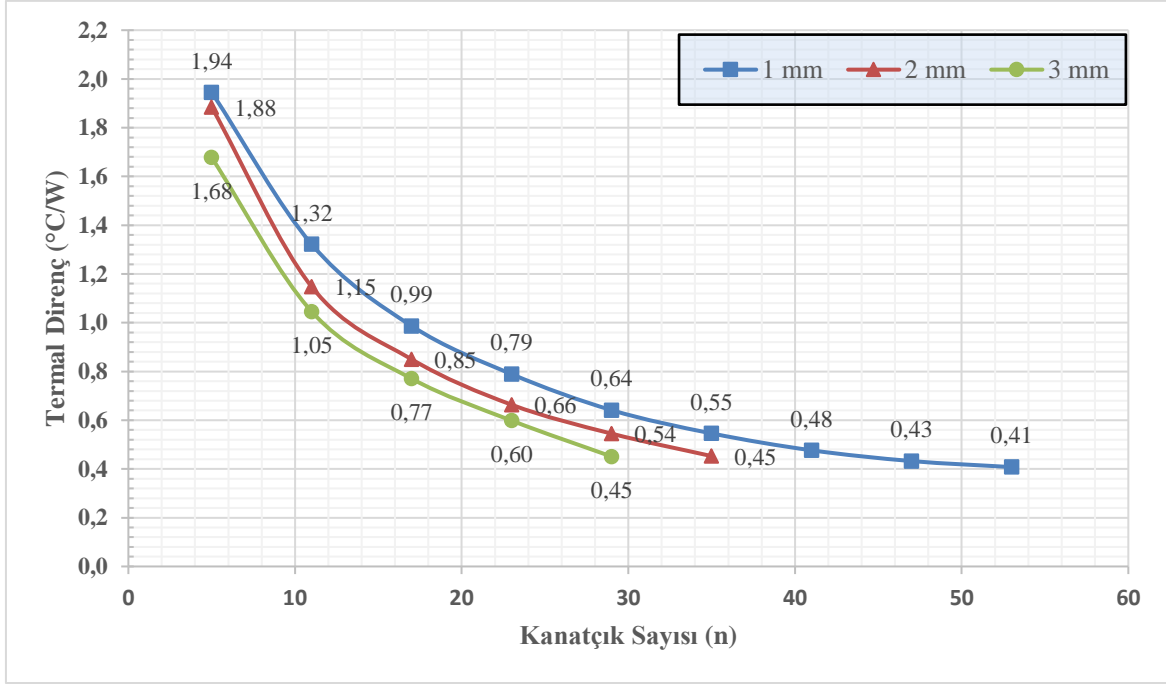
Parametre	Belirsizlik Durumu
T-tipi termokupl	$\pm 0.5$ °C
Anemometre hız	$\pm 3\%$ m/s
Anemometre sıcaklık	$\pm 0.3$ °C
Güç kaynağı akım ve voltaj	$\pm 0.5\%$ W

Eş. 6.1 kullanılarak hesaplanan ısı transfer katsayılarında olan deneysel belirsizlikler %2,06 ile % 2,62 arasında değişmektedir. Isı transfer katsayısının belirsizliklerine en büyük katkıda bulunanlar, hava giriş sıcaklığının belirsizlikleri, ortalama modül yüzey sıcaklıkları ve hava çıkış sıcaklığı ölçümleridir. Isı transfer katsayısındaki belirsizlikler giriş havasının akış hızının artması ile birlikte artmaktadır. Çünkü ısı transfer katsayısı Eş. 4.13 verildiği gibi  $(T_{\text{yüzey}} - T_{\text{ort}})$  sıcaklık farkının bir fonksiyonudur. Hava akış hızı arttıkça bu sıcaklık farkı azaldığında mutlak değerine göre belirsizliği artar. Verilen Nusselt sayısındaki belirsizlik oranı ise %2,88 olarak hesaplanmıştır.

### 6.3. Kanatçık Sayısı ve Kanatçık Kalınlık Etkisi

3U bir takılabilir modül üzerinde plaka tipi kanatçıkların sayısı ile beraber kalınlığının artırılmasının, modülün soğutma performansına ve akış dinamiklerine olan etkisini gözlemlemek için sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır. Modülüm termal direnç, ortalama ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü değerindeki değişimleri gösteren grafikler karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Analiz sürecinde farklı kanatçık kalınlıkları elde etmek amacıyla  $t=1$  mm,  $t=2$  mm ve  $t=3$  mm değerlerinde üç farklı kanatçık kalınlığı kullanılmıştır. Kanatçık kalınlık etkisini daha iyi gözlemlemek için, kanatçık yüksekliği sabit olarak kabul edilmiştir. Bu çalışmada, kanatçık yüksekliği 1.2 inç adım aralığı için  $H=13,2$  mm olarak belirlenmiştir.

Termal direnç, bir malzemenin ısıyı emme ve yayma yeteneğini ifade eden bir ölçüdür [41]. Bu sebeple, daha düşük termal direnç değeri, üstün bir ısı transfer etme yeteneğini ifade eder. Bu bağlamda, sabit kanatçık yüksekliği şartlarında, modülün termal direnç değerinde meydana gelen değişimleri araştırmak üzere farklı kanatçık sayıları ve kanatçık kalınlıkları dikkate alınmıştır. Şekil 6.3 üzerinde verilen grafik incelendiğinde, kanatçık sayısı ve kanatçık kalınlığındaki artışlar, termal direnç değerlerinde belirgin bir azalmayı beraberinde getirdiği görülmüştür. Bu azalma eğilimi, maksimum kanatçık sayısına ulaşıldığında sabitlenmiş görünmektedir. En düşük termal direnç,  $t=1$  mm kalınlıkta ve  $n=53$  adet kanatçık sayısına sahip bir modül üzerinde 0,41 olarak hesaplanmıştır.  $t=1$  mm kanatçık kalınlığına sahip kanatçıkların sayısı arttıkça, modülün termal direnç değerinde yaklaşık %78'lik bir iyileşme elde edilebilmektedir. Grafiğe göre,  $n=30$  adet kanatçık sayısına kadar ve  $t=3$  mm kanatçık kalınlığıyla, daima en düşük termal direnç elde edilmiştir. Bu durumun en önemli nedeni olarak, kanatçık kalınlığı arttıkça tabandan kanatçıklara olan ısı transfer hızının artması olarak söylenilebilir. Ayrıca,  $n=23$  adet kanatçık sayısında  $t=1$  mm kanatçık kalınlığı kullanılarak elde edilen termal direnç değeri,  $t=3$  mm kanatçık kalınlığı kullanılarak elde edilebilecek termal direnç değerinden 1,3 kat daha yüksektir. Bu durum, kanatçık sayısının ve kanatçık kalınlığının modülün termal performansına etkisi üzerinde önemli bir rol oynadığını göstermektedir.



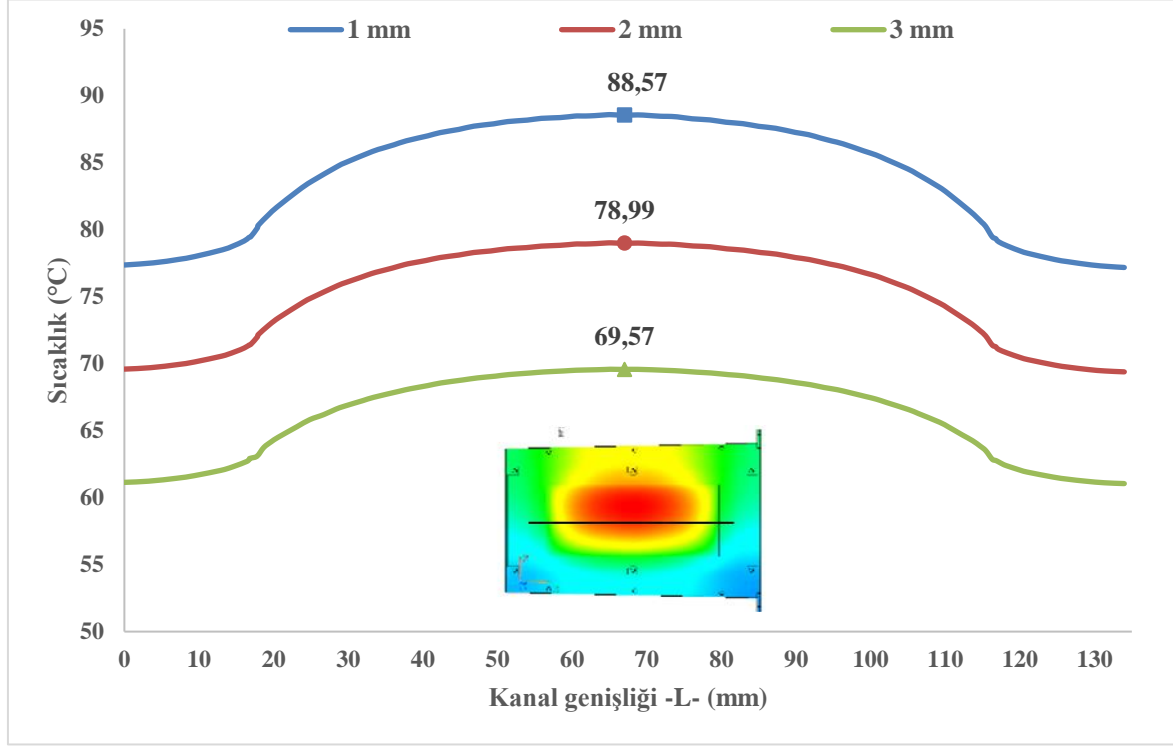
Şekil 6.3. Farklı kanatçık kalınlıklarında kanatçık sayısının termal dirence etkisi

Kanatçık kalınlığının modülün termal performansına etkisini daha ayrıntılı bir şekilde gözlemleyebilmek amacıyla,  $n=29$  adet kanatçık içeren bir modül üzerinde, Y ekseninde  $L=130$  mm'lik bir kanal genişliği boyunca merkezden geçen bir çizgi oluşturulmuştur. Bu çizgi boyunca elde edilen sıcaklık değişimleri, Şekil 6.4'te verilen grafiği ile gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, kanatçık kalınlığının artmasıyla birlikte, modüle verilen ısının daha geniş bir alana yayılarak, üzerinde bulunan kanatçıkların daha verimli bir şekilde kullanılmasının sağlandığı görülmektedir.

Grafik detaylı bir şekilde incelendiğinde, 1 mm kanatçık kalınlığına sahip modül merkezinde ( $L=65$  mm) yeterli bir ısı yayılımının olmadığı görülmektedir. Diğer taraftan,  $t=3$  mm kanatçık kalınlığına sahip modül için elde edilen grafikte daha hızlı bir ısı yayılımı görülmekte olup bu durum daha düşük bir tepe noktası sıcaklığına ( $88,57$  °C) yol açmaktadır. Bu hızlı yayılım, modülün termal direncinin azalmasına önemli bir katkı sağlamaktadır.

Sıcaklık değerleri karşılaştırıldığında, 1 mm kanatçık kalınlığına sahip modülde tepe noktası sıcaklığının belirgin bir şekilde daha yüksek olduğu ve ısı birikmesi olduğu gözlenmektedir. Öte yandan, 3 mm kanatçık kalınlığına sahip modülde daha hızlı bir ısı yayılımı olduğundan

daha düşük bir tepe noktası sıcaklığına ulaşılmıştır. Bu durum, kanatçık kalınlığının termal performansa olan etkisini vurgular.

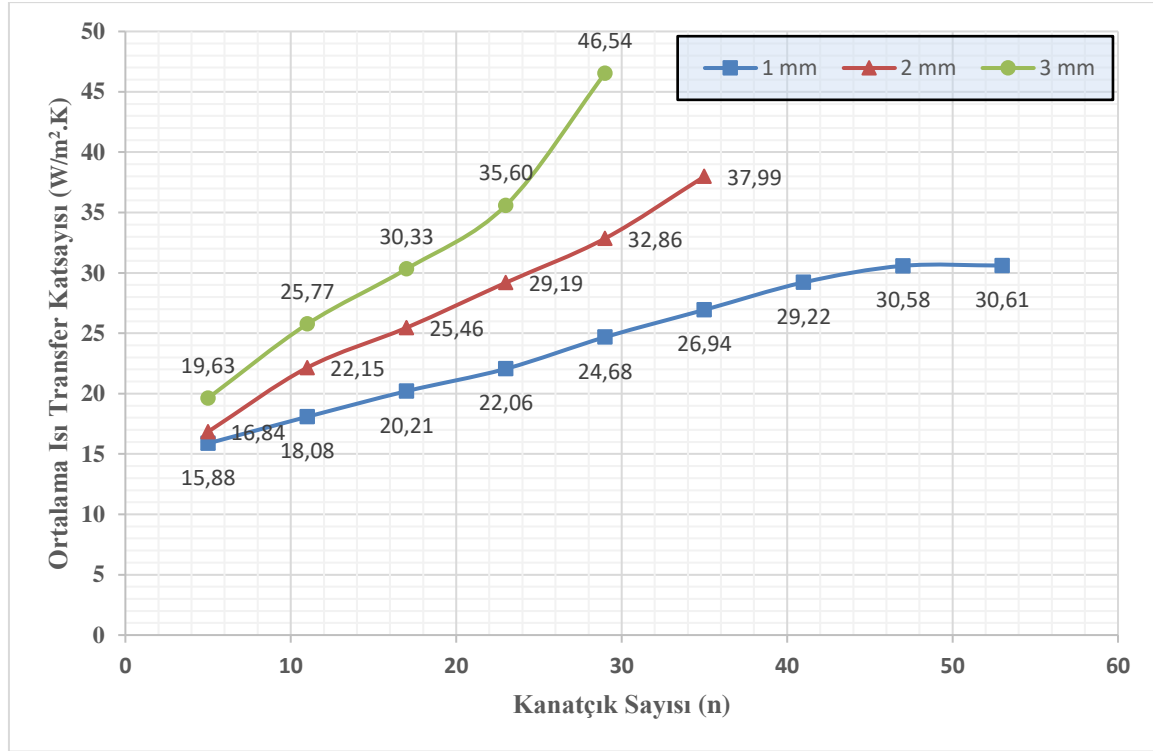


Şekil 6.4. Modül üzerine Y eksenini boyunca elde edilen sıcaklık dağılımı

Isı transfer katsayısı, kanatçıklı yüzeyler ile hava arasındaki ısı transfer hızını temsil eden temel bir parametredir [42]. Modül üzerinde farklı ısı transfer katsayılarının en önemli etkisi, modüle ait sıcaklık değerlerinde gözlemlenen değişimlerdir.

Farklı kanatçık sayısında ve farklı kanatçık kalınlığında modülün ısı transfer katsayısındaki değişimi gösteren grafik Şekil 6.5 içerisinde verilmiştir. Elde edilen grafik incelendiğinde, kanatçık sayısı ve kanatçık kalınlığındaki artışların modülün ısı transfer katsayısında bir artışa neden olduğu görülmektedir. Bu artışın temel nedeni olarak kanatçık sayısı ile kanatçık kalınlığındaki artışlarla birlikte konvektif yüzey alanının artması gösterilebilir. Ayrıca, kanatçık kalınlığındaki artışlarla birlikte tabandan kanatçıklara olan ısı transfer hızının da arttığı görülmektedir. Bu durum, kanatçıklara gelen ısının daha hızlı bir şekilde ortamdaki uzaklaştırılmasına yol açmaktadır. Bu nedenle  $t=3$  mm kanatçık kalınlığı kullanılarak en yüksek ısı transferi elde edilmektedir.  $t=3$  mm kanatçık kalınlığına sahip modülde, kanatçık sayısı artırılarak %58 daha hızlı ısı transferi sağlanabilmektedir.  $t=1$  mm kanatçık yapısına sahip modül, en düşük ortalama ısı transfer katsayısına sahiptir. Bu

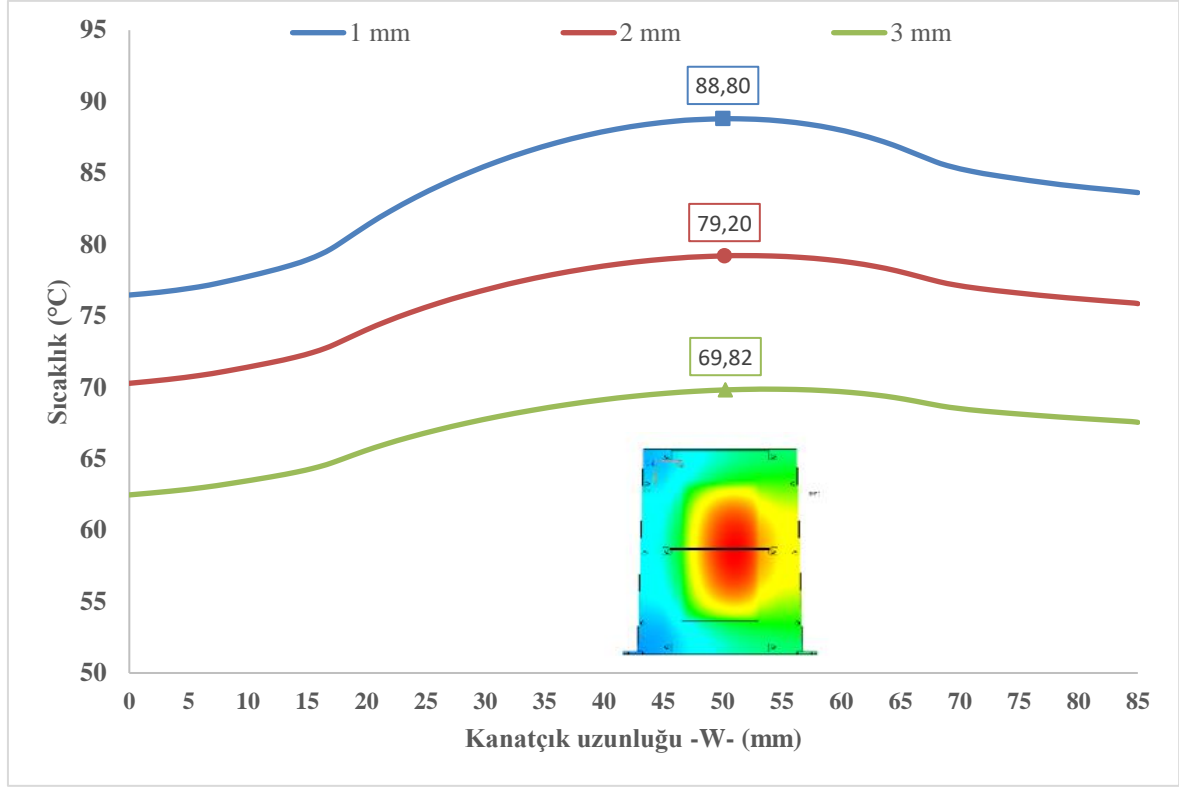
durumun temel nedeni, kanatçık kalınlığının azaldıkça, tabandan kanatçıklara doğru iletim ile olan ısı transferinin azalmasıdır. Yüksek en-boy oranlı ısı emici konfigürasyonlarının amacı, genellikle kanatçık verimliliği kaybına rağmen mevcut kanatçık yüzey alanını maksimize etmektir. Kanatçıklar uzadıkça ve inceldikçe, artan iletken direnç nedeniyle kanatçıklar ile taban plakası arasındaki sıcaklık farkı artar ve ısı emici performansı düşer.



Şekil 6.5. Farklı kanatçık kalınlıklarında kanatçık sayısının ısı transfer katsayısına etkisi

Modül üzerindeki kanatçık kalınlığının ısı transfer hızı üzerindeki etkisini daha detaylı bir şekilde gözlemleyebilmek adına, n=29 adet kanatçığa sahip bir modül üzerinde X ekseninde merkez konumlu bir kanatçık tabanı boyunca çizgi oluşturulmuştur. Bu çizgi boyunca modül üzerindeki sıcaklık verileri ölçülmüştür ve elde edilen veriler Şekil 6.6'da grafik olarak sunulmuştur.

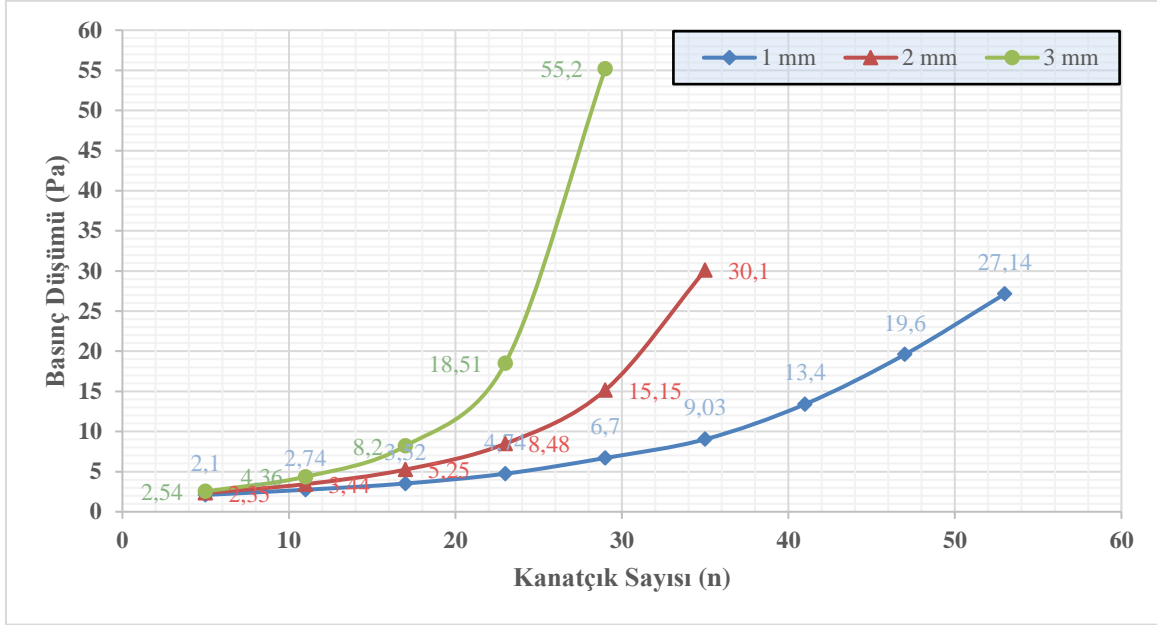
Analiz sonuçlarına göre, t=1 mm kalınlığına sahip kanatçıklar boyunca ısı transferi yeterince hızlı gerçekleşmediğinden, kanatçık merkezinde daha yüksek sıcaklıklar gözlemlenmiştir. Aynı zamanda, sıcaklık verileri kanatçık merkezinde bir tepe oluşturmuştur. Öte yandan, t=3 mm kalınlığındaki kanatçıklar kullanılarak elde edilen grafik, kanatçık boyunca daha homojen bir sıcaklık dağılımını göstermekte olup, bu durumda 19°C daha düşük bir sıcaklık elde edilmiştir.



Şekil 6.6. Modül üzerinde X eksenini boyunca elde edilen sıcaklık dağılımı

Modül üzerinde düşük bir basınç düşümü, soğutucu akışkanın hareketi için gereken pompalama gücünün azalmasına katkı sağlayacaktır [43]. Bu durum hem maliyetin düşmesine hem de soğutucunun termal performansının artmasına neden olmaktadır. Farklı kanatçık sayıları ve kanatçık kalınlıklarında modül üzerinde meydana gelen basınç düşümünü gösteren grafik, Şekil 6.7'de sunulmuştur. Grafikten anlaşıldığı üzere, kanatçık sayısı ve kalınlığı arttıkça modül üzerindeki basınç düşümü artış göstermektedir.

Kanatçık sayısındaki artış, daralan kanatçık aralıkları nedeniyle akışkanın sınırlı bir alanda hareket etme kapasitesini kısıtlayabilir. Bu kısıtlamalar, özellikle  $t=3$  mm kalınlığındaki kanatçıklar için artan atalet kuvvetleri sonucunda maksimum basınç düşümünü (55,2 Pa) gözlemlenmesine neden olmaktadır. Bu noktadan sonra, kanatçık kalınlığının artırılmasıyla basınç düşümünde 10 katlık bir artış olduğu gözlemlenmiştir.



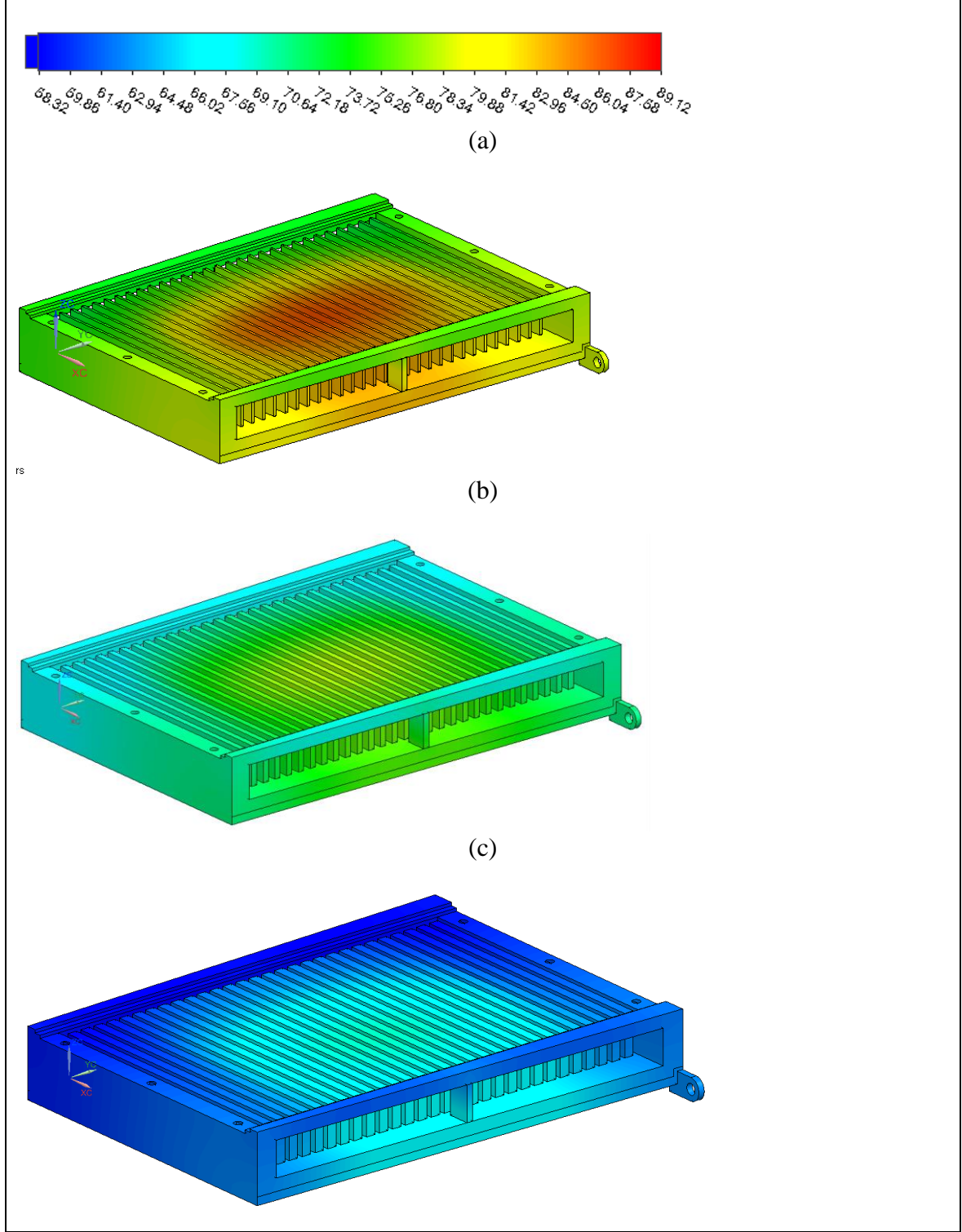
Şekil 6.7. Farklı kanatçık kalınlıklarında kanatçık sayısının basınç düşümüne etkisi

1.2 inç adım aralığına sahip 3U bir modül üzerinde, n=29 adet kanatçığa sahip konfigürasyonlar kullanılarak t=1 mm, t=2 mm ve t=3 mm kanatçık kalınlıklarının modülün termal performansı ve akış dinamikleri üzerindeki etkilerini daha ayrıntılı bir şekilde gözlemlemek amacıyla sıcaklık, basınç ve hız dağılım konturleri oluşturulmuştur.

Elde edilen sıcaklık kontörleri Şekil 6.8 içerisinde detaylı bir şekilde verilmiştir. Sıcaklık konturleri incelendiğinde, kanatçık sayısının artmasıyla birlikte ısı transfer alanındaki genişleme nedeniyle sıcak bölgeden daha fazla ısı uzaklaştırıldığı gözlemlenmiştir. Kanatçık kalınlığının artırılması ise ısı kaynağı etrafında oluşan maksimum sıcaklık değerlerinin düşmesine neden olmaktadır. Örnek olarak, modül üzerinde en yüksek yüzey sıcaklığı t=1 mm kanatçık kalınlığında 89,12 °C olarak ölçülmüştür. Bu değer, t=3 mm kanatçık kalınlığında %21'lik bir azalmayla 70,08°C olarak ölçülmüştür. Öte yandan, modül üzerinde ölçülen minimum sıcaklık değeri 58,32 °C ile yine t=3 mm kanatçık kalınlığında ölçülmüştür.

Modül üzerindeki sıcaklık dağılımlarına detaylı bakıldığında genel olarak modülün hava giriş tarafına yakın alanlarda daha düşük yüzey sıcaklıklarının elde edildiği görülmektedir. Modülün hava çıkış tarafına yaklaştıkça da ısınan havanın etkisiyle kanatçıklarda daha yüksek sıcaklık değerleri görülmektedir. Buradan şu sonuç çıkarılabilir ki yüksek ısı yayan

elektronik bileşenlerin modülün hava giriş tarafına yakın yerleştirilmesi termal açıdan daha uygun olacaktır.



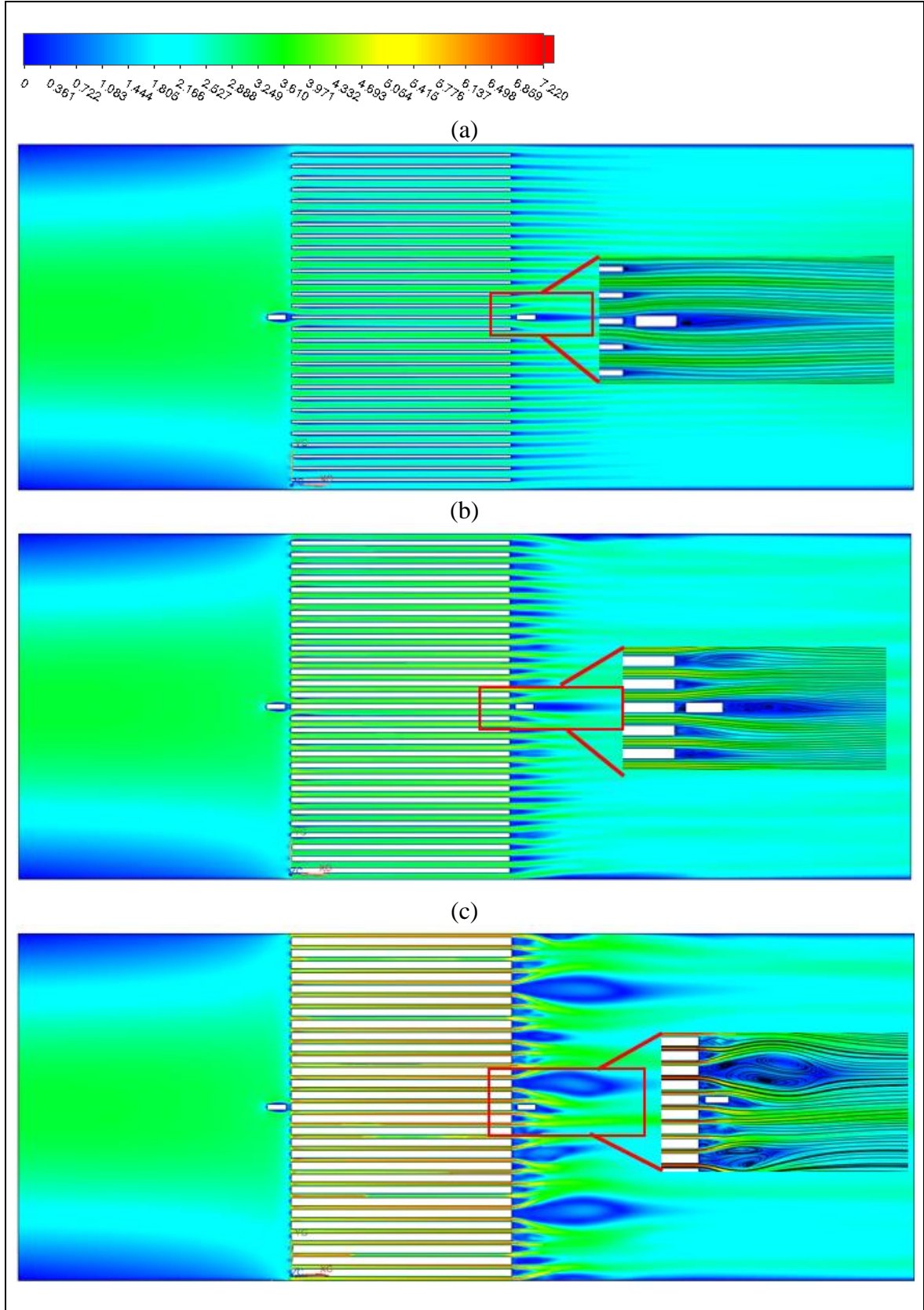
Şekil 6.8. Modül yüzey sıcaklık dağılımı a)  $t=1$  mm, b)  $t=2$  mm, c)  $t=3$  mm

Şekil 6.9 üzerinde modül içerisindeki havanın X-Y düzlemi boyunca hız dağılımını gösteren konturler verilmiştir. Yapılan kontur analizleri sonucunda, en düşük hız değerleri  $t=1$  mm kanatçık kalınlığına sahip modül üzerinde, 3,85 m/s olarak belirlenmiştir. Kanatçık kalınlığının artmasıyla birlikte, kanatçıklar arası mesafelerin daralması sonucunda, hız değeri  $t=3$  mm kanatçık kalınlığında 7,22 m/s'ye kadar ulaşmıştır.

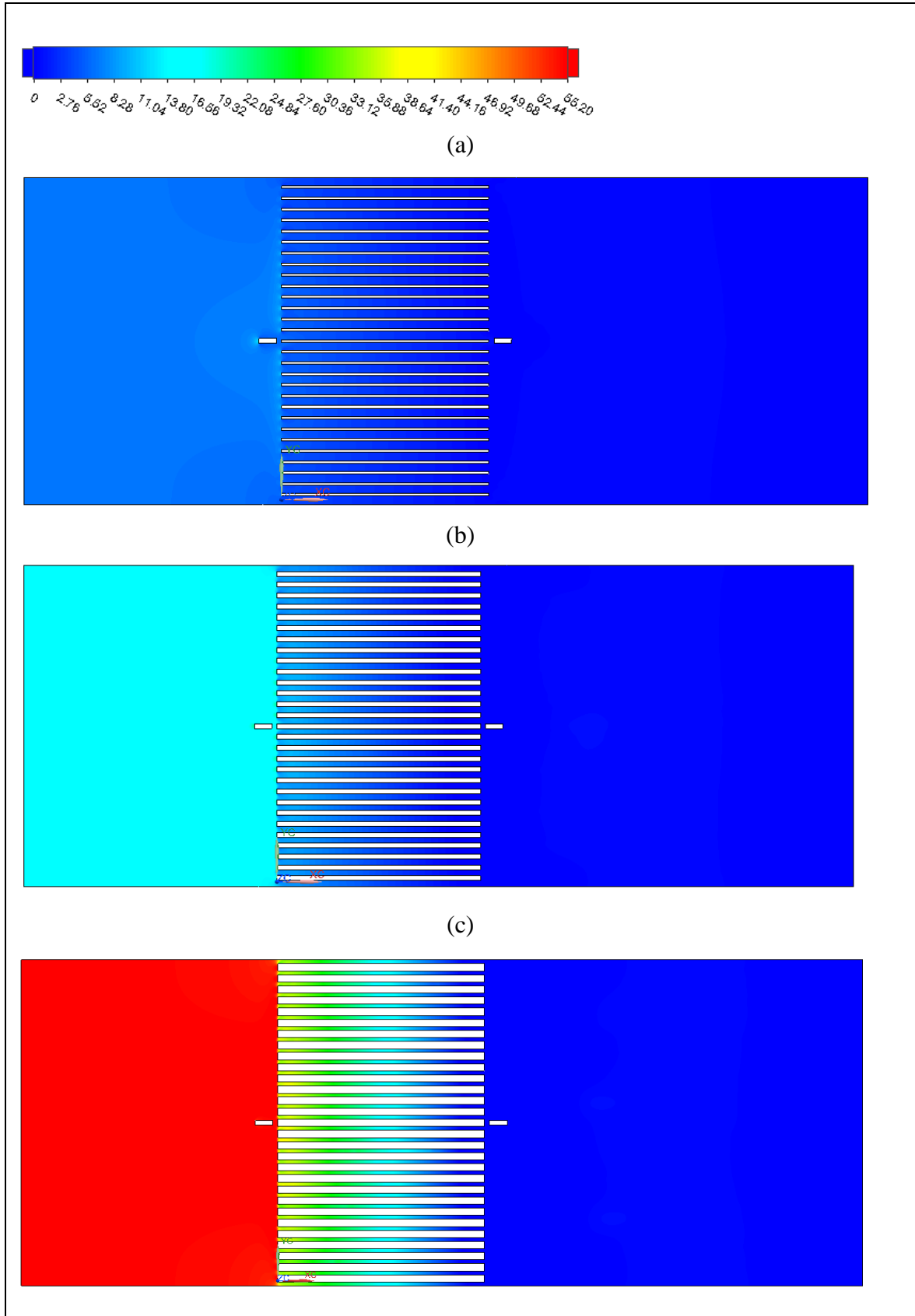
Modül içerisine giren havanın, modül içerisinden geçtikten modülü terk ettiği alanlarda akışta ayrılma noktaları dikkat çekmektedir. Bu durum, kanatçık kalınlığı arttıkça daha belirgin bir hal almaktadır. Modüle giren hava, özellikle H/a oranı yüksek olan,  $t=3$  mm kalınlığına sahip kanatçıklardan ayrılırken, ani bir genişleme alanıyla karşılaşarak hızın sıfır olduğu girdap bölgelerinin ortaya çıktığı gözlemlenmiştir. Bu durum, yüksek basınç düşümünün temel sebeplerinden biridir.

Oluşan bu girdapların en önemli sonuçların biri de akışkan hareketi sırasında ses dalgaları ve titreşimlerin oluşması olarak söylenilebilir. Bu durum sistemde, istenmeyen gürültü seviyelerine ve titreşimlere yol açabilecektir.

Modül üzerindeki basınç düşümünün verildiği Şekil 6.10 incelendiğinde bu durumun etkisi görülmektedir. Kontur analizine dayanarak, kanatçık kalınlığının artmasıyla birlikte modül üzerinde meydana gelen basınç düşümünün miktarının arttığı gözlemlenmiştir. Özellikle düşük kesit alanına sahip olan  $t=1$  mm kanatçık kalınlığına sahip modülde en düşük basınç düşümü (6,70 Pa) gözlemlenmiştir. Bu durum, dar kesit alanına bağlı olarak oluşan düşük sürtünme etkisi sayesinde, hava akışının modülü bozulmadan terk etmesine izin vermiştir. Geniş giriş kesit alanı dar kanatçıklar arası mesafeler nedeniyle akışa karşı bir blokaj etkisi yapan  $t=3$  mm kanatçık kalınlığına sahip modül üzerinde 55,20 Pa değerinde bir basınç düşümü elde edilmiştir.



Şekil 6.9. X-Y düzleminde hava hız dağılımı a)  $t=1$  mm, b)  $t=2$  mm, c)  $t=3$  mm



Şekil 6.10. X-Y düzleminde hava basınç dağılımı a)  $t=1$  mm, b)  $t=2$  mm, c)  $t=3$  mm

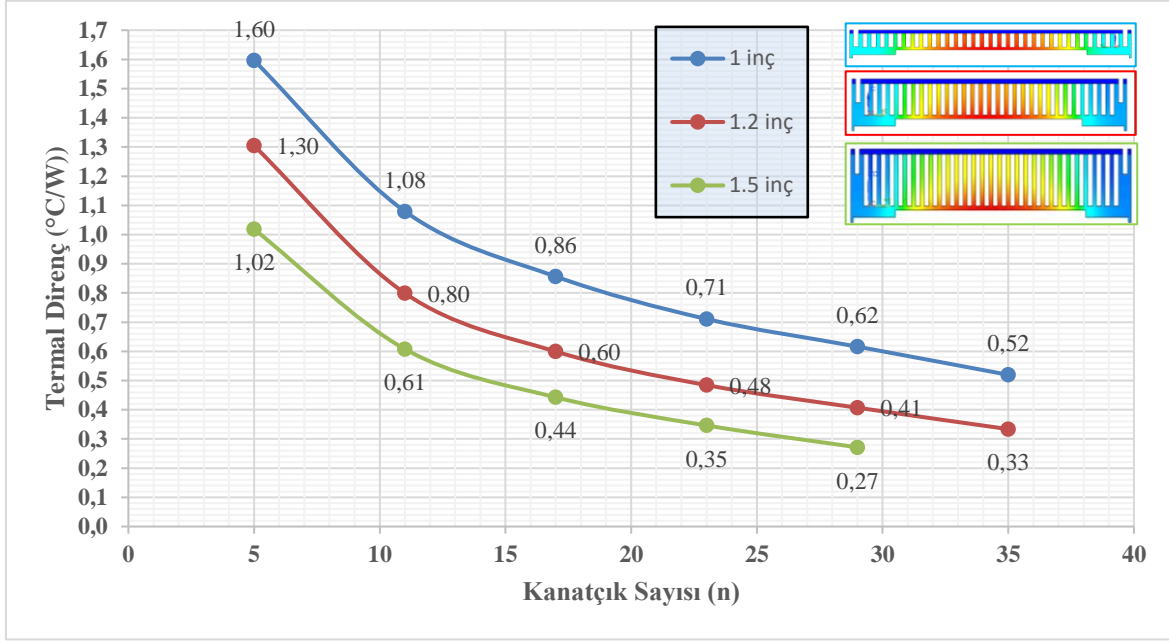
#### 6.4. Kanatçık Yükseklik Etkisi

Takılabilir modülün termal performansını etkileyen en önemli geometrik parametrelerden biri kanatçık yüksekliğidir [44]. Sabit kanatçık kalınlığında kanatçık yüksekliği arttıkça akışkan ile temas eden yüzey alanına da artmaktadır. Daha uzun kanat yüksekliği daha fazla ısı dağılımı için ek yüzey alanı sağlamaktadır. Bu da genel termal performansı iyileştirmektedir.

Modülün sahip olabileceği maksimum kanatçık yükseklikleri Çizelge 3.2 içerisinde verilmiştir. Bu kapsamda 3U modülün termal performansına kanatçık yükseklik etkisini değerlendirebilmek için modül üzerinde elde edilebilen farklı kanatçık sayılarında ile beraber  $t=2$  mm kanatçık kalınlığında plaka tipi kanatçıklar kullanılmıştır. Giriş bölgesinde sabit 3 m/s hava kullanılmıştır. Bu durumda kanatçık yüksekliği arttıkça artan kanal içi hidrolik çap değerlerine bağlı olarak 1 inç adım aralığında  $Re=2968$ , 1.2 inç adım aralığında  $Re=4619$  ve 1.5 inç adım aralığında ise  $Re=4616$  olarak hesaplanmıştır.

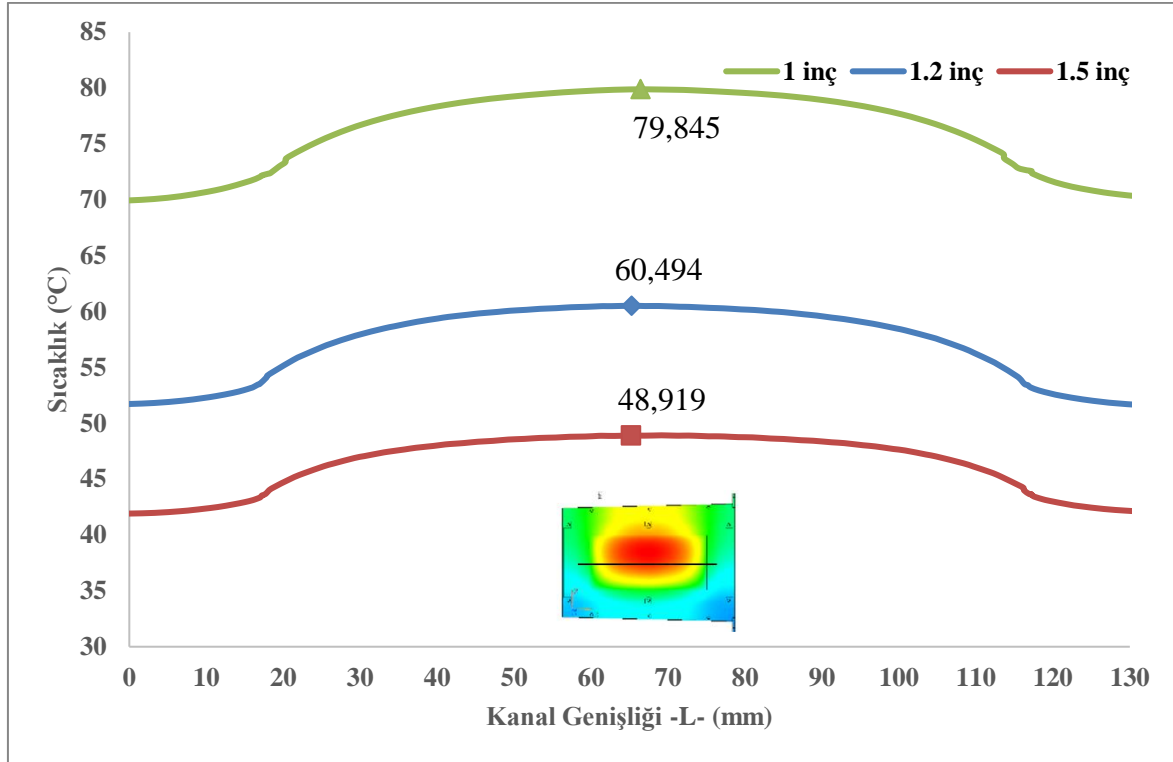
Modüle ait termal direnç, Nusselt sayısı ve basınç düşümü değerlerine bakılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmalı olarak grafikler halinde verilmiştir. Şekil 6.11 içerisinde farklı kanatçık yüksekliklerinde ve farklı kanatçık sayılarında modüle ait termal direnç değerleri verilmiştir. Verilen grafik incelendiğinde kanatçık yüksekliği ve kanatçık sayısı arttıkça modüle ait termal direnç değerleri azalma eğilimindedir. En düşük termal direnç değerleri, en yüksek kanatçıklara sahip olan 1.5 inç adım aralığına sahip modül üzerinde görülmektedir. Bunun en önemli nedeni olarak daha uzun kanatçıkların kanaldaki akışın türbülansını arttırarak ısı transferinde artışa neden olması olarak gösterilebilir. Sabit kanatçık sayısında ( $n=29$ ) kanatçık yüksekliği arttırılarak modüle ait termal direnç değerinde yaklaşık %56 iyileştirme sağlanabilmektedir. 1.5 inç adım aralığına sahip modül içerisinde de kanatçık sayısı arttırılarak 3,07 kat daha düşük termal direnç değeri elde edilebilmektedir.

Kanatçık yüksekliği arttıkça kanatçık tabanı ile kanatçık ucu arasındaki sıcaklık farkı da artmaktadır. Bu durum kanatçık verimliliğini de etkilemektedir. Burada 1 inç modül üzerindeki kanatçık verimi %99 iken kanatçık yüksekliği arttıkça bu değer azalarak 1.2 inç modül için %98, 1.5 inç. modül için %95 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.11. Farklı kanatçık yüksekliklerinde kanatçık sayısının termal dirence etkisi

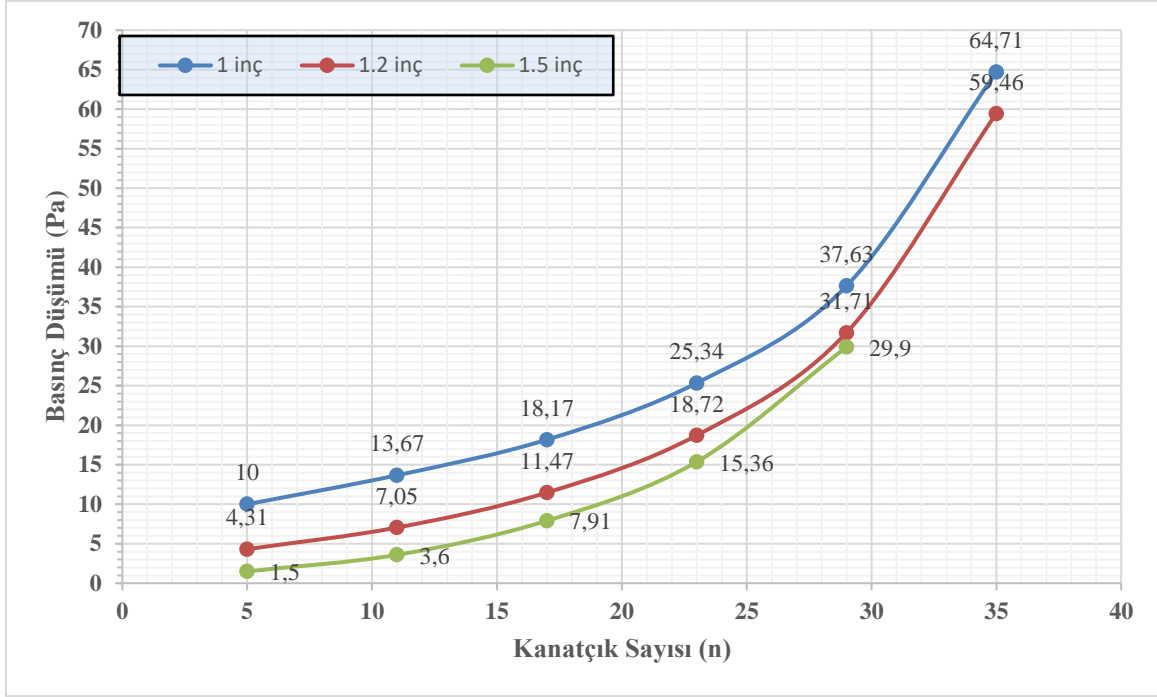
Kanatçık yüksekliğinin modülün termal performansına etkisini daha iyi gözlemleyebilmek adına üzerinde n=33 adet kanatçık bulunan modülün Y ekseninde L=130 mm olan kanal genişliği boyunca merkezden geçen bir çizgi oluşturulmuştur. Bu çizgi boyunca elde edilen sıcaklık verileri ile oluşturulan ve Şekil 6.12 içerisinde verilen grafik incelendiğinde, kanatçık yüksekliğinin artması ile modüle aktarılan ısının daha geniş bir alana yayılmasının sağladığı görülmektedir. Verilen grafik detaylı incelendiğinde 1 inç adım aralığına sahip modül merkezinde (L=65 mm) yeterli bir yayılım olmadığı için 79,85 ile en yüksek sıcaklıklar elde edildiği görülmektedir. Kanatçık yüksekliği arttırılarak bu değerin 48,92°C sıcaklıklara kadar indiği görülmektedir.



Şekil 6.12. Farklı kanatçık yükseklikleri ile Y eksenı boyunca modül sıcaklık verileri

Kanatçık yüksekliğinin sabit giriş hızı altında modül üzerinde oluşturduğu maksimum basınç düşümü değerleri Şekil 6.13 içerisinde verilmiştir. Genel olarak kanatçık sayısı arttıkça basınç düşümü miktarı da artarken, kanatçık yüksekliği arttıkça basınç düşümü değeri azalmaktadır. Kanatçık sayısı arttıkça daralan kanatçıklar arasındaki mesafeler nedeniyle kanal içerisindeki hava akışı zorlanmaya başlamaktadır. Bu etki artan kanatçıklar yükseklikleri ile genişleyen kesit alanı nedeniyle azalmakta ve daha rahat bir hava akışı sağlanabilmektedir. Bu nedenle 1 inç adım aralığına sahip modül üzerinde daima en yüksek basınç düşümü değerleri elde edilmiştir. Ancak kanatçık sayısı artmaya devam ettikçe kanatçık yüksekliğinin artması ile oluşan ekstra sürtünme kuvvetinin etkisiyle modüller arasındaki basınç düşümü değerleri birbirine yaklaşımaya başlamaktadır.

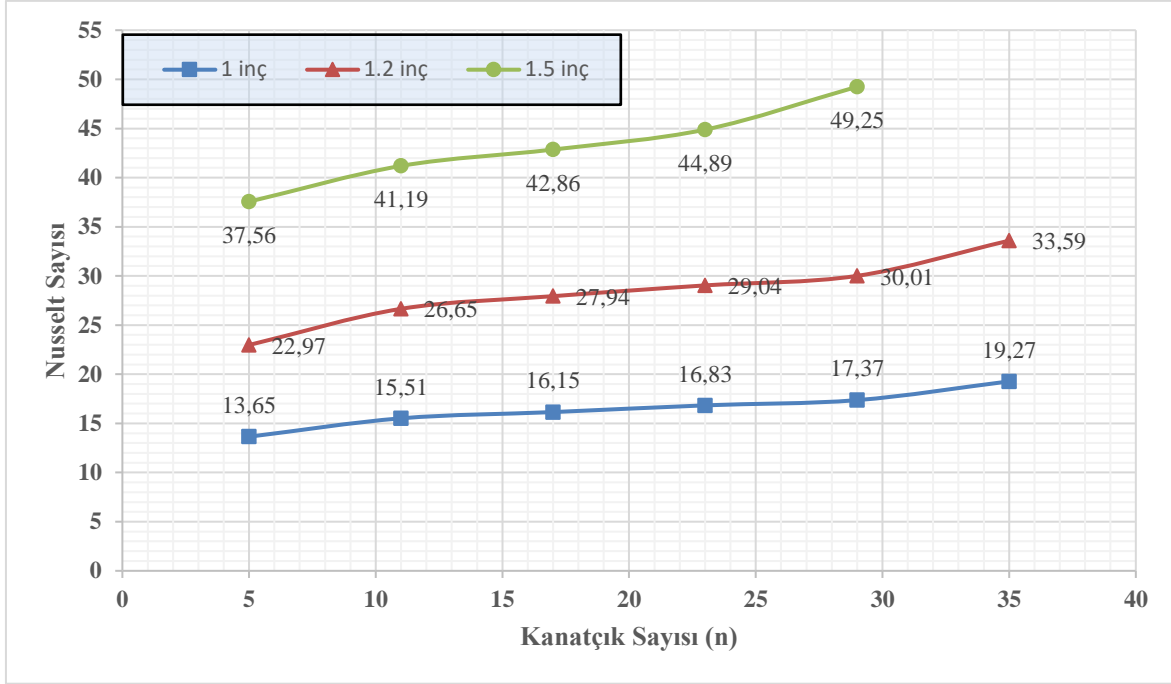
Sabit kanatçık sayısında ( $n=17$ ) kanatçık yüksekliği artırılarak modül üzerinde 2,3 kat daha düşük basınç düşümü elde edilebilmiştir. 1 inç adım aralığına sahip modül içerisinde kanatçık sayısı  $n=5$ 'den  $n=35$ 'e kadar arttırmak 6,47 kat daha yüksek basınç düşümüne neden olmaktadır.



Şekil 6.13. Farklı kanatçık yüksekliklerinde kanatçık sayısının basınç düşümüne etkisi

Şekil 6.13 içerisinde verilen grafikler Nusselt sayısı ile kanatçık sayısı arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Verilen grafikler detaylı incelendiğinde, kanatçık sayısı ve modüllerin adım aralıkları arttıkça Nu sayılarında da belirgin bir artış görülmektedir. Artan kanatçık yüksekliklerinin sağladığı genişletilmiş ısı transfer yüzey alanı nedeniyle ısı transfer verimliliğinin artışı desteklediği görülmektedir.

Sabit kanatçık sayısında ( $n=17$ ) kanatçık yüksekliği artırılarak modül üzerinde 2,96 kat daha yüksek Nusselt sayısı elde edilebilmiştir. 1.2 inç adım aralığına sahip modül içerisinde kanatçık sayısı  $n=5$ 'den  $n=35$ 'e arttırarak %47 daha iyi Nusselt sayısı elde edilmiştir.



Şekil 6.14. Farklı kanatçık yüksekliklerinde kanatçık sayısının Nusselt sayısına etkisi

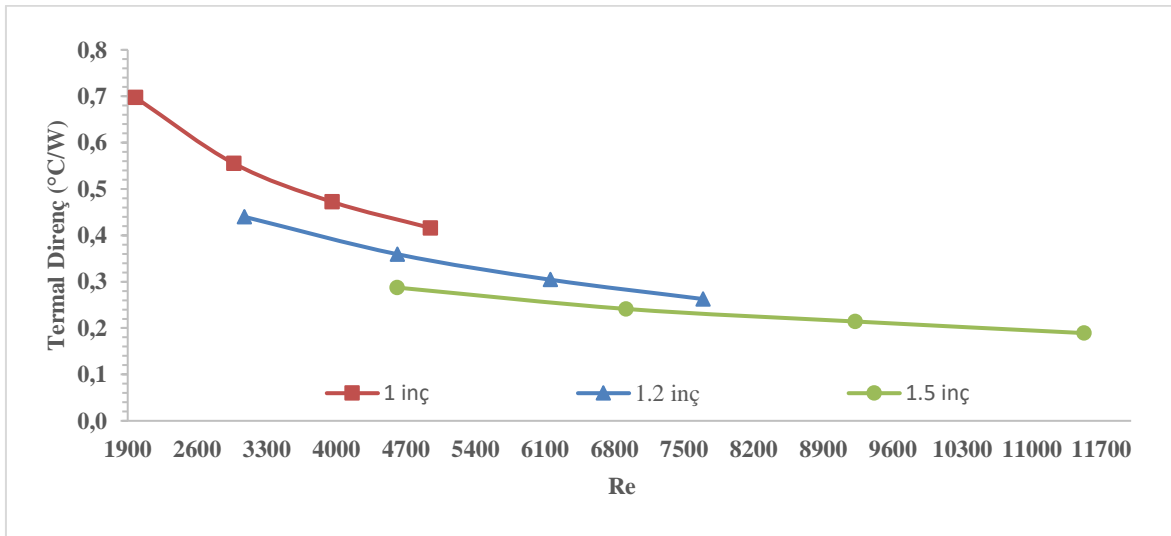
Kanatçık yüksekliğinin modülün termal performansına etkisi değerlendirmek için yapılan analizler sonucunda adım aralığı arttıkça modülün üzerinden daha fazla kütleli debi geçirilebileceği anlaşılmaktadır. Bu nedenle farklı hava giriş hızları ile analizler tekrarlanmıştır.

### 6.5. Farklı Reynolds Aralığında Kanatçık Yükseklik Etkisinin İncelenmesi

Bu bölümde üç farklı kanatçık yüksekliğine sahip modülün farklı giriş hızlarında termal performansında meydana gelen değişimleri gözlemlemek için  $2000 \leq Re \leq 11000$  arasında hava kullanılarak analizler tekrarlanmıştır. Burada modül üzerinde  $t=2$  mm kalınlığında  $n=33$  adet kanatçık kullanılmıştır. Gerçekleştirilen sayısal çalışmalar da ilk önce sabit bir hava giriş hızı kullanılarak belirtilen üç farklı kanatçık yükseklik değerleri altında modüle ait termal direnç, Nusselt sayısı ve basınç düşümü verileri elde edilmiştir. Daha sonra hava giriş hızı artırılarak bu verilerde oluşacak değişimler hesaplanarak karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Modüller için üç farklı kanatçık yüksekliği altında giriş bölgesinde üç farklı hidrolik çap hesaplanmıştır. Buna göre verilen giriş hızları altında 1 inç modül  $1979 \leq Re \leq 4947$ , 1.2 inç modül  $3077 \leq Re \leq 7693$  ve 1.5 inç modül  $4611 \leq Re \leq 11527$  aralığında değerlendirilmiştir.

Şekil 6.15 üzerinde, sabit hızlarda oluşan farklı Reynolds sayı aralıkları altında farklı kanatçık yüksekliğine sahip modülün termal direncinde meydana gelen değişimleri gösteren grafikler verilmiştir. Grafik incelendiğinde Reynolds sayısı ve kanatçık yüksekliği arttıkça modüllere ait termal direnç değerlerinde genel bir düşüş eğilimi görülmektedir. Bu kapsamda en yüksek termal direnç değeri 0,70 ile 1 inç adım aralığına sahip modül üzerinde çıkmıştır. Bunun en önemli nedeni 1 inç adım aralığına sahip modülün daha düşük ısı atım yüzeyine sahip olması gösterilebilir. En düşük termal direnç ise 0,19 ile 1.5 inç adım aralığına sahip modül üzerinde elde edilmiştir.

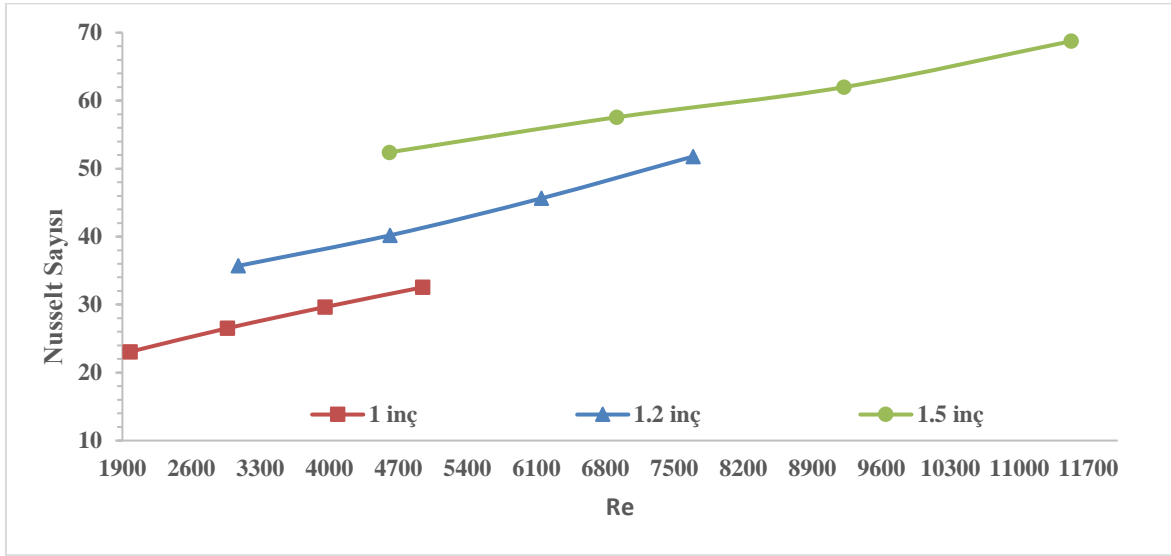
Buradan şu sonuç çıkarılabilir ki, kanatçık yüksekliği arttıkça termal direnç değeri artan ısı transfer alanı etkisiyle azalmaktadır. Bu da genel termal performansı iyileştirmektedir. Ayrıca Reynolds sayısı arttıkça artan ısı transfer hızından dolayı modüllere ait termal direnç değeri düşmektedir.



Şekil 6.15. Farklı Re aralıklarında kanatçık yüksekliğinin termal dirence etkisi

Nusselt (Nu) sayısı kanatçıklı yüzeyler ile hava arasındaki ısı taşınım kapasitesini gösteren en önemli parametredir [42]. Nu sayısı ne kadar büyük olursa taşınım ile olan ısı transferi o kadar etkilidir. Şekil 6.16. içerisinde verilen grafikler Nusselt sayısı ile Reynold sayısı arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Verilen grafikler detaylı incelendiğinde 1 inç, 1.2 inç ve 1.5 inç adım aralığına sahip modüllerin farklı Re aralıklarında ortalama Nu sayılarındaki değişim gösterilmektedir. Verilen grafikler detaylı incelendiğinde, Reynolds sayısı ve modüllerin adım aralıkları arttıkça Nu sayılarında da belirgin bir artış görülmektedir.

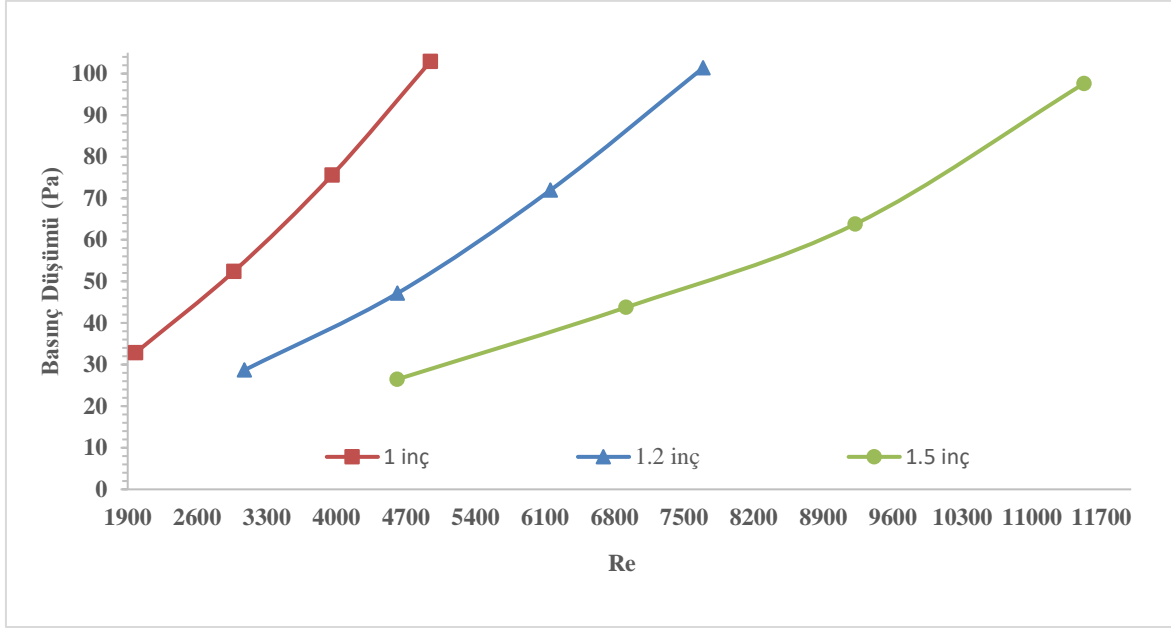
Grafiğe göre ortalama Re sayısı 4700 olduğunda, 1.5 inç modül için  $Nu=52$  olarak hesaplanmıştır. Bu değer 1.2 inç modül için %23 daha az olacak şekilde  $Nu=40$  olarak hesaplanırken, 1 inç modül için ise %38 daha az olacak şekilde  $Nu= 32$  olarak hesaplanmıştır. Bunun en önemli nedeni ise artan kanatçık yüksekliğine bağlı olarak ısı transfer alanının daha fazla olmasıdır. 1.5 inç modül, 1 inç modülden 2.23 kat, 1.2 inç modülden ise 1.5 kat daha fazla ısı atım yüzeyine sahiptir.



Şekil 6.16. Farklı Re aralıklarında kanatçık yüksekliğinin Nusselt sayısına etkisi

Şekil 6.17 içerisinde verilen grafiklerde, 1 inç, 1.2 inç ve 1.5 inç adım aralığına sahip modüllerin farklı Re aralıklarında oluşan basınç düşüm değerleri verilmiştir. Verilen grafiklere göre genel olarak Re sayısı arttıkça modüller üzerinde oluşacak basınç düşüm miktarları da artış göstermektedir. Grafik üzerinde verilen noktalar detaylı incelendiğinde farklı yüksekliklere sahip modüller üzerinde elde edilen minimum ve maksimum basınç düşümü değerleri birbirine yakındır. Fakat bu değerler farklı Re sayılarında elde edilmektedir. Örnek olarak 1 inç modül için en düşük basınç düşümü değeri olan 33 Pa değeri yaklaşık  $Re=1900$  olduğunda elde edilirken bu değer 1.2 inç modül için 1,73 kat fazla bir Re sayısında, 1 inç modül için ise 2,5 kat fazla Re sayısında elde edilmiştir. Bunun en önemli nedeni olarak dar bir giriş kesit alanı sahip modül içerisinde artan sürtünme dirençleri olarak gösterilebilir.

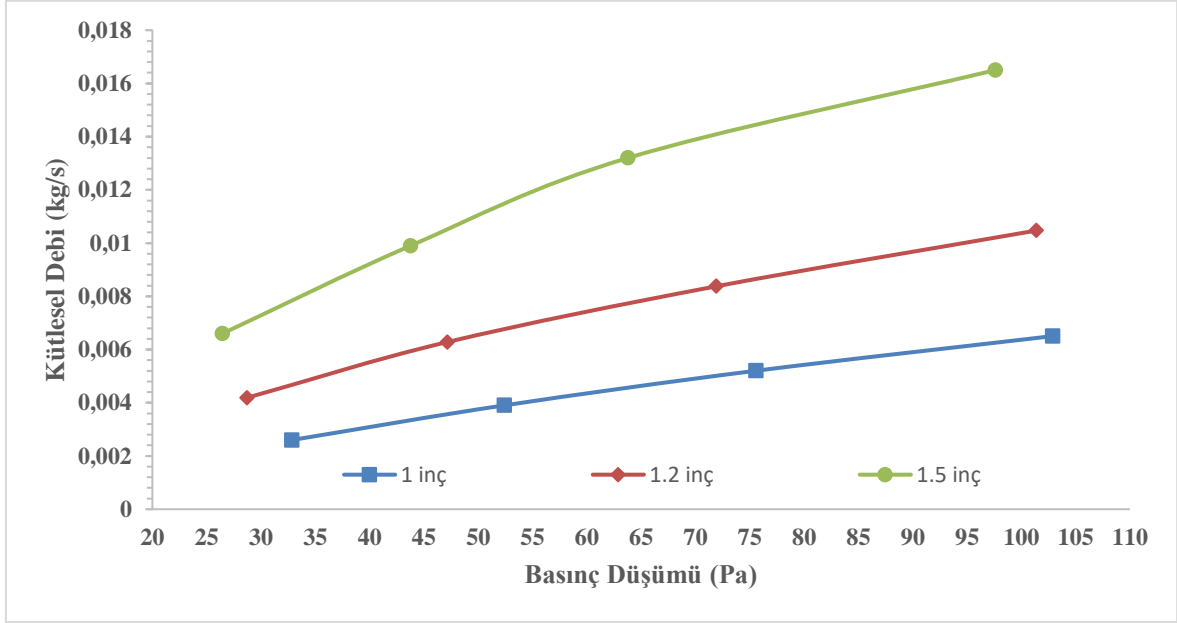
Buradan çıkartılabilecek diğer en önemli sonuç ise aynı basınç düşümünde 1.5 inç modül üzerinden daha hızlı bir hava akışı ile daha yüksek bir hava debisinin geçirilebileceğidir.



Şekil 6.17. Farklı Re aralıklarında kanatçık yüksekliğinin basınç düşümüne etkisi

Basınç düşümü miktarından sonra buna bağlı diğer önemli parametre ise bu basınç düşümünde modül içerisinde aktarılacak kütleli debi miktarıdır. Şekil 6.18 içerisinde verilen grafiklerde, 1 inç, 1.2 inç ve 1.5 inç adım aralığına sahip modüller üzerinden farklı basınç düşüm değerlerinde modülden içerisinde geçirilebilecek maksimum kütleli debi miktarları verilmiştir.

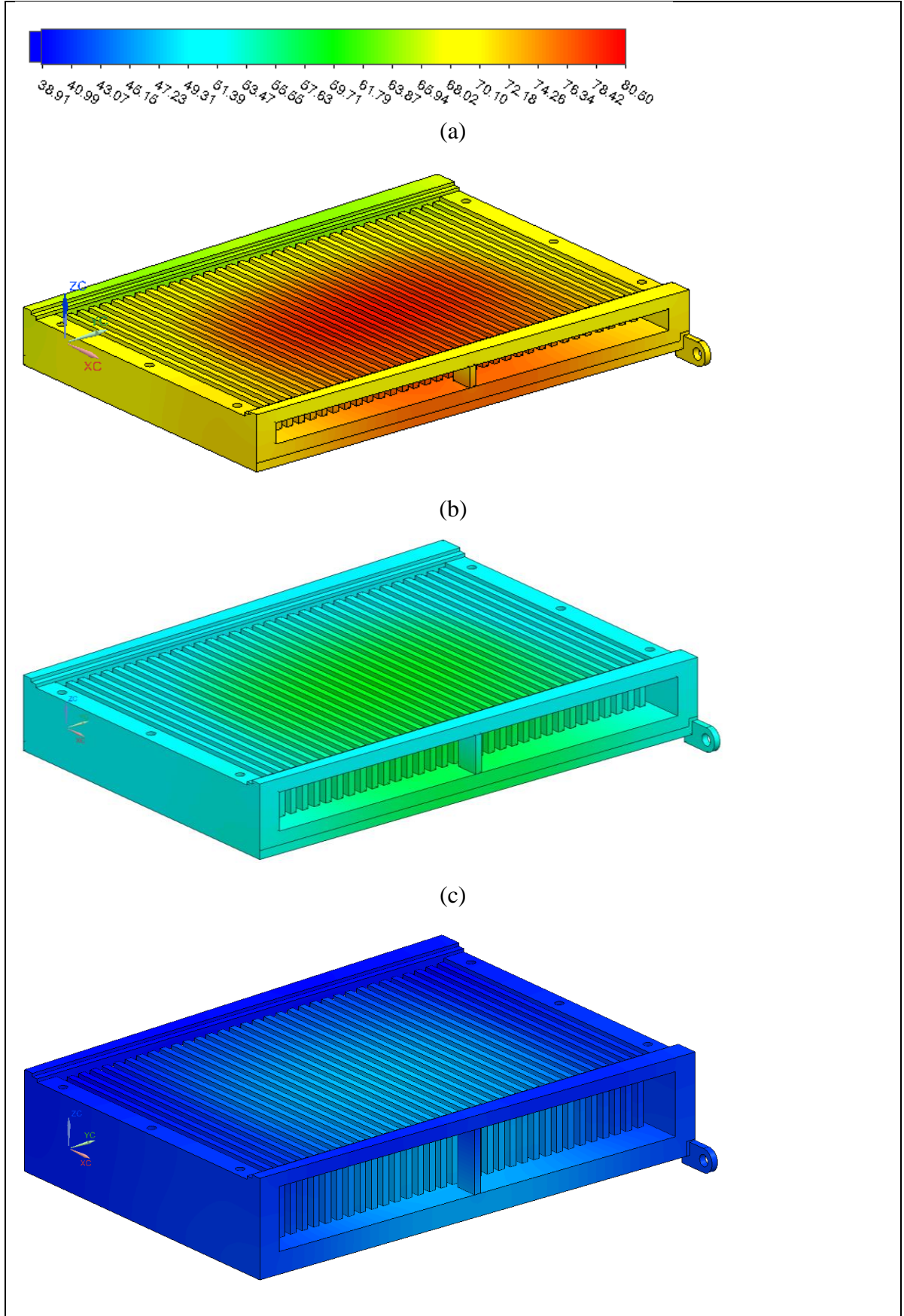
Düşük basınç değerlerinde en yüksek kütleli debi 1.5 inç adım aralığına sahip modül üzerinde elde edilmiştir. 50 Pa basınç altında, 1.5 inç adım aralığında modül üzerinden 0,01142 kg/s kütleli debi geçirilebilirken aynı basınç altında 1.2 inç modül üzerinde %43 daha az olacak şekilde 0,006569 kg/s kütleli debi, 1 inç modül üzerinden ise %66 daha az olacak şekilde 0,0039 kg/s kütleli debi geçirilebilmiştir. Grafikten çıkarılabilecek diğer bir sonuç ise modüllerin her birinden aynı kütleli debi geçirilmek istenirse en fazla basınç düşümü 1 inç modül üzerinde gerçekleşecektir.



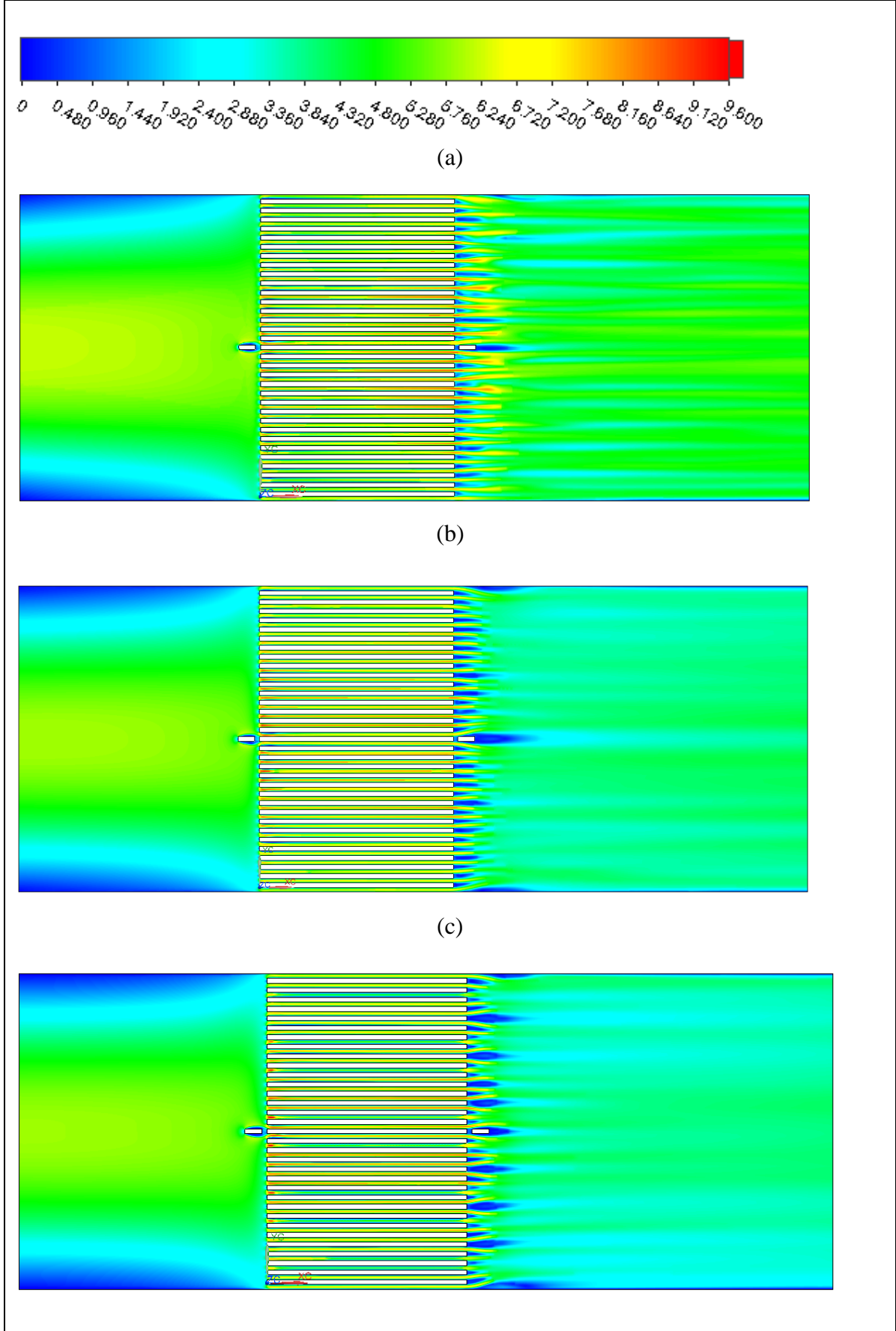
Şekil 6.18. Farklı basınç düşümünde modülden geçirilebilecek kütleli debi miktarı

Modül üzerinde kanatçık yüksekliği etkisini daha iyi gözlemlemek adına 3 m/s sabit giriş hızı altında modül üzerinde sıcaklık dağılımını veren konturlar Şekil 6.19 üzerinde verilmiştir. Verilen görsellerden anlaşıldığı üzere kanatçık yüksekliği arttıkça artan ısı transfer alanının etkisiyle modül üzerinde sıcak alan bölgesi daha geniş dağılım göstererek daha düşük sıcaklıklar elde edilmiştir.

Verilen görsel üzerinden çıkarılabilecek en önemli sonuç, modül üzerinde en düşük sıcaklığın olduğu bölgeler havanın giriş tarafında çıkmaktadır. Bu nedenle yüksek güç tüketen elektronik bileşenler ve yüksek sıcaklık değerlerine hassas olan bileşenlerin modülün hava giriş tarafına yerleştirilmesi daha uygun olacaktır.



Şekil 6.19. Modül sıcaklık dağılımları a) 1 inç, b) 1.2 inç, c) 1.5 inç



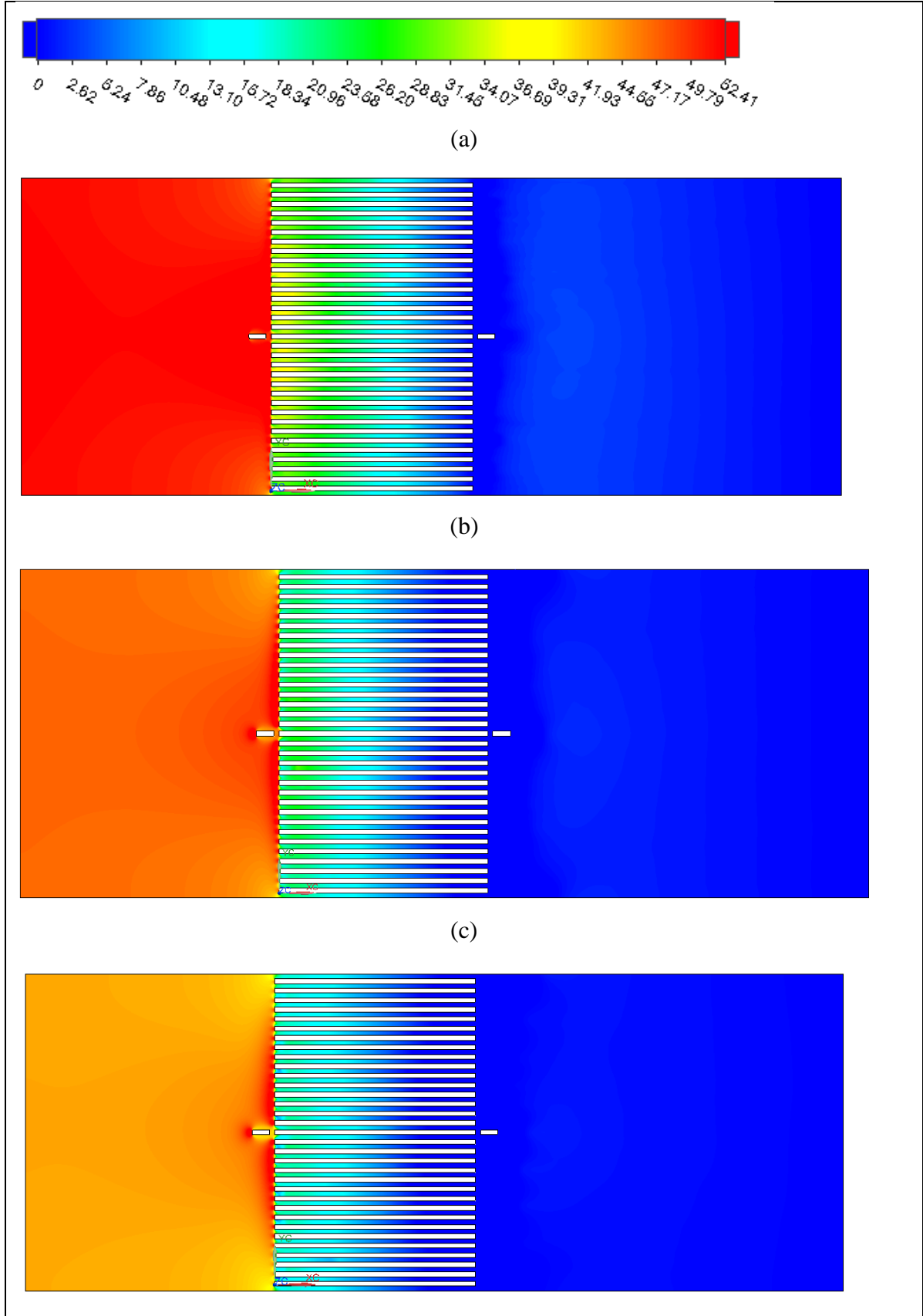
Şekil 6.20. Modül X-Y ekseninde hava hızı dağılımı a) 1 inç, b) 1.2 inç, c) 1.5 inç

Modül X- Y ekseninde alınan kesit alanı içerisinde hız dağılımlarını veren konturlar Şekil 6.20 ile gösterilmiştir. Hız dağılımlarına bakıldığında kanal içerisine ortalama 3 m/s hızla giren havanın kanatçık arasına girdiğinde hızlanmaktadır. Kanatçıkları arasında maksimum hız değeri 1 inç modül için 8,34 m/s iken, bu hız değeri 1.2 inç modül içerisinde %8,8 artarak 9,13 m/s hıza, 1.5 inç modül içerisinde ise %15 artarak 9,60 m/s hıza ulaştığı anlaşılmaktadır.

Kanatçık yüksekliği arttıkça kanatçık arasındaki hız değerinin artmasının en önemli nedeni kanal içerisinde aktarılan kütleli debi miktarlarının farklı olmasıdır. 3 m/s giriş hızında 1.5 inç modül üzerinde en fazla kütleli debi geçirilebilmektedir. Bu etkinin 1.5 inç adım aralığına sahip modülün en iyi termal performansa sahip olmasına açıklayan etkenlerden birisidir.

Şekil 6.21 üzerinde ise farklı adım aralığına sahip modüller üzerinde meydana gelen basınç dağılım konturları verilmiştir. En fazla basınç düşümünün 1 inç modül üzerinde olduğu anlaşılmaktadır. Bunun en önemli nedeni olarak dar bir kanal akışına sahip 1 inç modül üzerinde akış ayrılmalarının daha fazla olması gösterilebilir.

Modüllerin düşük basınç düşümü değerine sahip olması çok önemlidir. Çünkü içerisinde farklı görevler için birden fazla modül bulunduracak askeri kasaların soğutulabilmesi için gerekli olacak toplam hava pompalama gücünün oldukça düşük olması istenmektedir. Düşük basınç düşümü, sistemde kullanılan pompaların ve diğer ekipmanların daha küçük boyutlarda seçilebilmesine olanak tanır. Bu durum, başlangıç yatırım maliyetlerini ve işletme maliyetlerini azaltabilir.



Şekil 6.21. Modül içerisinde hava basınç dağılımı a) 1 inç, b) 1.2 inç, c) 1.5 inç

## 7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tamamlanan çalışmaların genel amacı, farklı kanatçık sayılarında, kanatçık yüksekliklerinde ve kanatçık kalınlıklarında modülün soğutma verimini arttıracak maliyet etkin bir soğutma çözümü sağlamaktır. Basınç düşümü ile ısı transfer miktarı arasındaki denge korunurken bileşenler için uygun çalışma ortamının oluşturulmasıdır. Bu kapsamda gerçekleştirilen sayısal çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

Kanatçık yükseklik etkileri;

- ✚ Modüllerin adım aralığının arttırılması ile daha fazla ısı transfer alanı oluşturulması modülün termal performansında artışa neden olmuştur. 1.5 inç adım aralığına sahip modül üzerinde daha yüksek kanatçık uzunlukları ile en iyi termal performans elde edilmiştir.
- ✚ 100 W ısı yükü altında, en düşük yüzey sıcaklıkları 1.5 inç adım aralığına sahip modül yüzeyinde elde edilmiştir.
- ✚ 2 m/s giriş hava hızında 1.5 inç adım aralığına sahip modül yüzeyinde 53,74 °C sıcaklık elde edilmiştir. Bu değer 1.2 inç adım aralığına sahip modül yüzeyinden elde edilen sıcaklık değerinden %27 oranında, 1 inç adım aralığına sahip modül yüzeyinde elde edilen sıcaklık değerinden ise %43 oranında daha düşüktür.
- ✚ 1.5 inç modül içerisinde daha düşük basınç altında daha yüksek kütleli debi geçirilebilmiştir. 50 Pa basınç düşümü ile, 1.5 inç adım aralığına sahip modül içerisinden 0,01142 kg/s kütleli debi aktarılmıştır. Aynı basınç altında 1.2 inç modül adım aralığına sahip modül içerisinde %43 daha az olacak şekilde 0,006569 kg/s kütleli debi aktarılmıştır. 1 inç modül içerisinden ise %66 daha az olacak şekilde 0,0039 kg/s kütleli debi aktarılabilmiştir.
- ✚ Kanal içerisindeki hava hızı arttıkça modül üzerinde artan ısı transfer katsayıları nedeniyle modüllerin genel soğutma performansları iyileşmektedir. Modül üzerindeki sıcaklık dağılım konturları değerlendirildiğinde modül üzerinde hava giriş tarafında daha düşük sıcaklar elde edilmiştir. Buradan anlaşılacak en önemli sonuç ise yüksek güç

tüketen elektronik bileşenlerin daima hava giriş tarafına konumlandırılması gerekmektedir.

Kanatçık kalınlık etkileri;

- ✚ Isı kaynağı üzerinde kanatçık kalınlığının arttırılması, ısı transfer hızını da arttırdığından modülün termal performansına olumlu katkı sağladığı gözlemlenmiştir.
- ✚ Analiz edilen kanatçık geometrik parametreleri altında  $t= 3$  mm kalınlık termal açıdan 3U modül için en uygun kanatçık kalınlığıdır.
- ✚ Kanatçık kalınlığının arttırılması, sabit kütleli debi altında kanatçıklar arasındaki hava hızının artmasına neden olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum modülün hava çıkış tarafında aniden değişen kesit alanı nedeniyle hava girdap bölgeleri oluşturmasına neden olmuştur. Bu durumun modül etrafında yüksek gürültü ve titreşime neden olacağı düşünülmektedir.
- ✚ Kanatçık kalınlığı 3 mm iken, 2 mm kalınlığa sahip modülden %17,1 mm kalınlığa sahip modülden %30 daha iyi termal direnç değerine sahiptir.
- ✚ Kanatçık kalınlığı 3 mm iken, 2 mm kalınlığa sahip modülden %42,1 mm kalınlığa sahip modülden %89 daha hızlı bir ısı transfer oranına sahiptir. Fakat, kanatçık kalınlığı 3 mm iken en iyi durumdan 8 kat fazla basınç düşümü elde edilmiştir.

Gerçekleştirilen sayısal çalışmaları doğrulamak amacıyla tamamlanan deneysel çalışmalar sonucu elde edilen hava çıkış sıcaklıkları verileri %5,4 ile %7,5 arasında hatalar ile sayısal çalışmalar ile uyum içerisinde çıkmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarda düşük hava giriş hızlarında modülden olan ısı kaybının arttığı görülmüştür. Hava giriş hızı arttıkça deneysel veriler ile sayısal verilerin tutarlılık yüzdesi artmıştır.

Modül yüzeyinde elde edilen sıcaklık dağılımlarına göre, modülün üzerinden en düşük sıcaklıklar hava giriş tarafında bulunmaktadır. Yüksek güç tüketen bileşenlerin ve sıcaklık değişimlerine hassas bileşenlerin hava giriş tarafına yakın yerleştirilmesi tavsiye edilmektedir.

## Öneriler

Yapılan bu çalışmaların üzerinde aşağıdaki çalışmaların yapılması tavsiye edilmektedir.

- ✚ Bu çalışmada 3U biçim faktörüne sahip bir modül referans alınarak çalışmalar tamamlanmıştır. 6U biçim faktörüne sahip bir modül üzerinde de benzer çalışmalar tekrarlanıp elde edilen sonuçlar karşılaştırılabilir.
- ✚ Bu çalışmada tek bir modül kullanılarak analizler yapılmıştır. Bu tarz modüller bir kutu içerisinde birden fazla adette bulunabilmektedir. Birden fazla hava soğutmalı modülün bulunacağı kutularda her bir modül için gerekli olacak debi miktarını ayarlamak oldukça zor olacaktır. Bundan dolayı çoklu adetlerde modüllerin yan yana buldukları durumlarda nasıl performans gösterebilecekleri incelenebilir.
- ✚ Farklı kanatçık tipleri ve farklı geometrik parametreler kullanılarak analizler tekrarlanabilir.
- ✚ Yapılan çalışma sabit ısı yükü altında gerçekleştirilmiştir. Farklı ısı yükleri altında çalışmalar yapılarak modülün soğutma performansının sınırlarını belirlenebilir.



## KAYNAKLAR

1. Zhang, Z., Wang, X., Yan, Y. (2021). A review of the state-of-the-art in electronic cooling. *Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy*, (1), 100009.
2. Lee, S., Early, M., Pellilo, M. (1997). Thermal interface material performance in microelectronics packaging applications. *Microelectronics Journal*, 28(1), xiii-xx.
3. Moore, G. E. (1998). Cramming More Components onto Integrated Circuits. *Proceedings Of The IEEE*, 86(1), 82 - 85.
4. Murshed, S., Nieto De Castro, C. A. (2017). A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, 821–833.
5. İnternet: VITA Standards. (2020). *VITA Technology* Web: <https://www.vita.com/standards>. Son erişim tarihi: 15.10.2023.
6. Wilhelmsson, D. (2017). *Thermal analysis of printed circuit boards for airborne applications*. Master of Science Thesis, In KTH Industrial Engineering and Management, Stockholm.
7. İnternet: SWE440A. (2017). *Abaco*. Web: <https://www.abaco.com/products/swe440a>. Son erişim tarihi: 15.05.2023.
8. Saini, M., Webb, R. L. (2003). Heat rejection limits of air cooled plane fin heat sinks for computer cooling. *Institute of Electrical and Electronics Engineers*, 26(1), 71 - 79.
9. İnternet: Pci-Systems. (2020). *VPX Products*. Web: [www.pcipowersystems.com](http://www.pcipowersystems.com). Son erişim tarihi: 27.03.2023.
10. Parlak, M., Tastan, U., Ors, E., Boncu, M., Apak, A. (2020). *Thermal management using spider-shaped heat pipe for high power electronic cooling*. 26th International Workshop on Thermal Investigations of ICs and Systems, Berlin, Germany, 20.
11. Campo, D., Weyant, J., Muzyka, B. (2014). *Enhancing Thermal Performance in Embedded Computing for Ruggedized Military and Avionics Applications*. 14th IEEE IThERM Conference, Orlando, FL, USA, 14.
12. İnternet: Next-Gen Cooling for Embedded High-Performance Processing. (2023). *Annapolis microsystems* Web: <https://www.annapmicro.com/annapolis-microsystems/cooling>, Son erişim tarihi: 19.04.2023.
13. Samet, B. B. (2019). *Takılabilir Modüllerde Kullanılan Elektronik Kartların Doğrudan Hava Akışı Metodu İle Soğutulması*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
14. İnternet: Straznický, I. (2010). Advanced cooling techniques beat the heat for rugged embedded COTS systems. *Military Embedded Systems* Web: <https://militaryembedded.com>. Son erişim tarihi: 20.06.2023.

15. Çengel, Y. (2017). *Isı ve Kütle Transferi*. (4). Palme Yayıncılık, Ankara, 908.
16. İnternet: The Leading Military ATR Chassis (2021). *Cm Computer Military Cots Technologies.*, Military Embedded Systems Web: <https://www.cmcomputer.com>, Son erişim tarihi: 20.05.2023.
17. VanEngelenhoven, J., Solbrekken, G. L., (2007). *Thermal performance maps for forced air cooling of ruggedized electronics enclosures*. Proceedings of the ASME InterPack Conference, Canada, 801–809.
18. Price, D. C., Short, B. E. (2005). Thermal design of an airborne computer chassis with air-cooled, cast pin fin coldwalls. *Journal of Heat Transfer*, 127(1), 11–17.
19. İnternet: Steve Gudknecht, J. S. (2020). Bridging the cooling gap in high-speed embedded systems. *Military Embedded Systems*. Web: <https://militaryembedded.com>. Son erişim tarihi: 25.08.2023.
20. Kim, T. Y., Kim, S. J. (2009). Fluid flow and heat transfer characteristics of cross-cut heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(23–24), 5358–5370.
21. Culham, J. R., Khan, W. A., Yovanovich, M. M., Muzychka, Y. S. (2007). The influence of material properties and spreading resistance in the thermal design of plate fin heat sinks. *Journal of Electronic Packaging, Transactions of the ASME*, 129(1), 76–81.
22. Moradikazerouni, A., Afrand, M., Alsarraf, J., Mahian, O., Wongwises, S., Tran, M. D. (2019). Comparison of the effect of five different entrance channel shapes of a micro-channel heat sink in forced convection with application to cooling a supercomputer circuit board. *Applied Thermal Engineering*, 150, 1078–1089.
23. Lee, P. S., Garimella, S. V. (2006). Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(17–18), 3060–3067.
24. Kutlu, Y. (2019). *Bir Kanal İçindeki Mini Pim Kanatçıklı Isı Kaynağından Olan Zorlanmış Taşınımın Isı Transferinin Nümerik Olarak İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
25. Naufal bin Samsudin, A., Salami Tijani, A., Thottathil Abdulrahman, S., Kubenthiran, J., Kolawole Muritala, I. (2022). Thermal-hydraulic modeling of heat sink under force convection: Investigating the effect of wings on new designs. *Alexandria Engineering Journal*, 65, 709–730.
26. Khudhur, D. S., Al-Zuhairy, R. C., Kassim, M. S. (2022). Thermal analysis of heat transfer with different fin geometry through straight plate-fin heat sinks. *International Journal of Thermal Sciences*, 174, 107443.
27. Abdelmohimen, M. A. H., Almutairi, K., Elkotb, M. A., Abdelrahman, H. E., Algarni, S. (2021). Numerical Investigation of Using Different Arrangement of Fin Slides on the Plate-Fin Heat Sink Performance. *Thermal Science*, 25(6), 4683–4693.

28. Chingulpitak, S., Seon Ahn, H., Godson Asirvatham, L., Wongwises, S. (2019). Fluid flow and heat transfer characteristics of heat sinks with laterally perforated plate fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 138, 293–303.
29. Amoako, A., Doom, J. (2018). *Optimization of heat sinks in a range of configurations*. Master of Science Thesis, Major in Mechanical Engineering, USA.
30. Stewart, W. E. (1972). *Scholars' Mine Determination of thermal contact resistance between metals using a pulse technique*. Doctoral Thesis, University Of Missouri-Rolla, USA.
31. Zhang, P., Cui, T., Li, Q. (2017). Effect of surface roughness on thermal contact resistance of aluminium alloy. *Applied Thermal Engineering*, 121, 992–998..
32. İnternet: Mechanical Standart for Electronic VPX Plug-in Modules Using Air Flow Through Cooling (2017) *ANSI-VITA 48.8-2017*, Web: <https://www.vita.com/standards>. Son erişim tarihi: 25.01.2022.
33. İnternet: VPX Baseline Standard (2007) *ANSI/VITA 46.0*, Web: <https://www.vita.com/standards>. Son erişim tarihi: 25.01.2022.
34. Blinov, A., Vinnikov, D., Lehtla, T. (2011). Cooling Methods for High-Power Electronic Systems. *Power and Electrical Engineering*, 29(1), 79–86.
35. İnternet: FloEFD Technical Reference. (2021). *Mentor Graphics Corporation*, Web: <https://www.smart-fem.de/media/floefd/TechnicalReferenceV17.pdf> Son erişim tarihi: 25.05.2022.
36. Malalasekera, H. K. V. and W. (2005). *An Introduction to Parallel Computational Fluid Dynamics-The Finite Volume Method*. (Vol. 6, Issue 4), Prentice Hall, 517.
37. Afonso, A. M., Oliveira, M. S. N., Oliveira, P. J., Alves, M. A., & Pinho, F. T. (2012). *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics*. In *Finite Volume Method*. (Volume 113), Springer,798.
38. Van Driest, E. R. (1956). On Turbulent Flow Near a Wall. *Journal of the Aeronautical Sciences*, 23(11), 1007–1011.
39. Yuan, W., Zhao, J., Tso, C. P., Wu, T., Liu, W., Ming, T. (2012). Numerical simulation of the thermal hydraulic performance of a plate pin fin heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 48, 81–88.
40. S. Kline, F. McClintock. (1953). Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. *Mechanical Engineering*, 75,3-8.
41. Yoon, Y., Park, S. J., Kim, D. R., Lee, K. S. (2018). Thermal performance improvement based on the partial heating position of a heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, 752–760.
42. Pandey, J., Husain, A., Zahid Ansari, M., Al-Azri, N. (2021). Performance analysis of cold plate heat sink with parallel channel and pin-fin. *Materials Today: Proceedings*, 44, 3144–3149.

43. Pujol, T., T'Jollyn, I., Massaguer, E., Massaguer, A., Cózar, I. R., De Paepe, M. (2022). Design optimization of plate-fin heat sink with forced convection for single-module thermoelectric generator. *Applied Thermal Engineering*, 221, 119866.
44. Bhandari, P., Prajapati, Y. K. (2021). Thermal performance of open microchannel heat sink with variable pin fin height. *International Journal of Thermal Sciences*, 159, 106609.





*Gazili olmak ayrıcalıktır*