





## Numerical and experimental investigation of fin height effect in plug-in modules cooled by direct airflow through method

Yusuf Tekin<sup>1</sup> , Muhittin Bilgili<sup>2\*</sup> 

<sup>1</sup>Gazi University, Institute of Science, Department of Mechanical Engineering, 06570, Ankara, Türkiye

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Engineering of Faculty, Gazi University, 06570, Ankara, Türkiye

### Highlights:

- Thermal management of plug-in module
- Verification of the numerical model with experimental studies
- Thermal analysis of plate fins

### Keywords:

- Electronic cooling,
- VITA 48.8
- Plate fin
- Different pitch spacing
- Plug-in module

### Article Info:

Research Article

Received: 11.08.2023

Accepted: 12.12.2023

### DOI:

10.17341/gazimmfd.1341551

### Correspondence:

Author: Muhittin Bilgili  
e-mail: bilgili@gazi.edu.tr  
phone: +90 312 582 3405

### Graphical/Tabular Abstract

In this study, AFT (Air Flow Through) cooling method, which is one of the module level cooling methods of printed circuit boards with high power consuming electronic components, is investigated. This method for cooling electronic components was designed based on the ANSI/VITA 48.8-2017 standard and has been successfully implemented. The plug-in module shown on Figure A is suitable for a 3U (100\*1600mm) form factor.

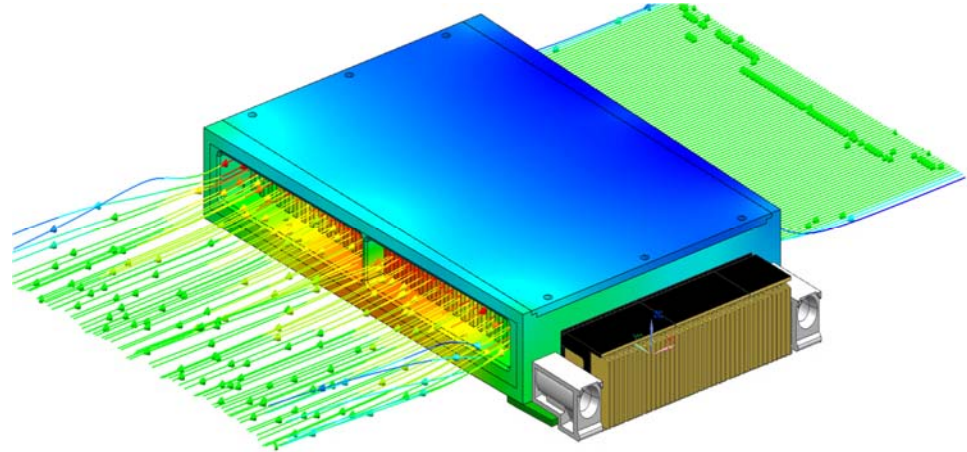


Figure A. 3U plug-in module that can be cooled by direct air flow through method

**Purpose:** Investigation of the thermal performance of 3U plug-in modules with 1 inch, 1.2 inch and 1.5 inch pitch spacing that can be cooled by direct air flow through method.

**Theory and Methods:** Three-dimensional numerical analysis and experimental studies were performed to observe the changes in cooling capacity and flow characteristics of a 3U plug-in module with 1 inch, 1.2 inch and 1.5 inch pitch spacing at different fin heights. According to these three different pitch spacings, the maximum fin heights were determined as 8.20 mm, 13.2 mm and 20.8 mm. A constant 100 W of heat was applied to the surface of the module where the electronic components are in contact. On the air inlet side of the module, 25°C inlet temperature and 2m/s, 3m/s, 4m/s, 5m/s inlet velocities were used. The most important parameter is the pressure drop across the module and the surface temperature of the area where the active components are in contact.

**Results:** According to the results, by increasing the pitch spacing of the modules, the increase in the heat transfer area resulted in an increase in the thermal performance of the module. Under 100 W heat load, the lowest surface temperatures were obtained on the module surface with 1.5 inch pitch spacing. At 2 m/s inlet air velocity, the temperature obtained on the surface of the module with 1.5 inch pitch spacing is 53.74 °C. This value is 27% lower than the temperature obtained on the module surface with 1.2 inch pitch spacing and 43% lower than the surface temperature obtained on the module surface with 1 inch pitch spacing. The air outlet temperature data obtained as a result of experimental studies were in agreement with the temperature data obtained by numerical studies by 5.4% to 7.5%.

**Conclusion:** When the temperature distribution contours on the module were analyzed, the lowest temperature values were obtained on the air inlet side of the module. The most important conclusion that can be obtained from this result is that high power consuming electronic components should always be positioned on the air inlet side of the module.



## İçerisinden direk hava akışı metoduyla soğuyabilen takılabilir modüllerde kanatçık yükseklik etkisinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi

Yusuf Tekin<sup>1</sup>, Muhittin Bilgili<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, 06570, Ankara, Türkiye

<sup>2</sup>Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06570, Ankara, Türkiye

### ÖNEÇIKANLAR

- Elektronik kartların modül seviyesinde soğutma çalışması
- Sayısal modelin deneysel çalışmalar ile doğrulanması
- Plaka kanatçıkların termal analizi

#### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 11.08.2023

Kabul: 12.12.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1341551

#### Anahtar Kelimeler:

Elektronik soğutma,  
VITA 48.8 standartı,  
plaka kanat,  
adım aralıkları,  
takılabilir modül

#### ÖZ

Bu çalışmada, yüksek güç tüketen elektronik bileşenlere sahip baskı devre kartlarının modül seviyesinde soğutma yöntemlerinden biri olan, modül içerisinden hava dolaştırılarak (AFT-Air Flow Through) soğutma yöntemi incelenmiştir. Elektronik bileşenlerin soğutulmasında kullanılan bu yöntem, ANSI/VITA 48.8-2017 standardına dayanarak tasarlanmış olup, başarıyla uygulanmıştır. Isı emici görevindeki takılabilir modül, 3U (100\*1600mm) biçim faktörüne uygundur. Çalışma kapsamında, dikdörtgen kesitli plaka tipi kanatçıklar kullanılmıştır. Amaç, farklı adım aralıklarının kullanılmasından dolayı oluşan farklı kanatçık yüksekliklerinin, modülün soğutma performansı ve akış dinamikleri üzerindeki etkilerini gözlemlemektir. Bu kapsamda, FLOEFD paket programı kullanılarak üç boyutlu sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır. Modülün termal direnç, basınç düşümü ve ortalama Nusselt sayısındaki değişimler, üç farklı kanatçık yüksekliği altında incelenmiştir. Analizlerin gerçekleştirildiği sayısal modeli doğrulamak amacıyla deneysel çalışmalar yapılmıştır. Sürekli 100 W ısı yükü altındaki modülün hava giriş tarafında 25°C giriş sıcaklığında ve  $1900 \leq Re \leq 11700$  arasında hava kullanılmıştır. Sonuç olarak, modül üzerindeki kanatçık yüksekliğinin artırılması ile sağlanan ekstra ısı transfer alanının, modülün termal performansına olumlu katkı sağladığı anlaşılmıştır. Aynı giriş hızlarında 1,5 inç adım aralığına sahip modül yüzeyinde %43 daha düşük yüzey sıcaklığı elde edilmiştir. Deneysel çalışmalardan elde edilen veriler ile sayısal simülasyon sonuçları arasındaki farkın, %5,9 ile %10 arasında değiştiği görülmüştür.

## Numerical and experimental investigation of fin height effect in plug-in modules cooled by direct airflow through method

### HIGHLIGHTS

- Thermal management of plug-in module
- Verification of the numerical model with experimental studies
- Thermal analysis of plate fins

#### Article Info

Research Article

Received: 11.08.2023

Accepted: 12.12.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1341551

#### Keywords:

Electronic cooling,  
VITA 48.8 standard,  
plate fin,  
pitch spacing,  
plug-in module

#### ABSTRACT

In this study, AFT (Air Flow Through) cooling method, which is one of the module level cooling methods of printed circuit boards with high power consuming electronic components, is investigated. This method for cooling electronic components was designed based on the ANSI/VITA 48.8-2017 standard and has been successfully implemented. The plug-in module, which serves as a heat sink, is suitable for a 3U (100\*1600mm) form factor. Within the scope of the study, plate-type fins with rectangular cross-section were used. The purpose is to observe the effects of different fin heights due to the use of different pitches on the cooling performance and flow dynamics of the module. In this context, three-dimensional numerical analysis studies were carried out using the FLOEFD package program. The changes in the thermal resistance, pressure drop and average Nusselt number of the module are analyzed under three different fin heights. Experimental studies were carried out to validate the numerical model on which the analyses were performed. Air at 25°C inlet temperature and  $1900 \leq Re \leq 11700$  was used at the air inlet side of the module under a continuous heat load of 100 W. As a result, it was found that the extra heat transfer area provided by increasing the fin height on the module contributed positively to the thermal performance of the module. At the same inlet velocities, 43% lower surface temperature was obtained on the module surface with 1,5 inch pitch. The difference between the data obtained from the experimental studies and the numerical simulation results varied between 5.9% and 10%.

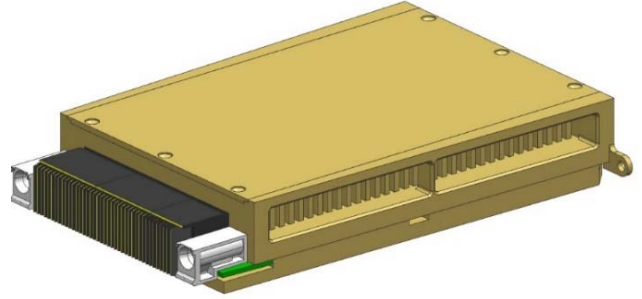
## 1.Giriş (Introduction)

Elektronik bileşenler günümüz dünyasının vazgeçilmez teknolojik ürünleridir. Hem endüstriyel uygulamalarda hem de askeri uygulamalarda yaygın olarak tercih edilmektedir. Özellikle savunma sanayi uygulamalarında güvenilir elektronik sistemlere sahip olmak son derece önemlidir. Elektronik sistemlerin bir operasyon sırasında arızalanmasının temel nedenlerinin başında, içerisindeki elektronik bileşenlerin verimli bir şekilde çalışabilecekleri sıcaklık limitlerinin aşılması gelmektedir [1]. Artan teknolojik gelişmelerin bir sonucu olarak elektronik bileşenlerin güç yoğunluklarının artması ile boyutlarının giderek küçülmesi nedeniyle elektronik sistemlerin termal yönetimi önemli bir sorun haline gelmiştir. Ayrıca elektronik cihazların fonksiyonel yoğunluklarının da artması, elektronik bileşen yoğunluğunu da arttırmaktadır. Ek işlevsel gereksinimleri yerine getirmek için elektronik cihazların içerisine takılabilen modüller üzerinde daha fazla elektronik bileşen kullanılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Özellikle askeri platformlarda artan bu güç tüketimlerine ortak soğutma çözümleri bulmak ve ortak bir pazar oluşturabilmek amacıyla standartlar yayınlamaktadır. ANSI/VITA 48 REDI standartı olarak bilinen bu genel standartta, takılabilir modül seviyesinde soğutma yöntemleri ayrı ayrı anlatılmıştır. Standart içerisinde verilen genel soğutma yöntemleri Tablo 1 içerisinde verilmiştir.

Gerçekleştirilen bu çalışmada, yüksek güç tüketen elektronik bileşenlere sahip baskı devre kartlarının modül seviyesinde soğutulması yöntemlerinden biri olan, modül içerisinden direk hava dolaştırılarak (AFT-Air Flow Through) soğutma yöntemi incelenmiştir. Yöntemin uygulanması aşamasında, ANSI/VITA 48.8 standartı referans alınmıştır. Bu standart, VPX 3U veya VPX 6U biçim faktörüne sahip ve ısı üreten elektronik baskı devre kartlarının bağlı bulunduğu modülün, doğrudan hava ile soğutulabilmesine olanak sunmaktadır. Bu işlem, kart üzerindeki bileşenin soğutma havası ile teması olmaksızın soğutulması işlemidir. Elektronik bileşenlerin soğutma havası ile temasının olmaması, elektronik kartların güvenilirliği açısından çok önemlidir. Çünkü şartlandırılmış soğutma havası, havadaki aşırı nem nedeniyle tamamen kuru değildir. Küçük su damlaları genellikle soğutma havası ile birlikte elektronik bölüme gelir. Bu su, elektronik kartların üzerinde birikirse elektriksel sorunlar yaşanabilir. VITA 48.8 standardı, takılabilir modül ile bağlı bulunacağı kasa arasında iletim olmadan soğutma sağlamak için tasarlanmış olup, hafif kompozit malzeme tabanlı kasaların yenilikçi kullanımını teşvik etmektedir. [2].

Referans alınan standart, tasarımcılara hava soğutmalı modülün mekanik tasarımı için gerekli olacak tüm kritik ölçüleri ve toleransları detaylı bir şekilde açıklamaktadır. Ancak farklı adım aralıklarında kısıtlı bir alana sahip olan modül içerisinde oluşturulabilecek maksimum kanatçık yükseklikleri ile ilgili detayları, kullanıcılarının kendi soğutma ihtiyaçlarına göre belirlemesi için herhangi bir detay verilmemiştir. Standart içerisinde eksik olan bu bilgilere referans olması amacıyla bu çalışma yapılmıştır. Çalışma kapsamında, bu tarz elektronik soğutma çalışmalarında yaygın olarak kullanılan farklı kanatçık en-boy oranına sahip dikdörtgen kesitli plaka tipi kanatçıklar

kullanılmıştır. Isı emici görevindeki takılabilir modül, 3U (100\*1600 mm) biçim faktörüne sahip bir baskı devre kartına uygun olacak şekilde tasarlanmıştır. Takılabilir bir modülün üç boyutlu görseli Şekil 1 üzerinde verilmiştir. Kanatçık yüksekliğinin, modülün soğutma performansına ve akış dinamiklerine etkisi gözlemek için modüle ait termal direnç, basınç düşümü ve Nusselt sayılarına bakılarak değerlendirmeler yapılmıştır. 1 inç, 1,2 inç ve 1,5 inç adım aralığına sahip modül yapısına göre 8,20 mm, 13,2 mm ve 20,8 mm olmak üzere üç farklı kanatçık yüksekliği belirlenmiştir. Modülün elektronik bileşenlerin temas ettiği yüzeyine sabit 100 W ısı verilmiştir. 25°C giriş sıcaklığında değişen kanatçık yüksekliğine bağlı olarak ortalama 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s giriş hızlarına hava kullanılmıştır. Sayısal analiz çalışmaları FLOEFD paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. 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.



Şekil 1. VPX 3U AFT takılabilir modül (VPX 3U form factor AFT plug-in modüle)

Literatürde hava soğutmalı sistemler için plaka 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 içerisinde ısı emiciler ile ilgili yapılan çalışma sayısı çok fazla değildir. Literatürde yapılan bazı çalışmalar incelendiğinde, J. VanEngelenhoven vd. [3], 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. Alireza vd. [4], bir süper bilgisayar devre kartının soğutulabilmesi için beş farklı hava giriş 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

Tablo 1. ANSI/VITA 48 REDI'ye Göre Soğutma Standartları (Cooling Standard for ANSI/VITA 48 REDI)

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.

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. Poh-Seng Lee vd. [5], 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. Elde edilen sıcaklık ve ısı akısı dağılımlarına bağlı olarak, hem yerel hem de ortalama Nusselt sayıları, boyutsuz eksenal mesafe ve kanal em-boy oranının bir fonksiyonu olarak grafiksel olarak sunulmuştur. Nusselt sayılarını tahmin etmek için bu tarz ısı emici görevindeki cihazların tasarımı ve optimizasyonu için yararlı olabilecek geliştirilmiş korelasyonlar denklemleri verilmiştir. Bilge Büşra vd. [6], 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 etmişlerdir. 3U biçim faktöründe ve 1 inç adım aralığına sahip modül üzerine daldırma ile 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 gözlemlenmiştir. Murat Parlak vd. [7], yapmış oldukları çalışmalarında, içerisinde maksimum çalışma sıcaklığı 105°C olan ve 65 W ısı tüketen bir elektronik kartın modül seviyesinde soğutulmasını incelemişlerdir. Bu kapsamda, 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 gömülü örümcek şeklindeki ısı borusu kullanımının termal olarak daha avantajlı olduğu görülmüştür. Y. Kutlu [8], yapmış olduğu çalışmasında yatay dikdörtgen bir ısı kaynağı üzerinde bulunan silindirik, spiral ve kare geometrideki kanatçıkların, zorlanmış taşınım altında ısı transfer performansına olan etkilerini gözlemek için üç boyutlu sayısal çalışmalar gerçekleştirmiştir. Isı kaynağı üzerindeki sıcaklık dağılımları, hız vektörleri ve ortalama Nusselt sayılarındaki değişimlere bakılmıştır. Elde ettikleri sonuçlara göre, Reynolds sayısı, ısı transfer alanı, kanatçık geometrisi, kanatçık dizilimi ve kanatçıklar arası mesafenin ısı transferine önemli etkisi olduğu gözlemlenirken en büyük etkinin ısı transfer alanından kaynaklandığı görülmüştür. Naufal bin Samsudin vd. [9], yapmış oldukları çalışmalarında, bir ısı emici üzerindeki farklı geometrik konfigürasyondaki pim tipi kanatçıklara ekstra yüzey alanı oluşturabilmek adına eklenen kanatçıkların, ısı transfer performansında ve akış dinamiklerinde oluşturduğu değişimleri araştırmışlardır. Sonuç olarak pim tipi kanatçıklara kanat eklenmesinin sıcak noktalardan ısı yayılımını önemli ölçüde artırdığını gözlemlenmiştir. Ayrıca pim kanatçıkların arkasında girdap oluşumunun basınç düşüşünde bir artışa neden olduğu ve sonuç olarak da pompalama gücünün arttığı anlaşılmıştır. Bunun nedeni olarak akışkanın dar bir yol boyunca ilerlemeye zorlanması gösterilmiştir. Khudhur, Al-Zuhairy, ve Kassim [10] 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 eklemeli kanatçıklı ısı alıcılar ile ikinci model düz plaka yarım daire çıkarma kanatçıklı ısı alıcılar. 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. [11] çalışmalarında, plakalı tipi kanatçık bulunduran 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. [12] bu çalışmasında, yanal dairesel deliklere sahip plaka kanatçık bulunduran 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 yapılmıştır. Elde ettikleri sayısal sonuçlara göre, delik çapı 3 mm ve delik sayısı 75 olduğu durumda, düz plaka tipi kanatçıklara göre yaklaşık %11,6 daha yüksek ısı transfer oranını sergilediği gözlemlenmiştir.

Literatürde, hava soğutmalı ısı alıcılar içinde plaka tipi kanatçıkların soğutma performansları ile ilgili çalışmalar 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. Yapılan bu çalışma ile, VITA 48.8 standartına göre farklı kanatçık yüksekliklerinin askeri standart bir modülün soğutma performansına olan etkisi sayısal ve deneysel olarak detaylı bir şekilde incelenmiştir. Böylelikle bu standartta referans alan uygulayıcılara yeni katkılar sağlanmıştır.

## 2. Metaryal ve Metot (Material and Methods)

Takılabilir modülün termal performansını etkileyen en önemli geometrik parametrelerden biri de kanatçık yüksekliğidir. Bu çalışmada kanatçık yüksekliğini belirli bir aralıkta kısıtlayan çeşitli parametreler bulunmaktadır. En önemli parametre ise 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. Standart üzerinden alınan adım aralıklarına göre ve diğer kısıtlamalar dikkate alınarak belirlenen kanatçık yüksekliklerini gösteren ölçüler Tablo 2 üzerinde verilmiştir.

**Tablo 2.** Maksimum kanatçık yükseklikleri (Maximum fin heights)

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 Şekil 2 üzerinde gösterilmiştir. Görseller incelendiğinde adım aralığı arttıkça modül kalınlıkları artmakta ve daha yüksek kanatçıklar elde edilebilmektedir.

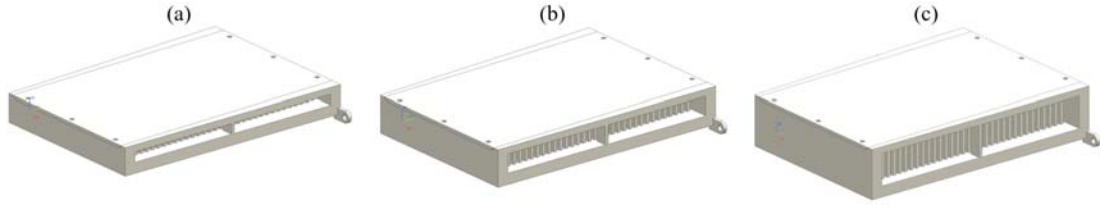
Takılabilir bir modül üzerinde kanatçık yükseklik etkisini hem deneysel hem de sayısal olarak inceleyebilmek adına oluşturulan çözüm modelinin görselleri Şekil 3 üzerinde gösterilmiştir. Çalışmalar sırasında geometri üzerinde sadece kanatçık yüksekliğini ifade eden H değeri değiştirilmiştir. Diğer verilen bütün ölçüler çalışmalar sırasında sabit değerler olarak alınmıştır. Baskı devre kartından modül üzerine aktarılacak ısıyı simule edebilmek için modül üzerinde 50x100 ölçülerinde bir ısı atım yüzeyi oluşturulmuştur. Modül üzerinde kanatçıkların bulunabileceği ve efektif olarak soğutulabilecek maksimum alan ölçüleri (WxL) 85x134 mm olarak belirlenmiştir. Modül üzerinde toplamda 33 adet kanatçık bulunmaktadır.

Gerçekleştirilen sayısal çalışmalarda 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 parametrelerde oluşacak değişimler hesaplanarak karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.

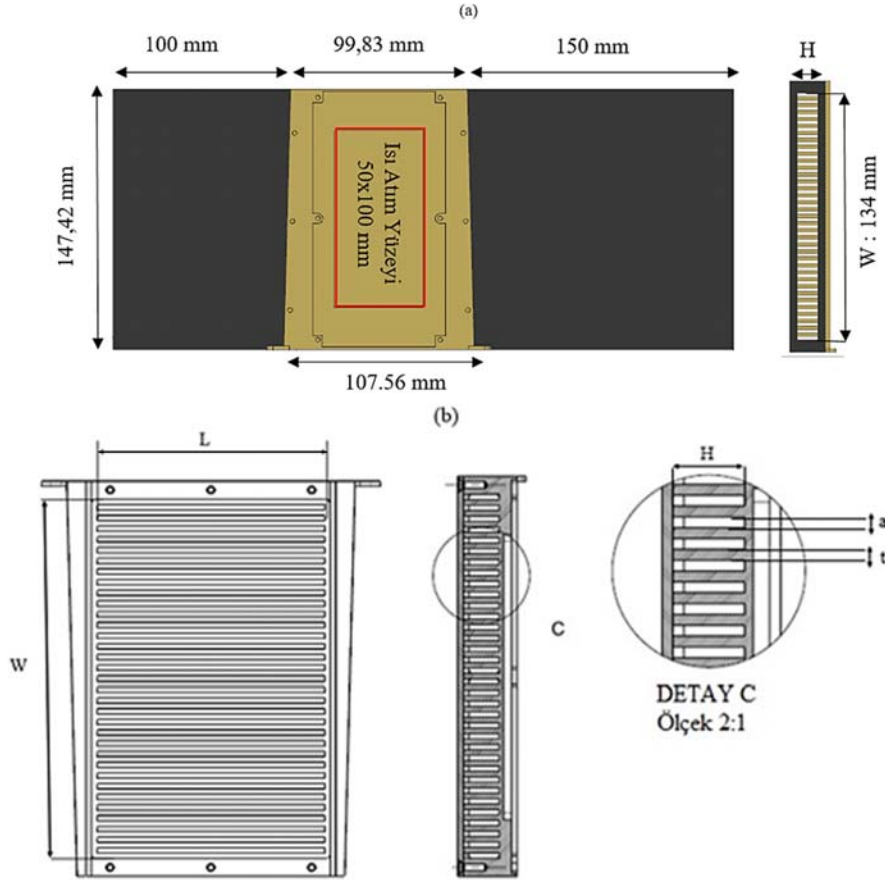
Modüller için üç farklı kanatçık yüksekliği altında giriş bölgesinde üç farklı hidrolik çap hesaplanmıştır. Buna göre verilen giriş hızları altında 1 inç modül  $1979 \leq Re \leq 4947$ , 1,2 inç modül  $3077 \leq Re \leq 7693$  ve 1,5 inç modül  $4611 \leq Re \leq 11527$  aralığında değerlendirilmiştir. Sayısal çalışmaları doğrulamak için oluşturulan deney düzeneği ile sonuçların güvenilirlik çalışması yapılmıştır.

### 2.1. Deneysel Analiz (Experimental analysis)

Kanatçık yükseklik etkisini değerlendirmek üzere gerçekleştirilen sayısal analiz çalışmalarında elde edilen verileri deneysel olarak doğrulamak amacıyla bir test düzeneği kurulmuştur. Dikdörtgen kesitli test düzeneğinin bir tarafı atmosfere açık iken diğer tarafı aksel bir fanın emiş tarafına bağlıdır. Deneysel çalışmaların yapılabilmesi için 1,2 inç adım aralığı içinde, 2 mm kalınlığa sahip 33 adet paralel plakadan oluşan 3U takılabilir modülün mekanik imalatı gerçekleştirilmiştir. İmalatı gerçekleştirilen modülün görseli Şekil 4'de verilmiştir. Modül AL 6061 T6 malzemeden, CNC freze yöntemi



Şekil 2. Genel modül geometrisi, (a) 1 inç adım aralığı, (b) 1,2 inç adım aralığı (c) 1,5 inç adım aralığı  
(General model geometry, (a) 1 inch pitch spacing, (b) 1.2 inch pitch spacing, (c) 1.5 inch pitch spacing)



Şekil 3. Sayısal model geometrisi, (a) Genel ölçüler, (b) Kanatçık detayı (Numerical model geometry, (a) General dimensions, (b) Fins details)

kullanılarak imal edilmiştir. Deney sırasında ortam sıcaklığı 25°C'dir. Deneysel ölçümün doğruluğunu ve güvenilirliğini ayırt etmek için deneysel bir belirsizlik analizi yapılmıştır.



**Şekil 4.** Üretilmiş 3U Modül Geometrisi  
(Manufactured 3U Plug-In Module Geometry)

#### 2.1.1. Deney kurulumu (Experimental setup)

Deney düzeneği 300 mm uzunluğundaki giriş bölümü, yaklaşık 100 mm uzunluğundaki test bölümü ve 331mm uzunluğundaki çıkış bölümü olmak üzere üç bölümden oluşan dikdörtgen kesitli bir test kanalından oluşmaktadır. Test kanalının şematik gösterimi Şekil 8. üzerinde gösterilmiştir. Test bölümü, 3U takılabilir bir modül, ısıtma elemanı ve ısı yalıtımı için yerleştirilmiş bir yalıtım elemanından oluşmaktadır. Giriş bölümü ve çıkış bölümü havayı yönlendirmek için gerekli olan ısı iletkenliği 3 W/m.K olan PVC levhalardan oluşmaktadır. Modül üzerine sabit ısı akışı sağlamak için fişek tipi bir ısıtıcı kullanılmıştır. Modül yüzeyinde eşit bir ısı dağılımı elde edebilmek için fişek tipi ısıtıcı 100 mm x 100 mm x 10mm ölçülerinde alüminyum bir blok içerisine yerleştirilmiştir. Soğutucunun temas yüzeylerindeki ısıl 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 Şekil 5'de verilmiştir.

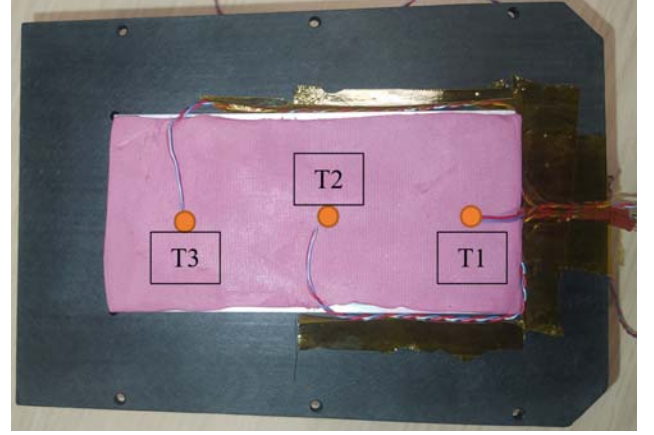


**Şekil 5.** Fişek tipi ısıtıcı (Cartridge heater)

Modül üzerinde ısı verilen yüzeyin sabit durum sıcaklıklarını ölçmek için termal pad üzerine üç adet T-tipi termokupl yerleştirilmiştir. Termokupulların konumları Şekil 6 üzerinde verilmiştir. Havanın çıkış sıcaklığını ölçmek için ise test bölümünden sonra 50 mm mesafede yine bir adet T tipi termokupl yerleştirilmiştir. ±0.5°C doğrulukta termokupullar deneylerde kullanılmadan önce kalibre edilmiştir.

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 yerleştirilmiştir. Böylelikle

ısının sadece kanatçıklar yönünde transfer edilmesi sağlanmıştır. Yalıtılmış ısıtıcı eleman ile modül geometrisinin montajlanmış hali Şekil 7 üzerinde verilmiştir.



**Şekil 6.** Termokupl konumları (Thermocouple locations)



**Şekil 7.** Isıtıcı ile modülün montajlanmış hali  
(Assembled 3U Plug-In Module geometry with heater body)

Test bölümünden sonra, hava emiş tarafında 119x119x25 mm ölçülerinde EBMPast 4414 FNH marka bir DC emiş fanı yerleştirilmiştir. Fanın emiş gücü kanal içerisinde farklı akış hızları elde edilebilmek Eş. 1 ile verilen denklem ile giriş voltajı değiştirilerek kontrol edilir.

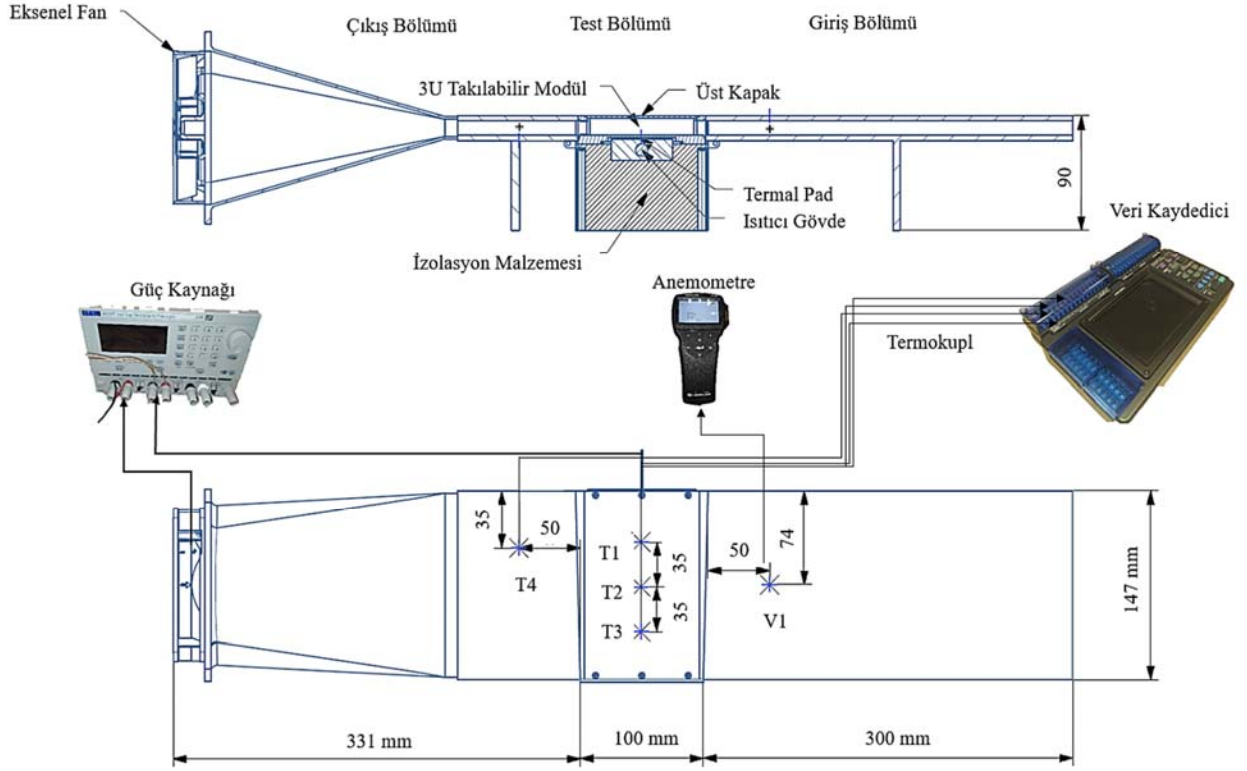
$$P = V.I \quad (W) \quad (1)$$

Kanal içerisindeki hava giriş sıcaklığını ve hava giriş hızını ölçmek için giriş bölümünden itibaren 250 mm mesafeye ve kanalın tam orta noktasında TSI TA430 model bir sıcak tel anemometresi yerleştirilmiştir. Deney sırasında sıcaklık verileri takip etmek ve kayıt altına almak için MEMORY HiLOGGER LR8402-20 marka veri kaydedici kullanılmıştır. Fanın ve ısıtıcının güç ihtiyacı karşılamak için üç kanallı AIM-TTI MX100P model bir güç kaynağı kullanılmıştır.

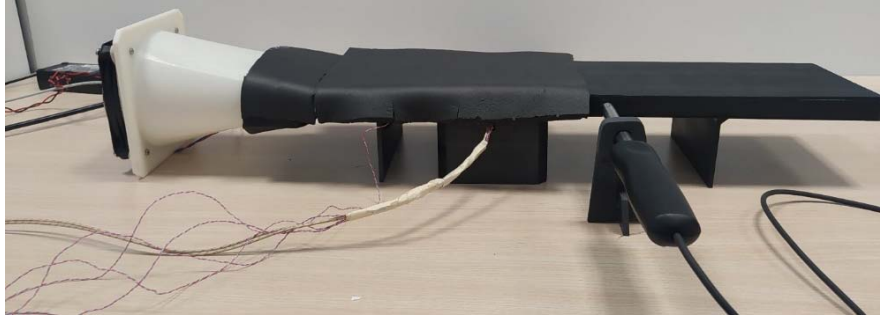
Takılabilir modülün bütün yüzeyi termal olarak yalıtım için ısı yalıtım süngeri ile kaplanmıştır. Deney düzeneğinin testler başlamadan önceki son hali Şekil 9'da gösterilmektedir.

#### 2.1.2. Deneysel ölçümler ve veri analizi (Experimental measurements and data analysis)

Gerekli bütün izolasyon işlemleri tamamlandıktan sonra ilk olarak fan çalıştırılarak devreye alınır. Kanal içerisinde V1 noktasında havanın giriş hızı ve sıcaklığı anemometre ile takip edilir. Isıtıcının üzerine



Şekil 8. Deneysel test kurulumunun şematik gösterimi (Schematic illustration of experimental test setup)



Şekil 9. Deneysel test kurulumu (Experimental test setup)

yerleştirilen T1, T2, T3 ve T4 numaralı termokupullar ile verilen noktalardaki sıcaklıklar takip edilir. Termokupl noktalarından alınan sıcaklık verileri, sıcaklıktaki değişim 2 dakikalık bir süre içinde  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ 'den küçük olana kadar ölçüm alınmaya devam edilmiştir. Kararlı durumdaki modül üzerinde meydana gelen ısı transferi Eş. 2 kullanılarak hesaplanır.

$$Q_{\text{elektriksel}} = Q_{\text{radyasyon}} + Q_{\text{iletim}} + \dot{m}_h c_{p,h} (T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}) \quad (2)$$

Fişek tipi ısıtıcı tarafından sağlanan 100 W elektriksel ısı girişi, ısıtıcının giriş voltajı ve akım değeri değiştirilerek Eş.3 ile elde edilmiştir.

$$Q_{\text{elektriksel}} = I \cdot V \quad (3)$$

Enerji dengesine göre sisteme Eş. 3 ile ısıtıcı tarafından sağlanan ısı yükü ile Eş. 1 ile hava tarafından alınan ısı yükü arasındaki fark sistemden olan ısı kaybıdır. Eş. 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.

$$Q_{\text{kayıp}} = \frac{Q_{\text{elektriksel}} - Q}{Q} \quad (4)$$

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 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} D_h}{k_a} \quad (5)$$

Burada  $D_h$  kanalın hidrolik çapıdır.  $k_a$  ise havanın termal iletkenlik katsayısını temsil etmektedir. Kanalın hidrolik çapı Eş. 6 ile hesaplanmıştır.

$$D_h = \frac{4A_s}{P_{toplam}} \quad (6)$$

Kanal içinde ortalama akış hızına ve kanalın hidrolik çapına dayalı Reynolds sayısı Eş. 7 ile hesaplanmıştır: Reynold sayısı havanın kanal içerisinde ve kanatçıklar arasında akış davranışını belirleyen en önemli parametrelerden birisidir.

$$Re = \frac{V_{giris} \cdot D_h}{\nu_{hava}} \quad (7)$$

## 2.2. Sayısal Model ve Hesaplama Prosedürü (Numerical Model and Calculation Procedure)

Sayısal çalışma üç boyutlu, zamandan bağımsız, birleşik (iletim ve taşınım) ısı transferi yaklaşımıyla çözülmüştür. FloEFD, verilen sınır koşulları altında akışı temsil eden ve süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini içeren Navier-Stokes denklemlerini sonlu hacimler yöntemini kullanarak çözmektedir. Program kartezyen koordinat sistemini kullanmaktadır. Sonlu hacim denklemlerini çözmek için, hesaplama alanı çok sayıda hücre adı verilen hesaplama alanlarına bölünmesi gerekmektedir [13]. 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. Dolayısıyla, bu bölgelerdeki hücreler çokgendirler ve gelişigüzel yönde yüzeylere sahiptirler. 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 akılar için upwind yaklaşımı kullanılırken difüzyon terimleri için merkezi farklar yöntemi kullanılmaktadır.

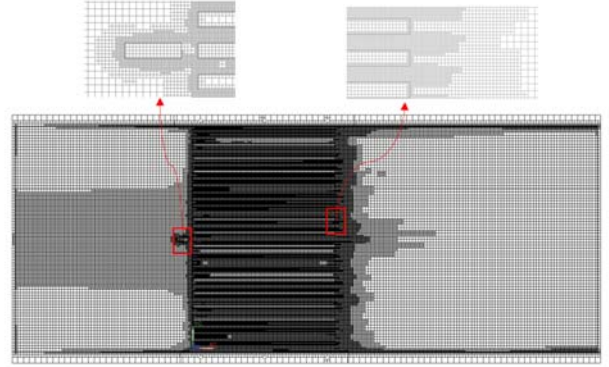
Sayısal analiz çalışmalarında çözümün doğruluğu araştırmak için yapılan çalışmaların başında çözümün hücre yapısından bağımsız olması ve çözüm sırasında kontrol edilen parametrelerin yakınsamasıdır. Hazırlanabilecek en uygun hücre yapısı için hız, basınç ve sıcaklık değişiminin yoğun olduğu bölgelerde daha sık hücre yapısı oluşturulmalıdır. Bu nedenle, 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 X-Y düzleminde alınmış kesit görüntüsü üzerinde elde edilen hücre yapısı dağılımı Şekil 10 üzerinde gösterilmiştir. Güncellenen hücre yapısından sonra takip edilen parametrelerde değişim oranı  $10^{-3}$  değerinden az olduğu durumda çözüm tamamlanmaktadır. Tablo 3 içerisinde belirlenen 6 farklı hücre yapısında modülün yüzey sıcaklığında oluşan değişimler verilmiştir. Tamamlanan bütün analizler sonucunda 4. hücre dağılım yapısından sonra sonuçların yaklaşık olarak aynı kaldığı gözlenmiştir. Bu durumda toplamda 5 805 882 adet hücrenin kullanıldığı durum ile sonuçların hücre sayısından bağımsız olduğu kabul edilmiştir. Bu hücrelerin 3 983 656 adeti akışkan alanda, 1 822 226 adeti katı alanda kullanılırken 887 812 adedi katı-sıvı etkileşiminde kalan alanda kullanılmaktadır.

Kartezyen koordinatlarda kararlı halde sıkıştırılamaz akışlar için süreklilik, momentum ve enerjinin korunum denklemleri aşağıda verilmiştir. (Eş. 8-Eş. 12)

### Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

2624



Şekil 10. Hücre Yapısı (Mesh Structure)

Tablo 3. Hücre sayısından bağımsızlık testi  
(Independency of mesh number)

Mesh sayısı	Modül Yüzey Sıcaklığı °C	Bağlı 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

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

### Momentum denklemi:

x – yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (9)$$

y – yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (10)$$

z – yönündeki momentum denklemi:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (11)$$

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

### Enerji:

$$c_p \rho \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (12)$$

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

Kullanılan kanatçıklar türbülansa neden olduğundan sayısal hesaplamalarda seçilen kanatçıklı geometriler için standart k-ε türbülans modelinin uygun olduğu belirlenmiştir. Geleneksel k-ε modelinde, türbülans kinetik enerjisi (k), türbülans dağılım oranı (ε) ve viskoz kaybolma terimi Φ kullanılmaktadır.

Daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi Eş. 13 ile verilmiştir.



$$\frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wk)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \mu_t \Phi - \rho \varepsilon \quad (13)$$

Türbülans viskozitesi değeri Eş. 14 ile hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (14)$$

Türbülans kinetik enerji Eş. 15 ile hesaplanmaktadır.

$$k = \frac{1}{2} \mu (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{z'^2}) \quad (15)$$

Viskoz kaybolma terimi Eş. 16 ile hesaplanmaktadır.

$$\Phi = 2\mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (16)$$

Türbülans kinetik enerji dağılım denklemi Eş. 17 ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \Phi - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (17)$$

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. 18 ile hesaplanmıştır.

$$R_{th} = \frac{T_{yüzey} - T_{giris}}{Q} \quad (^\circ C/W) \quad (18)$$

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

$\bar{h}$  ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki Eş. 19 ile hesaplanmıştır.

$$\bar{h} = \frac{Q}{A_{toplam}(T_{yüzey} - T_{ort})} \quad \left( \frac{W}{m^2.K} \right) \quad (19)$$

Burada  $A_{toplam}$  hava ile temas eden kanatçıkların toplam yüzey alanını göstermektedir.  $T_{ort}$  değeri veren ifade Eş. 20 ile hesaplanmıştır.

$$T_{ort} = \frac{T_{çiktis} + T_{giris}}{2} \quad (^\circ C) \quad (20)$$

$T_{ort}$ ,  $T_{çiktis}$  sırasıyla kanal içerisindeki havanın ortalama sıcaklığı ve havanın ortalama çıkış sıcaklığını temsil etmektedir. Kanal içerisinde havaya aktarılan ısı miktarı Eş. 21 ile hesaplanmıştır.

$$Q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{çiktis} - T_{giris}) \quad (W) \quad (21)$$

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

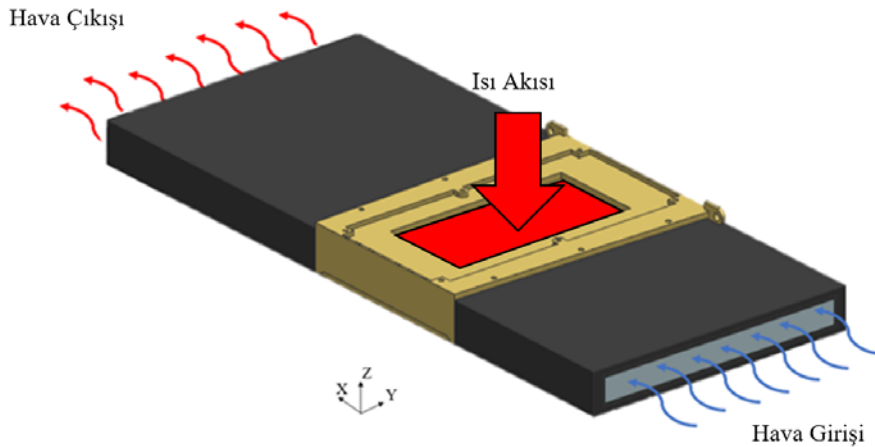
Basınç farkı, uygun fan seçilebilmesi için gerekli olan önemli bir parametredir. Kanatçıklar nedeniyle modül üzerinde oluşan basınç farkı giriş ile çıkış arasındaki basınç farkı ile hesaplanmaktadır (Eş. 22).

$$\Delta P = P_{giris} - P_{çiktis} \quad (Pa) \quad (22)$$

### 2.1.3. Sınır koşulları (Boundary conditions)

Sayısal analiz çalışmalarında kullanılan sınır koşullarını gösteren model Şekil 11 üzerinde gösterilmiştir. Modülün hava giriş ve çıkış tarafına hava düzenleyici görevinde olacak şekilde ek parçalar eklenmiştir. Plaka kanatçık tipi genellikle ısı transferini arttırmak için tercih edilen ideal kanatçık türlerin biridir. Çünkü plaka tipi kanatçıklar soğutma için en kolay ve en ucuz çözüm olarak bilinirler.[14]. Bu kapsamda modülün içerisine plaka tipi kanatçık yerleştirilerek analizler yapılmıştır.

Sayısal analiz çalışmaların uygulanan genel sınır koşullarını veren değerler Tablo 4 içerisinde verilmiştir. Analizler kullanılan malzemelere ait termal özellikler Tablo 5 üzerinde verilmiştir. Yapılan sayısal analizler sırasında bütün dış yüzeyler adyabatik olarak kabul edilmiştir. Akış giriş bölgesinde tam gelişmiş olarak kabul edilmiştir.



Şekil 11. 3B sayısal analiz model geometrisi (3D Numeric Analysis Model Geometry)

Tablo 4. Sınır şartları (Boundary conditions)

Modül Adım Aralıkları	Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	Giriş Hızı (m/s)	Çıkış Koşulları (Pa)	Isı Akısı (W)
1 inç	25	2-3-4-5	Atmosfer Basıncı	100
1,2 inç	25	2-3-4-5	Atmosfer Basıncı	100
1,5 inç	25	2-3-4-5	Atmosfer Basıncı	100

### 3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

Bu bölümde tamamlanan sayısal simülasyonlar ve deneysel çalışmalar ile elde edilen sonuçlar detaylı bir şekilde izah edilmiş ve elde edilen bulgular tartışılmıştır. İlk olarak tamamlanan sayısal analiz sonuçlarının deneysel sonuçlar ile tutarlılığı incelenmiştir. Daha sonra takılabilir modülün termal ve hidrolik performansına farklı adım aralığında oluşacak kanatçık yükseklik etkisi termal direnç, ortalama Nusselt sayısı ve basınç düşümü değerlerine bakılarak karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.

#### 3.1. Sayısal Çalışmanın Doğrulanması (Verification of Numerical Results)

Ağ yapısıyla ilgili düzenlemelerden sonra elde edilen analiz sonuçlarının deneysel veriler ile uyuşması gerekmektedir. Analiz yapılan çözüm alanına uygun olacak şekilde hazırlanan deney düzeneği sonucunda elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak grafik halinde Şekil 12’de verilmiştir.

Elde edilen grafik incelendiğinde deneysel sonuçların ile sayısal sonuçlar arasındaki sapmalar %5,9 ile %10 arasında değişmektedir. Böylece sayısal sonuçların deney sonuçları oldukça doğru bir şekilde temsil edebildiği görülmüştür.

#### 3.2. Belirsizlik analizi (Uncertainty Analysis)

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. 23 kullanılarak yapılmıştır [15].

$$\delta R = \left[ \sum_{j=1}^M \left( \frac{\partial R}{\partial X_j} \delta X_j \right)^2 \right]^{1/2} \quad (23)$$

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 belirlenen sensor ve güç kaynağı belirsizlikleri Tablo 6’de listelenmiştir.

**Tablo 6.** Sensor belirsizlikleri (Sensor uncertainties)

Parametre	Belirsizlik Durumu
T-tipi termokupl	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Anemometre Hız	$\pm 3\%$ m/s
Anemometre Sıcaklık	$\pm 0,3^\circ\text{C}$
Güç Kaynağı Akım ve Voltaj	$\pm 0,5\%$ W

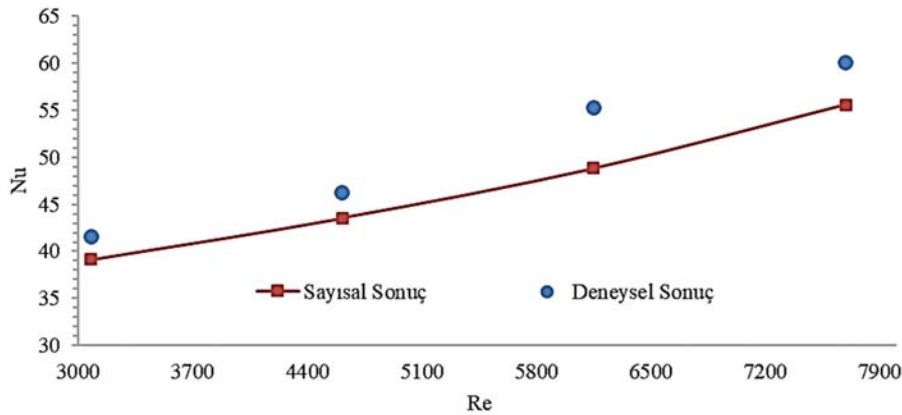
Eş.23 kullanılarak hesaplanan ısı transfer katsayılarında olan deneysel belirsizlikler %2,06 ile %2,62 arasında değişmektedir. Isı transfer katsayısının belirsizliklerine en büyük katkıda bulunanlar, hava giriş sıcaklığının belirsizlikleri, ortalama modül yüzey sıcaklıkları ve hava çıkış sıcaklığı ölçümleridir. Isı transfer katsayısındaki belirsizlikler giriş havasının akış hızının artması ile birlikte artmaktadır. Çünkü ısı transfer katsayısı Eş.7 verildiği gibi  $(T_{yüzey} - T_{ort})$  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.

#### 3.3. Kanatçık Yükseklik Etkisi (Effect of Height of Fin)

Termal direnç, bir malzemenin ısı transferine direnme kabiliyetidir [16]. Bu nedenle daha düşük bir termal direnç değeri, daha iyi bir ısı transferi için yüksek bir potansiyele işaret eder. Şekil 13 üzerinde, sabit hızlarda oluşan farklı Reynolds aralıkları altında farklı kanatçık yüksekliğine sahip modülün termal direncinde meydana gelen değişimleri gösteren grafik verilmiştir. Şekil-13 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 değerleri düşmektedir.

**Tablo 5.** Malzemelerin termo-fiziksel özellikleri (Thermo-physical properties of materials)

	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	-



**Şekil 12.** Deneysel verilerin sayısal veriler ile karşılaştırılması (Comparison of experimental data with numerical data)

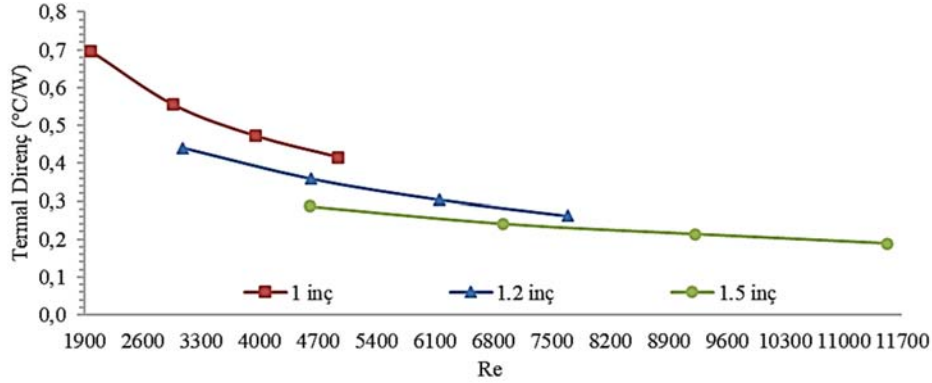
Nusselt (Nu) sayısı kanatçıklı yüzeyler ile hava arasındaki ısı taşınım kapasitesini gösteren en önemli parametredir [17]. Nu sayısı ne kadar büyük olursa taşınım ile olan ısı transferi o kadar etkilidir. Şekil 14 içerisinde verilen grafiklerde, 1 inç, 1,2 inç ve 1,5 inç adım aralığına sahip modüllerin 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.

Modül üzerinde basınç düşümünün az olması, soğutucu akışkan hareketi için gerekli olacak pompalama gücünü de azalacaktır [18-20]. Bu da, hem maliyetin düşmesine ve hem de soğutucunun termal performansının artmasına yol açacaktır. Şekil.15 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

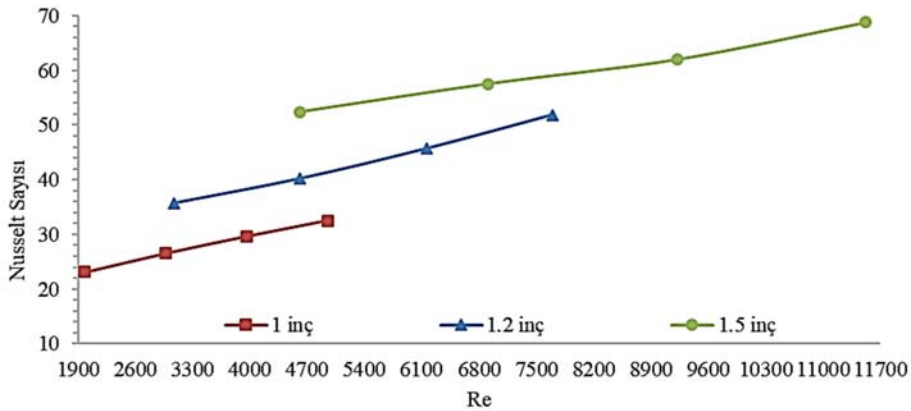
sayısında elde edilmiştir. Bunun en önemli nedeni olarak dar bir giriş kesit alanı sahip modül içerisinde artan sürtünme dirençleri olarak gösterilebilir. Buradan çıkartılabilecek diğer en önemli sonuç ise aynı basınç düşümünde 1,5 inç modül üzerinden daha hızlı bir hava akışı ile daha yüksek bir hava debisinin geçirilebileceğidir. Yapılan hesaplamalarda 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.

Modül üzerinde kanatçık yüksekliği etkisini daha iyi gözlemlemek adına 3 m/s sabit giriş hızı altında modül üzerinde sıcaklık dağılımını veren konturlar Şekil 16. 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. 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. 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.

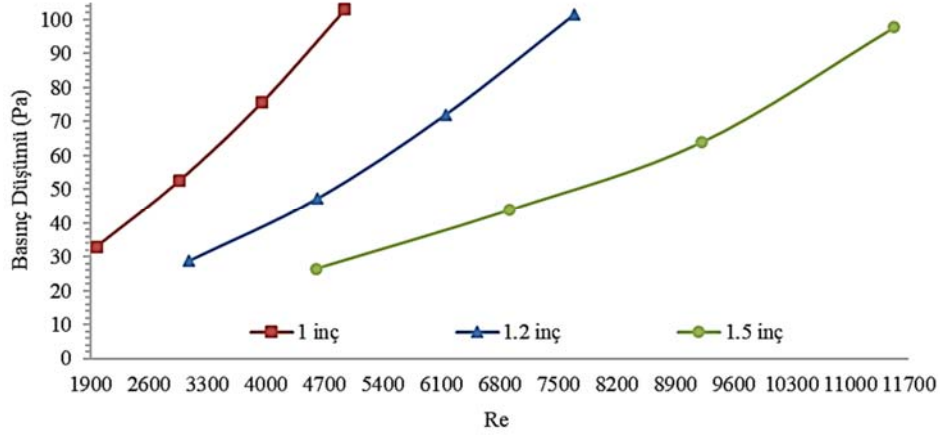
Modül X- Y eksenini üzerinde alınan kesit alanı içerisinde hız dağılımlarını veren konturlar Şekil 17. ile gösterilmiştir. Hız dağılımlarına bakıldığında kanal içerisine ortalama 3 m/s hızla giren



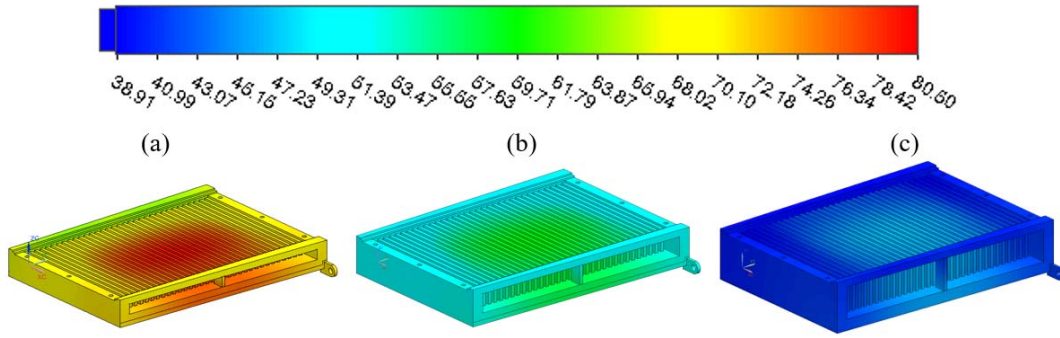
Şekil 13. Kanatçık yükseklik etkisi-Termal Direnç (Investigation of fin height-Thermal Resistance)



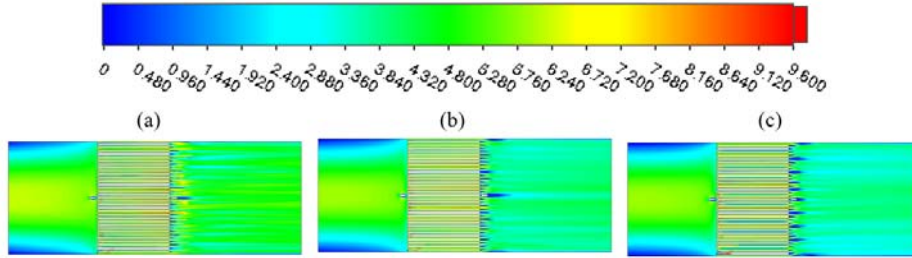
Şekil 14. Kanatçık yükseklik etkisi- Nusselt sayısı (Investigation of fin height-Nusselt number)



Şekil 15. Kanatçık yükseklik etkisi-Basınç düşümü (Investigation of fin height-Pressure drop)



Şekil 16. Modül sıcaklık dağılımı a) 1 inç, b) 1,2 inç, c) 1,5 inç (Temperature distribution of module a) 1 inch, b) 1.2 inch, c) 1.5 inch)



Şekil 17. Hava hız dağılımı a) 1 inç, b) 1,2 inç, c) 1,5 inç (Air velocity distribution a) 1 inch, b) 1.2 inches, c) 1.5 inches)

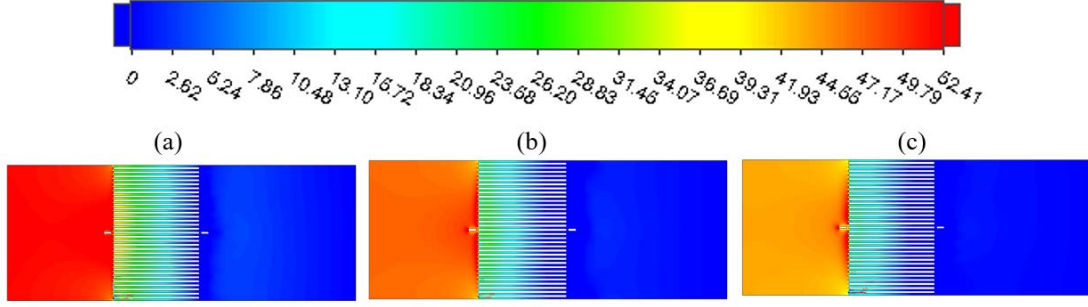
havanın kanatçık arasına girdiğinde hızlanmaktadır. Kanatçıkları arasında maksimum hız değeri 1 inç modül için 8,34 m/s iken, bu hız değeri 1,2 inç modül içerisinde %8,8 artarak 9,13 m/s hıza, 1,5 inç modül içerisinde ise %15 artarak 9,64 m/s hıza ulaştığı anlaşılmaktadır. Kanatçık yüksekliği arttıkça 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 18 üzerinde ise farklı adım aralığına sahip modüller üzerinde meydana gelen basınç dağılımı 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 ayrılmasının 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. 1,5 inç modüllerin aynı kütleli debi altında daima en düşük basınç düşümü göstermektedir.

#### 4. Simgeler (Symbols)

a	: İki plaka kanat arasındaki mesafe [m]
$A_{\text{toplam}}$	: Hava ile temas eden kanatçıkların toplam yüzey alanını ( $m^2$ )
$A_s$	: Kanalın giriş kesit alanı ( $m^2$ )
$C_p$	: Özgül Isı [ $J/kgK$ ]
$D_h$	: Hidrolik yarıçap [mm]
$\bar{h}$	: Ortalama ısı transfer katsayısı [ $\frac{W}{m^2.K}$ ]
H	: Kanatçık yüksekliği [mm]
$k_a$	: Akışkana ait ısı iletkenlik katsayısını
$\dot{m}_h$	: Havanın giriş debisi



Şekil 18. Basınç dağılımı a) 1 inç, b) 1,2 inç, c) 1,5 inç (Pressure distribution a) 1 inch, b) 1,2 inch, c) 1.5 inch)

n	: Kanatçık sayısını
Nu	: Nusselt Sayısı
P	: Akışkan basıncı [Pa]
Re	: Reynold sayısı
$R_{th}$	: Termal direnç [ $^{\circ}C/W$ ]
t	: Kanatçık kalınlığı [mm]
$T_{yüzey}$	: Modül üzerindeki maksimum sıcaklık [ $^{\circ}C$ ]
$T_{giriş}$	: Modül içerisine giren hava sıcaklığı [ $^{\circ}C$ ]
$T_{ort}$	: Kanal içerisindeki havanın ortalama sıcaklığı [ $^{\circ}C$ ]
$T_{çıkış}$	: Havanın ortalama çıkış sıcaklığını [ $^{\circ}C$ ]
u, v, w	: x, y ve z yönündeki akışkan hızları [m/s]
W	: Kanal genişliği [mm]
Q	: Isı transferi [W]
$Q_{ışınım}$	: Işınlı olan ısı transferi
$Q_{elektriksel}$	: Isıtıcı tarafında sağlanan ısı miktarı [W]

#### 4.1. Yunan Harfleri (Greek symbols)

$\rho$	: Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	: Dinamik Viskozite [Pa.s]
$\nu$	: Kinematik Viskozite [m <sup>2</sup> /s]

#### 4.2. Kısaltmalar (Abbreviations)

AFT	: Air Flow Through
ANSI	: American National Standards Institute (Amerikan Ulusal Standartlar Enstitüsü)
CNC	: Computer numerical control (Bilgisayarlı sayısal kontrol)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
REDI	: Ruggedized Enhanced Design Implementation (Sağlamlaştırılmış Gelişmiş Tasarım Uygulaması)

### 5. Sonuçlar (Conclusions)

1 inç, 1.2 inç ve 1.5 inç adım aralığına sahip direk hava soğutmalı takılabilir modüllerin farklı kanatçık yüksekliklerine sahip olmaları nedeniyle soğutma performanslarında meydana gelen değişimleri gözlemlemek amacıyla sayısal çalışmalar yapılmıştır. Farklı hava giriş hızının etkisini gözlemleyebilmek adına modülün hava giriş tarafında 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s ve 5 m/s olmak üzere dört farklı giriş hızı verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, modüllerin adım aralığının artırılması 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 $^{\circ}C$  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. Kanal içerisindeki hava hızı arttıkça modül üzerinde artan ısı taşınım katsayıları nedeniyle modüllerin genel soğutma performansları iyileşmektedir. Modül üzerindeki sıcaklık dağılımı 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. Gerçekleştirilen sayısal çalışmaları doğrulamak amacıyla yapılan deneysel çalışmalar sonucu elde edilen hava çıkış sıcaklıkları değerleri %5,4 ile %7,5 arasındaki farklarda değişmektedir. Bu farkların sayısal çalışmanın sonuçları ile deneysel sonuçların uyum içerisinde olduğu ve kabul edilebilir derecede farklar olduğu değerlendirilmiştir.

#### Kaynaklar (References)

1. Bouchenafa R., Mohammed H.A., and Saim R., Numerical study of the thermal and hydraulic performances of heat sink made of wavy fins, *Mechanics and Mechanical Engineering*, 23 (1), 150–161, 2019.
2. 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.
3. VanEngelenhoven, J., Solbrekken, G. L., Thermal performance maps for forced air cooling of ruggedized electronics enclosures, *Proceedings of the ASME InterPack Conference, Canada*, 801–809, 2007.
4. Moradikazerouni, A., Afrand, M., Alsarraf, J., Mahian, O., Wongwises, S., Tran, M. D., 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, 2019.
5. Lee, P. S., Garimella, S. V., 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, 2006.
6. Samet, B. B., Takılabilir Modüllerde Kullanılan Elektronik Kartların Doğrudan Hava Akışı Metodu İle Soğutulması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2019.
7. Parlak, M., Tastan, U., Ors, E., Boncu, M., Apak, A., 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, 2020.
8. Kutlu, Y., Bir Kanal İçindeki Mini Pim Kanatçıklı Isı Kaynağından Olan Zorlanmış Taşınım İle Isı Transferinin Nümerik Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2019.
9. Naufal bin Samsudin, A., Salami Tijani, A., Thottathil Abdulrahman, S., Kubenthiran, J., Kolawole Muritala, I. Thermal-hydraulic modeling of heat sink under force convection: Investigating the effect of wings on new designs, *Alexandria Engineering Journal*, 65, 709–730, 2022.
10. Khudhur, D. S., Al-Zuhairy, R. C., Kassim, M. S., Thermal analysis of heat transfer with different fin geometry through straight plate-fin heat sinks. *International Journal of Thermal Sciences*, 174, 107443, 2022.
11. Abdelmohimen, M. A. H., Almutairi, K., Elkotb, M. A., Abdelrahman, H. E., Algarni, S., Numerical Investigation of Using Different

- Arrangement of Fin Slides on the Plate-Fin Heat Sink Performance, *Thermal Science*, 25 (6), 4683–4693, 2021.
12. Chingulpitak, S., Seon Ahn, H., Godson Asirvatham, L., Wongwises, S., Fluid flow and heat transfer characteristics of heat sinks with laterally perforated plate fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 138, 293–303, 2019.
  13. İnternet: FloEFD Technical Reference, Mentor Graphics Corporation, Web: <https://www.smart-fem.de/media/floefd/TechnicalReferenceV17.pdf>, Son erişim tarihi: 25.05.2022, 2021.
  14. Kim, T. Y., Kim, S. J., Fluid flow and heat transfer characteristics of cross-cut heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (23–24), 5358–5370, 2009.
  15. S. Kline, F. Meclintock., Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, *Mechanical Engineering*, 75, 3-8, 1953.
  16. Yoon, Y., Park, S. J., Kim, D. R., Lee, K. S., Thermal performance improvement based on the partial heating position of a heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, 752–760, 2018.
  17. Pandey, J., Husain, A., Zahid Ansari, M., Al-Azri, N., Performance analysis of cold plate heat sink with parallel channel and pin-fin, *Materials Today: Proceedings*, 44, 3144–3149, 2021.
  18. Pujol, T., T'Jollyn, I., Massaguer, E., Massaguer, A., Cózar, I. R., De Paepe, M., Design optimization of plate-fin heat sink with forced convection for single-module thermoelectric generator, *Applied Thermal Engineering*, 221, 119866, 2022.
  19. Türkan B., Application of TRIZ algorithm and Taguchi analysis for optimum heat sink design in electric vehicles, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 39 (1), 521-534, 2023.
  20. Kök C., Alkaya A., Numerical investigation of different cooling applications for pouch type lithium ion battery cells, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 38 (1), 381–398, 2022.