



**TAKILABİLİR MODÜLLERDE KULLANILAN ELEKTRONİK
KARTLARIN DOĞRUDAN HAVA AKIŞI METODU İLE SOĞUTULMASI**

Bilge Büşra SAMET

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

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

EYLÜL 2019

Bilge Büşra SAMET tarafından hazırlanan “TAKILABİLİR MODÜLLERDE KULLANILAN ELEKTRONİK KARTLARIN DOĞRUDAN HAVA AKIŞI METODU İLE SOĞUTULMASI” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Muhittin BİLGİLİ

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, TOBB Ekonomi ve
Teknoloji Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 24/09/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

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.

Bilge Büşra SAMET

24/09/2019

TAKILABİLİR MODÜLLERDE KULLANILAN ELEKTRONİK KARTLARIN DOĞRUDAN HAVA AKIŞI METODU İLE SOĞUTULMASI

(Yüksek Lisans Tezi)

Bilge Büşra SAMET

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Eylül 2019

ÖZET

Elektronik kartlarda meydana gelen yüksek ısı üretimi, kart üzerindeki entegrelerin çalışma performansını ve kullanım ömrünü etkileyen önemli bir parametredir. Bu nedenle cihazların mekanik tasarımları yapılırken soğutmayı sağlamaya yönelik çalışmalar yapılmalıdır. Bu çalışmada, elektronik kart ve soğutma plakasından oluşan takılabilir modüllerin soğutma yöntemleri değerlendirilmiştir. Kart entegrelerinden yayılan ısı, soğuk plaka üzerinden iletim ile cihaz şasisine transfer edilir. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma metodunda hava, bir fan yardımıyla cihazın şasisinin kenarlarındaki kanatçıklardan geçirilerek, soğuk plaka ile iletilen ısıyı uzaklaştırır. İçinde bulunan kirleticilerden dolayı havanın, cihaz içinden geçirilmesi tercih edilmemektedir. Bu durum ısının transfer yolunun uzamasına neden olmaktadır. Doğrudan hava akışı ile soğutmada ise hava, soğuk plakanın içinden geçirilerek karta temas etmeden ısıyı uzaklaştırır. Doğrudan hava akışı ile soğutma sağlayan modüller, sızdırmazlığın sağlanması için cihaza sızdırmaz contalar yardımıyla monte edilmektedir. Bu sayede havanın cihazın içine girmesi engellenmektedir. Bu yöntemde ısı, daha kısa bir yoldan ısı emicisine aktarılmaktadır. Bu çalışmada, takılabilir modüllerin doğrudan hava akışı ve geleneksel zorlanmış hava akışı ile soğutulması yöntemleri kıyaslanmaktadır. Her iki yöntem için soğuk plaka tasarımı yapılmış, problem geometrisi oluşturulmuş, çözüm alanı hücrelere bölünmüş ve sınır şartları belirlenmiştir. Analizler FloEFD programı aracılığıyla yapılmıştır. Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde test düzeneği kurularak analizler doğrulanmıştır. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde ise analitik hesap yapılarak doğrulama gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, en çok ısı yayan entegre referans alındığında, doğrudan hava akışıyla soğutulan modüldeki entegre sıcaklığının, geleneksel yöntemle soğutma sağlayan modüldeki entegre sıcaklığına göre 7,44°C daha düşük bir değerde olduğu belirlenmiştir.

Bilim Kodu : 91412

Anahtar Kelimeler : Elektronik Cihazların Soğutulması, Doğrudan Hava Akışı, Takılabilir Modül, İletimle Soğutma, Soğuk Plaka

Sayfa Adedi : 109

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Muhittin BİLGİLİ

COOLING OF ELECTRONIC BOARDS USED IN PLUG-IN MODULES BY AIR
FLOW THROUGH METHOD

(M. Sc. Thesis)

Bilge Büşra SAMET

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

September 2019

ABSTRACT

The high heat generation in electronic board is an important parameter affecting the performance and service life of the components on the board. Therefore, studies should be carried out to provide cooling while designing device mechanics. In this study, cooling methods of plug-in modules in which consisting of electronic boards and cooling plate were evaluated. The heat dissipated from the board components is transferred to the device chassis by conduction through the cold plate. In the conventional forced air-cooling method, the air is passed through the fins on the sides of the chassis of the device with the help of a fan to remove the heat transmitted by the cold plate. It is not preferred to pass air through the device due to the pollutants it contains. This case causes extend the heat transfer path. In the air flow through method, the air passes through in the cold plate and removes heat without contacting the board. The modules that provide cooling by direct air flow are mounted to the device with gaskets for sealing. The gasket prevents air from entering the device. In this method, heat is transferred to the heat sink in a shorter way. In this study, air flow through cooling and conventional forced air flow cooling methods for plug-in modules are compared. For both methods, the cold plate was designed, the problem geometry was formed, solution area was divided into cells and the boundary conditions were determined. The solutions were analyzed through the FloEFD. The analyzes of the direct air flow cooling were confirmed with tests. The analyzes of the conventional forced air flow cooling methods were confirmed by analytical solutions. When comparing the results of the analysis, the most heat dissipating component was taken as reference. It was determined that the component temperature in the module cooled by direct air flow cooling method was 7,44°C lower than the component temperature in the module cooled by conventional forced air flow cooling method.

Science Code : 91412

Key Words : Electronics Cooling, Air Flow Through, Plug-in Module, Conduction Cooling, Cold Plate

Page Number : 109

Supervisor : Assist. Prof. Dr. Muhittin BİLGİLİ

TEŞEKKÜR

Değerli katkıları ile beni yönlendiren ve destekleyen sevgili danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Muhittin BİLGİLİ'ye saygı ve şükranlarımı sunarım.

Tez çalışmam süresince bilgi ve tecrübesini her daim paylaştan, tez çalışmam için maddi manevi desteğini hiçbir zaman esirgemeyen “HARP SAVUNMA SANAYİ ve TİCARET A.Ş.” kurucusu Sayın Mehmet YENER'e ve test çalışmalarım süresince verdikleri destekten dolayı Sayın Umur TAŞTAN'a ve Sayın Deniz KAYA'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Bugünlere gelmemi sağlayan, manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme ve sabırla beni destekleyen, her zaman yanımda olan biricik eşim Kamran SAMET'e sonsuz teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. SOĞUTMA YÖNTEMLERİ	3
2.1. Sıvı ile Soğutma Yöntemi	3
2.2. Termoelektrik Soğutma Yöntemi.....	10
2.3. Malzemenin Faz Değişimi ile Soğutma	12
2.4. İletim ile Soğutma Yöntemi	15
2.5. Hava ile Soğutma Yöntemi	15
2.6. Elektronik Cihazlar	18
2.6.1. Uçaklar, füzeler, uydular ve uzay gemileri için elektronik cihazlar.....	18
2.6.2. Gemiler ve denizaltılar için elektronik cihazlar	19
2.6.3. Haberleşme sistemleri ve yer destek sistemleri için elektronik cihazlar.....	19
3. PROBLEME GENEL BAKIŞ	21
3.1. Problemin Tanımı	21
3.2. Elektronik Kartın Özellikleri.....	23
3.2.1. Isıl dirençler	26
3.3. Malzemeler.....	26

	Sayfa
3.4. Fan.....	27
4. TASARIM DETAYLARI.....	29
4.1. Geleneksel Zorlanmış Hava ile Soğutulan Takılabilir Modül Tasarımı	29
4.2. Doğrudan Hava Akışı ile Soğutulan Takılabilir Modüllerin Tasarımı	33
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ MODELİ.....	39
5.1. Navier-Stokes Denklemleri.....	39
5.2. Laminer ve Türbülans Sınır Tabakası Modeli	42
5.3. Basınç Kaybının Hesaplanması.....	43
5.4. SIMPLE Algoritması	44
5.5. Çözüm Alanı, Sınır Şartları ve Ağ Yapısı.....	45
5.5.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modül.....	45
5.5.2. Doğrudan hava akışı ile soğutulan takılabilir modül.....	48
5.6. Ağ Optimizasyonu	50
5.6.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan modülün ağ optimizasyonu.....	50
5.6.2. Doğrudan hava akışı ile soğutulan modülün ağ optimizasyonu	52
5.7. Kanatçıkların Verimi.....	53
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	61
6.1. Geleneksel Zorlanmış Hava ile Soğutma Metodu Analiz Sonuçları	61
6.2. Doğrudan Hava Akışı ile Soğutma Metodu Analiz Sonuçları	64
6.2.1. Kanatçık optimizasyonu	64
6.2.2. Fanın çalışma kapasitesine bağlı debisinin değiştirilmesi	77
6.3. Geleneksel Zorlanmış ve Doğrudan Hava Akışı ile Soğutma Metodu Analizlerinin Karşılaştırılması	90
6.4. Analizlerin Doğrulanması	93
6.4.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminin analitik olarak doğrulanması	93

	Sayfa
6.4.2. Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminin deneysel olarak doğrulanması	95
7. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER	103
7.1. Değerlendirme.....	103
7.2. Öneriler	103
KAYNAKLAR	105
ÖZGEÇMİŞ	109

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Baskı devre kartındaki entegrelerin özellikleri.....	23
Çizelge 3.2. Malzemelerin özellikleri.....	27
Çizelge 3.3. Fanın özellikleri	27
Çizelge 5.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan modülün sınır şartları	46
Çizelge 5.2. Doğrudan hava akışı ile soğutulan modülün sınır şartları	49
Çizelge 5.3. Ağ sayısına bağlı analiz çözüm süresi	51
Çizelge 5.4. Ağ sayısına bağlı analiz çözüm süresi	52
Çizelge 5.5. Kanatçık aralığına bağlı değerler	58
Çizelge 6.1. Soğutma yöntemleri sonucunda entegrelerin en yüksek sıcaklık değerleri	91
Çizelge 6.2. Doğrudan hava akışı yöntemi ile yapılan test sonuçları	100
Çizelge 6.3. Test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması.....	102

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Soğutma yöntemleri.....	3
Şekil 3.1. Eksenel fanın hacimsel debi-basınç farkı grafiği.....	28
Şekil 3.2. Fanın teorik gücü	28
Şekil 5.1. Düz ve pürüzlü duvarlarda türbülanslı akış için hız profillerinin yarı logaritmik grafiği.....	42
Şekil 5.2. SIMPLE algoritmasının şematik gösterimi	44
Şekil 5.3. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde M1 için ağ sayısı-sıcaklık değerleri.....	50
Şekil 5.4. Geleneksel zorlanmış hava akışı ile soğutma için analiz parametreleri	51
Şekil 5.5. Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde M1 için ağ sayısı-sıcaklık değerleri.....	52
Şekil 5.6. Doğrudan hava akışı ile soğutma için analiz parametreleri.....	53
Şekil 5.7. Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken sistem eğrisi	55
Şekil 5.8. Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken sistem eğrisi	56
Şekil 5.9. Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken sistem eğrisi	56
Şekil 5.10. Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken sistem eğrisi	57
Şekil 5.11. Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken sistem eğrisi	58
Şekil 5.12. Kanatçık aralığına bağlı sistem eğrilerinin fan eğrisi ile kesişim noktaları..	59
Şekil 6.1. M1 entegresinin kanatçık aralığına bağlı sıcaklık değişimi	64
Şekil 6.2. Fan kapasitesiyle değişen debiye bağlı M1 sıcaklığının değişimi.....	78
Şekil 6.3. Fan performansının %95 iken fan eğrisi.....	79
Şekil 6.4. Fan performansı %90 iken fan eğrisi.....	82
Şekil 6.5. Fan performansı %85 iken fan eğrisi.....	85
Şekil 6.6. Fan performansı %80 iken fan eğrisi.....	88
Şekil 6.7. Entegre sıcaklıklarının yöntemlere göre kıyaslanması	92

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Doğrudan sıvıya daldırma ile soğutma	4
Resim 2.2. FDM'nin sıcaklığa göre durumu	13
Resim 3.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde ısının akışı	21
Resim 3.2. Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde ısının akışı	22
Resim 3.3. Kartın ön ve arka yüzündeki malzemelerin konumu	24
Resim 3.4. BDK'nın katmanları	25
Resim 3.5. Elektronik kartın ısı iletkenlik katsayıları	25
Resim 3.6. İki dirençli model ağı.....	26
Resim 4.1. Takılabilir modüllerin kullanıldığı geleneksel cihaz yapısı.....	29
Resim 4.2. İletim ile soğutulan soğutucu plaka paketi	30
Resim 4.3. Kama kilitli kart tutucu çalışma prensibi.....	30
Resim 4.4. İkincil taraf tutucu modül ölçüleri	31
Resim 4.5. (a) Çıkarıcıya ilk dönme kuvvetinin uygulanması, (b) Çıkarıcının kanal üzerinden güç alarak, modülün VPX konektörlerini ana kartın konektörlerinden ayırmaya başlaması, (c) Modülün VPX konektörlerinin ana kartın konektörlerinden ayrılması.....	32
Resim 4.6. Takılabilir modülün geleneksel zorlanmış hava ile soğulmasını sağlayan birim	33
Resim 4.7. Doğrudan hava ile soğutulan soğutucu plaka paketi	33
Resim 4.8. (a) Plakaların daldırma yöntemiyle sert lehimlemeden önceki görüntüsü, (b) Plakaların daldırma yöntemiyle sert lehimlemeden sonraki görüntüsü .	34
Resim 4.9. Doğrudan hava akışı ile soğutulan modül ölçüleri	35
Resim 4.10. İşlenerek son halini almış plaka modeli.....	35
Resim 4.11. Doğrudan hava akışı ile soğutma sağlayan modülün segman detayı	36
Resim 4.12. Doğrudan hava ile soğutma yönteminde şasi ölçüleri	37
Resim 4.13. Doğrudan hava ile soğutma yönteminde test düzeneği	37
Resim 4.14. Kullanılan kanatçık ölçüleri.....	38

Resim	Sayfa
Resim 5.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modülün çözüm alanı .	45
Resim 5.2. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan modülün sınır şartları	46
Resim 5.3. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modülün ağ yapısı.....	47
Resim 5.4. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modülün ağ yapısı (A-A kesiti)	47
Resim 5.5. Doğrudan hava akışı ile soğutulan takılabilir modülün çözüm alanı	48
Resim 5.6. Doğrudan hava akışı ile soğutulan modülün sınır şartları	48
Resim 5.7. Doğrudan hava akışı ile soğutma sağlayan takılabilir modülde ağ dağılımı	49
Resim 5.8. Doğrudan hava akışı ile soğutma sağlayan takılabilir modülde ağ dağılımı (A-A kesiti)	50
Resim 6.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma metodunda sıcaklığın kart üzerindeki dağılımı	61
Resim 6.2. Birim üzerindeki sıcaklık dağılımı	62
Resim 6.3. Birim içerisindeki hız dağılımı	62
Resim 6.4. Plaka üzerindeki sıcaklık dağılımı.....	63
Resim 6.5. Kapak üzerindeki sıcaklık dağılımı	63
Resim 6.6. Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken plakadaki sıcaklık dağılımı	65
Resim 6.7. Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken karttaki sıcaklık dağılımı	66
Resim 6.8. Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken kapaktaki sıcaklık dağılımı	66
Resim 6.9. Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken z eksenindeki hız dağılımı	67
Resim 6.10. Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken plakadaki sıcaklık dağılımı	68
Resim 6.11. Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken karttaki sıcaklık dağılımı	68
Resim 6.12. Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken kapaktaki sıcaklık dağılımı	69
Resim 6.13. Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken z eksenindeki hız dağılımı	69
Resim 6.14. Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken plakadaki sıcaklık dağılımı	70
Resim 6.15. Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken karttaki sıcaklık dağılımı	71
Resim 6.16. Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken kapaktaki sıcaklık dağılımı	71

Resim	Sayfa
Resim 6.17. Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken z eksenindeki hız dağılımı	72
Resim 6.18. Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken plakadaki sıcaklık dağılımı	73
Resim 6.19. Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken karttaki sıcaklık dağılımı	73
Resim 6.20. Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken kapaktaki sıcaklık dağılımı	74
Resim 6.21. Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken z eksenindeki hız dağılımı	74
Resim 6.22. Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken plakadaki sıcaklık dağılımı	75
Resim 6.23. Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken karttaki sıcaklık dağılımı	76
Resim 6.24. Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken kapaktaki sıcaklık dağılımı	76
Resim 6.25. Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken z eksenindeki hız dağılımı	77
Resim 6.26. Fan performansının %95 iken plakadaki sıcaklık dağılımı	79
Resim 6.27. Fan performansının %95 iken karttaki sıcaklık dağılımı	80
Resim 6.28. Fan performansının %95 iken kapaktaki sıcaklık dağılımı	80
Resim 6.29. Fan performansının %95 iken z eksenindeki hız dağılımı	81
Resim 6.30. Fan performansı %90 iken plakadaki sıcaklık dağılımı	82
Resim 6.31. Fan performansı %90 iken karttaki sıcaklık dağılımı	83
Resim 6.32. Fan performansı %90 iken kapaktaki sıcaklık dağılımı	83
Resim 6.33. Fan performansı %90 iken z eksenindeki hız dağılımı	84
Resim 6.34. Fan performansı %85 iken plakadaki sıcaklık dağılımı	85
Resim 6.35. Fan performansı %85 iken karttaki sıcaklık dağılımı	86
Resim 6.36. Fan performansı %85 iken kapaktaki sıcaklık dağılımı	86
Resim 6.37. Fan performansı %85 iken z eksenindeki hız dağılımı	87
Resim 6.38. Fan performansı %80 iken plakadaki sıcaklık dağılımı	88
Resim 6.39. Fan performansı %80 iken karttaki sıcaklık dağılımı	89
Resim 6.40. Fan performansı %80 iken kapaktaki sıcaklık dağılımı	89
Resim 6.41. Fan performansı %80 iken z eksenindeki hız dağılımı	90
Resim 6.42. BDK ısı dağılımı	94

Resim	Sayfa
Resim 6.43. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde sıcaklık dağılımı	95
Resim 6.44. M1 ve M8 entegrelerinin sıcaklığını ölçmek için kullanılan ısı çiftleri	96
Resim 6.45. Kapakta bulunan ısı çifti (Plaka 1)	96
Resim 6.46. Hava çıkışına yerleştirilen ısı çifti	97
Resim 6.47. Kanatçıklı plakaya yerleştirilen ısı çifti (Plaka 2)	97
Resim 6.48. Veri okuyucu	98
Resim 6.49. Güç kaynağı	98
Resim 6.50. Güç kaynağı	99
Resim 6.51. Test düzeneği	99
Resim 6.52. Hız ölçümü yapılan anemometre	100

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
b	Kanatçıklar arasındaki boşluk
c_p	Özgül ısı
D_h	Akış kanalının hidrolik çapı
f_{app}	Görünür sürtünme faktörü
f	Tamamen gelişmiş akışlar için sürtünme faktörü
f_μ	Türbülans viskozite faktörü
g_i	Yerçekimi ivmesi
G	Hacimsel akış hızı
h	Isıl entalpi
H_f	Kanatçık yüksekliği
k	Türbülans kinetik enerjisi
k_{Al}	Alüminyumun ısıl iletkenlik katsayısı
k_{kakışkan}	Havanın ısıl iletkenlik katsayısı
k_{kanatçık}	Kanatçığın ısıl iletkenlik katsayısı
K_c	Ani daralmadan kaynaklanan basınç kayıp katsayısı
K_e	Kanatçıkların arasında giren ve çıkan akışın genişlemesi katsayısı
L	Kanatçık uzunluğu
L_q	Isının akış yolunun uzunluğu
N_{kanatçık}	Kanatçık sayısı
Nu	Nusselt sayısı
P_B	Kaldırma kuvvetinden kaynaklanan türbülans oluşumu

Simgeler	Açıklamalar
Pr	Prandtl sayısı
R	Isıl direnç
Re	Reynolds sayısı
Re_m	Modifiye edilmiş Reynolds sayısı
R_{JC}	Entegrenin çekirdeği ile ısı emicisi arasındaki ısı direnç
R_{JB}	Entegrenin çekirdeği ile kart arasındaki ısı direnç
S_i	Kütleli olarak dağılmış dış kuvvet
$t_{kanatçık}$	Kanatçık kalınlığı
T_B	Kart sıcaklığı
T_J	Entegrenin çekirdeğindeki sıcaklık
u	Akışkanın hızı
V	Kanatçıklar arasındaki ortalama hava akış hızı
q_i	Isı akısı
Q_H	Birim hacim başına ısı kaynağı
ΔP	Basınç kaybı
W	Kanatçıkların toplam genişliği
ε	Türbülans yayılımı
ρ	Akışkanın yoğunluğu
σ	Akış kanallarının alanının soğutucuya yaklaşan akışa oranı
μ	Dinamik viskozite katsayısı
μ_t	Türbülanslı girdap viskozite katsayısı
$\eta_{kanatçık}$	Kanatçık verimi
λ	Hava akış kanallarının en/boy oranı
δ_{ij}	Kronecker delta fonksiyonu
τ_{ij}	Viskoz kayma gerilim tensörü

Kısaltmalar	Açıklamalar
τ_{ij}^R	Reynolds gerilim tensörü
BDK	Baskı devre kartı
FDM	Faz değişim malzemesi
TES	Termoelektrik soğutma
İİA	Isıl iletkenlik artırıcı
VME	Versa modülü eurocard
YFV	Yoğunlaştırıcı fotovoltaiik
T_{ghs}	Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yöntemine göre sıcaklık
T_{dhs}	Doğrudan hava akışı ile soğutma yöntemine göre sıcaklık

1. GİRİŞ

Elektronik cihazlar günümüzde birçok sektörde ve günlük yaşamda yaygın bir kullanıma sahiptir. Elektrik akımı, dirençli bir entegre üzerinden geçirildiğinde bu entegrede ısı üretilir. Akım veya dirençte bir artış olduğunda üretilen ısı miktarı da artış gösterir. Isı, akım akmaya devam ettiği sürece üretilmeye devam eder. Eğer ısı uzaklaşacak bir akış yolu bulamazsa entegrenin sıcaklığı yükselmeye başlar. Isı akış yolu zayıfsa sıcaklık, entegre tahrip olana kadar yükselmeye devam edebilir. Isı akış yolu iyi ise sıcaklık, elektrik akımı ile oluşan ısı ve entegreden çekilen ısı birbirine eşit olduğu bir noktaya kadar yükselir sonra sabit kalır.

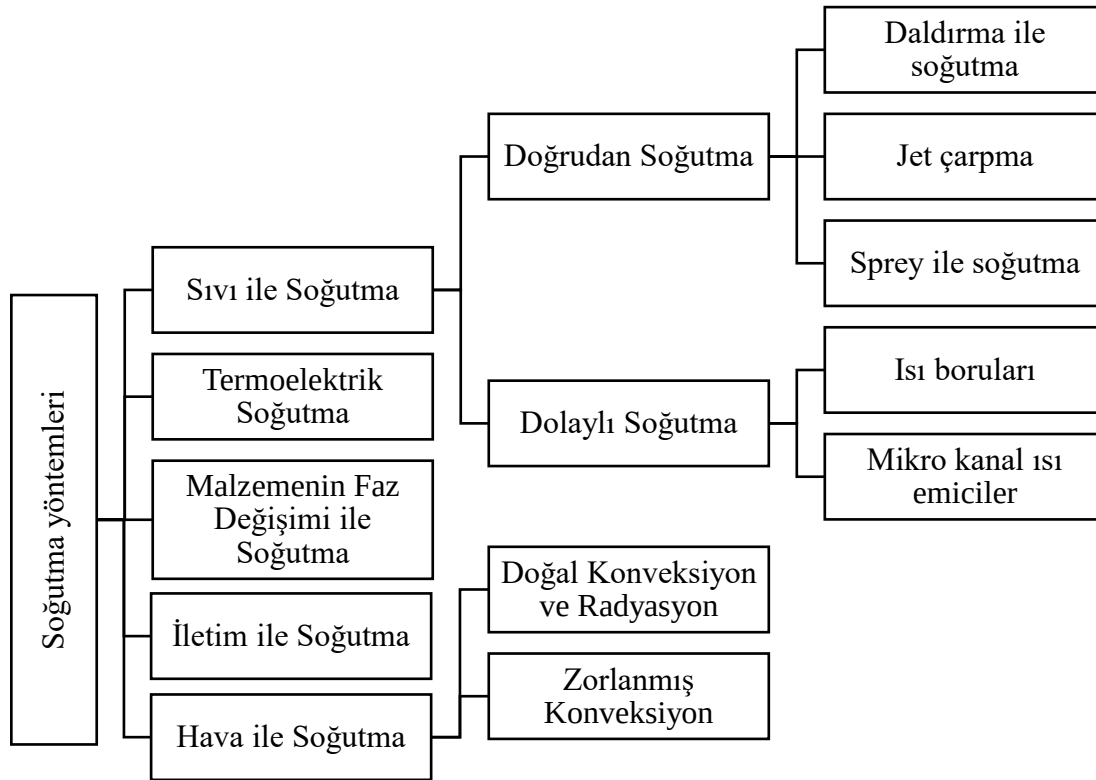
Isı; dirençler, diyotlar, entegre devreler, hibritler, transistörler, mikroişlemciler, röleler, çift sıralı paketler, çok yüksek ölçekli entegre devreler, pim ızgara dizileri, kurşunsuz seramik talaş taşıyıcıları ve plastik kurşun talaş taşıyıcıları gibi elektronik bileşenlerde elektrik akımının akmasıyla üretilir (Steinberg, 1980). Teknoloji ilerledikçe elektronik cihazların boyutları küçülmekte ancak işlevselliği artmaktadır. Elektronik cihazların minyatürleştirilmesi birim hacim başına üretilen ısı miktarında belirgin bir artışa neden olmuştur. Bu nedenle elektronik sistemler doğru şekilde tasarlanmadığında yüksek ısı üretimi emniyet için tehlike oluşturacak ve buna ek olarak cihazın performansı olumsuz yönde etkilenecektir. Çalışma sıcaklıklarında oluşabilecek performans kayıplarını önlemek için elektronik cihazların mekanik yapılarının gerekli soğutmayı sağlayacak şekilde tasarlanması gerekmektedir. Bu sebeple soğutma sistemlerinin geliştirilmesi ve yeni araştırmaların yapılması önem arz etmektedir (Cengel, 2003). Elektronik cihazları soğutmak için birçok farklı yöntem geliştirilmiştir.

Kabin tipi elektronik cihazlarda kullanılan takılabilir modüllerin soğutulmasında genellikle zorlanmış hava ile soğutma yöntemi kullanılmaktadır. Ancak bu yöntemde ısının iletim ile aktığı akış yolunun uzun olmasından dolayı kayıplar meydana gelmektedir. Yeterli soğutmanın sağlanamadığı durumlarda sıcaklık, entegrenin çalışma sıcaklığının üzerine çıkabilir ve entegrenin bozulmasına sebep olabilir. Bazı durumlarda ise sıcaklık, entegrenin çalışma sıcaklığının altında kalır fakat sınır değere yakındır ve entegre performansını olumsuz etkileyebilir.

Bu çalışmada ise kabin tipi elektronik cihazlarda kullanılan takılabilir modüllerin soğutulmasında doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminin uygulanması incelenmiştir. Doğrudan hava akışı ile soğutma yöntemi testler ile doğrulanmıştır ve bu yöntem ile elde edilen sonuçlar geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde elde edilen sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Bu amaçla, öncelikle modül geometrileri CREO Parametric programı ile   boyutlu olarak modellenmiştir. Daha sonra bu geometrilerin FloEFD programı ile ısı analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar değerlendirilerek yöntemlerin birbiri ile kıyaslanması sağlanmıştır.

2. SOĞUTMA YÖNTEMLERİ

Elektronik cihazların soğutulmasında kullanılan soğutma yöntemleri 5'e ayrılır. Bunlar, sıvı ile soğutma, termoelektrik soğutma, malzemenin faz değişimiyle soğutma, iletim ile soğutma ve hava ile soğutma yöntemidir. Soğutma yöntemlerinin gruplandırılması Şekil 2.1'de gösterilmektedir. Bu çalışmada hava ile soğutma yöntemi kullanılmıştır.



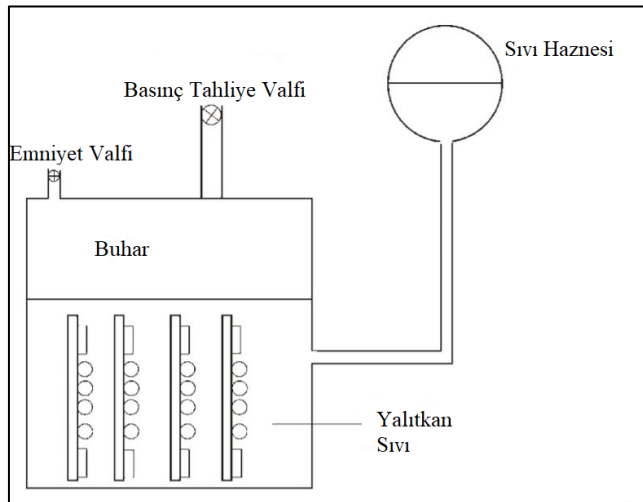
Şekil 2.1. Soğutma yöntemleri

2.1. Sıvı ile Soğutma Yöntemi

Sıvıların gazlara göre daha yüksek ısı transfer katsayısına sahip olması nedeniyle yüksek güç yayan elektronik cihazlarda, sıvı ile soğutma daha etkili olmaktadır. Ancak sızıntı korozyonu, ekstra ağırlık ve yoğuşma gibi problemler nedeniyle çok yüksek güç yoğunluğu içeren uygulamalarda soğutmanın güvenli bir şekilde yapılabilmesi için hava soğutması tercih edilip, sıvı soğutma ikinci planda değerlendirilmektedir (Anandan ve Ramalingam, 2008). Sıvıyla soğutma yöntemi doğrudan veya dolaylı soğutma olarak ikiye ayrılır.

Doğrudan sıvıyla soğutma yönteminde kart üzerindeki bileşenler Resim 2.1’de gösterildiği gibi yalıtkan özelliğe sahip sıvıyla temas ettirilir ve ısıнын sıvıya aktarılması sağlanır. Böyle bir soğutma, çalışma sıvısının ısıtılmış bir yüzey üzerinde kaynatılmasını içerir ve bu durum mikroelettronik uygulamalarda kullanılan iki fazlı soğutma teknolojisinin bir örneğidir (Arik ve Bar-Cohen, 1998). Sıvının buharlaşması sırasındaki faz değişiminde ısınan yüzeydeki ısı akısı büyük ölçüde artar. Sıvının yüksek ısıl iletkenliği beraberinde taşınım ile gerçekleşen ısı transferini de artırır.

Dolaylı yoldan sıvıyla soğutma yönteminde ise sıvı bir tüp veya kanal içerisinde sirkülasyon yaparak ısının dışarı atılmasını sağlar (Saha ve diğerleri, 2007; Wei ve diğerleri, 2007; Yeh, 1995).



Resim 2.1. Doğrudan sıvıya daldırma ile soğutma (Arik ve Bar-Cohen, 1998)

Jet çarpma soğutma yöntemi, soğutulmak istenen yüzeylere sıvı veya hava jeti uygulanarak yüzeydeki fazla ısının tahliye edilmesi prensibine dayanır. Yüksek ısı transfer oranları sağlayabildikleri için hızlı soğutma işlemlerinde etkili bir yöntem olarak çeşitli uygulamalarda kullanılmaktadır.

Sprey soğutması, sıvı jetleri veya sıvı damlacıkları vasıtasıyla gerçekleştirilebilir. Sprey soğutmasında, soğutma maddesi elektronik modül üzerine enjektörler vasıtasıyla enjekte edilir. Enjektörün üzerindeki basınç düşüşü, yüzeye çarpan ve ince bir sıvı film oluşturan spreyi oluşturur. Ekipmandan yayılan ısı, soğutma maddesinin buharlaşmasına neden olur. Spreyin sürekli çarpması, soğutma maddesinin taşınımını zorlaştırır ve orada ekipmanın

soğutulmasına katkıda bulunur. Kaptaki sıcak sıvı ve buhar soğutmaları, döngüyü tekrarlamak için bir tahliye vasıtasıyla hazneye geri döner. Isı kaynağına doğrudan püskürtme, ısıl direnci ortadan kaldırır. Soğutma işlemi için harcanan güç ile çekilen ısı arasındaki oranın, sprej soğutmada kanal soğutmadan daha hızlı azalması nedeniyle sprej soğutma kullanılmaktadır (Anandan ve Ramalingam, 2008). Sprej soğutma, jet çarpmasına kıyasla çok daha düşük yüzey sıcaklıklarında ısıyı dağıtma potansiyeline sahiptir.

Bir diğer soğutma yöntemi ısı borusu ile soğutmadır. Bu yöntemde kullanılan ısı boruları sıcak ve soğuk kaynaklar arasında az sıcaklık farkı ile yüksek miktarda ısı taşımak için tasarlanmış cihazlardır. Bir ısı borusunun sıcak yüzeyi ısıl olarak iletken yüzeye temas ettiğinde yüzeyden alınan ısı ile içindeki sıvı buharlaşarak ısıyı soğuk uca taşır (Meyer ve Coleman, 1989; Yeh, 1995; Zhou ve diğerleri, 2019).

Mikro kanal ile soğutma yönteminde elektronik kart üzerinde paralel mikro kanal oluşturularak bu kanallar üzerinden sıvı akışı sağlanmaktadır. Sıvının kanallar içerisinde dolaşırken buharlaşarak ortamdan ısı alması prensibine dayanarak soğutma gerçekleşmektedir. Bu yöntemde yüksek ısı transfer katsayısı elde edebilmek, mikroskobik kanalların boyutlandırılmasına bağlıdır (Chen ve diğerleri, 2019; Hetsroni ve diğerleri, 2001; Pasha ve diğerleri, 2019; Yeh, 1995).

An ve arkadaşları, yüksek güçlü işlemci tasarımları için iki fazlı bir daldırma soğutma çözeltisinin ANSYS Fluent kullanılarak üç boyutlu sayısal analizini incelemiştir. Bir CPU paketi olan birincil elektronik bileşen, 5cm x 5cm düz plaka ısı kaynağı olarak modellenmiştir. Modelin geri kalanı, tipik iki fazlı daldırma soğutmalı sunucuların yapısına dayanmaktadır. İki düzenleme incelenmiştir ve her ikisinde de ısı üreten bileşenler sıvı soğutucunun içine tamamen daldırılmıştır. Birincisi, sunucunun daha yüksek paketleme yoğunluğunu elde etmek için dikey olarak monte edilmiş iki ısı kaynağına sahipken, ikincisi sadece bir tek ısı kaynağına sahiptir. Bu çalışma, 3M Novec7000'i düşük kaynama sıcaklığına (34°C) sahip bir dielektrik faz değişim soğutucusu olarak kabul etmektedir. Simülasyonlar sonucunda, iki ısı kaynağı seri olduğunda, düşük kaynaktan gelen kabarcıklar üst kaynaktaki soğutucunun temas alanını azalttığı için üst kaynağın alt kaynaktan önemli ölçüde daha sıcak çalıştığı görülmüştür. Ayrıca Novec7000, 5 x 5 cm'lik dikey yönde bir ısı kaynağının 225 W'a kadar yüksek güçte (ısı akısı 9 W/cm²) soğutulmasını destekleyebildiği görülmüştür. Bununla birlikte, bu tür iki soket ısıl olarak bağlanmışsa, üst soketin gücünün

185 W'tan düşük olması gerektiğini, eğer socketin gücü bu limiti aşarsa, soğutma alanını arttırmak ve ısı akısını azaltmak için birleştirilmiş socketlere bir ısı transfer geliştirme katmanı uygulanması gerektiğini bildirmişlerdir (An ve diğerleri, 2018).

Geisler ve arkadaşı, gelecekteki VME (VERSA Modülü Eurocard) boyutlu elektronik modüllerin ihtiyaçlarını karşılamak için pasif sıvı soğutmanın uygulanabilirliğini araştırmak amacıyla, bir laboratuvar prototipi ile çeşitli deneyler yapmıştır. 233x160x18 mm boyutlarında bir laboratuvar prototipinin ısı dağılım performansını karakterize etmek için doymuş gaz olan FC-72, FC-77 ve FC-84 ile kart seviyesinde pasif daldırma soğutma deneyleri gerçekleştirmiştir. Entegre sıcaklıkları 110°C'nin altında tutulurken 20 W/cm²'den daha yüksek entegre ısı akısı elde edilmiştir. Ayrıca 124 W'lık tüm modülün ısı dağılımı, 80°C'deki modül kenar sıcaklığı ile transfer edilmiştir. Modülün ısı performansını, modül kapağının sıvıdan ısı alma kabiliyetini azaltan ve yakındaki bileşenleri büyüdükçe yakmakla tehdit eden bir kabarcık beslemeli buhar/hava boşluğu mevcudiyeti ile sınırlandırılmıştır ve artan sistem basıncı ile geliştirilmiştir. Sonuçlar, 3 atm'lik bir sistem basıncında FC-72'nin, esas olarak yüksek basıncın buhar/hava boşluğu azaltıcı etkilerinden dolayı en iyi genel performansı sağladığı gösterilmiştir. Atmosferik basınca yakın işlem isteniyorsa, 1,5 atm'deki FC-84'ün çalışma basıncı, buhar/hava boşluğu büyümesi ve kaynama kritik ısı akısı sınırlamaları arasında kabul edilebilir bir uzlaşma sağlayabileceğini göstermiştir (Geisler ve Bar-Cohen, 2004).

Hsu ve arkadaşları, düşük küresel ısınma potansiyeline ve düşük kaynama noktasına sahip Novec 649'u daldırma soğutması için bir çalışma sıvısı olarak uygulamışlardır. Kaynama performansını arttırmak için bir silikon nano tel dizisi, silikon mikro sütun dizisi ve bir silikon mikro sütun üzerinde silikon nano telleri kullanılmıştır. Silikon mikro sütun yüzeyi 23.5±1.3 W/cm² olan en yüksek kritik ısı akısını sergilerken, silikon nano tel yüzeyi en düşük kritik ısı akısını, ancak nispeten yüksek bir ısı transfer katsayısını sergilemiştir. Silikon mikro sütun üzerindeki silikon nano tellerin yüzeyi 23611,7 ± 1586,2 W/m²K'lik en yüksek ısı transfer katsayısını ve 17,4 ± 1,2 W/cm²'lik nispeten büyük bir kritik ısı akısını sergilemiştir. Düz bir SiO₂ yüzeyine kıyasla, silikon mikro sütun üzerindeki silikon nano tellerin kritik ısı akısının ve ısı transfer katsayısının sırasıyla %30 ve %455 artırılabilirdi sonucuna ulaşmıştır. Bu sonuçlar, silikon mikro sütun üzerindeki silikon nano telleri yüzeyinin, daldırma soğutmasını arttırmada etkili olduğunu göstermektedir (Hsu ve diğerleri, 2018).

Chaudhari ve arkadaşları, bir akış tekniği olan sentetik jetin çarpışma ısı transfer özelliklerini incelemişlerdir. Çarpılmış ısıtılmış yüzeyin ortalama ısı transfer katsayısının, jet ve ısıtılmış yüzey arasındaki eksenel mesafedeki değişkenlik davranışını ölçmüşlerdir. Ayrıca ortalama ve rms hızının ve statik basıncın radyal dağılımı da ölçmüşlerdir. Deneyleri, Reynolds sayısı (Re) 1500-4200 aralığında, ısıtılmış yüzey ile jet arasındaki eksenel mesafenin jet ağız çapına oranı 0-25 aralığında, delik plakasının delik çapına uzunluğunun oranı bu çalışmada 8 ile 22 aralığında değişen değerlerde iken gerçekleştirmişlerdir. Bu deneyler sonucunda sentetik jet ile maksimum ısı transfer katsayısının, doğal taşınım yöntemiyle olan ısı transfer katsayısından 11 kat daha fazla olduğu bulunmuştur. Ortalama Nusselt sayısının davranışının sürekli bir jet için elde edilene benzer olduğu bulunmuştur. Re ile maksimum Nusselt sayısının üssü mevcut deneylerde, çevrili yerin boyutuna bağlı olarak 0,6 ile 1,4 arasında değişmektedir. Sürekli bir jet ile doğrudan bir karşılaştırma da yapılmıştır ve performanslarının benzer koşullar altında karşılaştırılabilir olduğu bulunmuştur. Sentetik bir jet elektroniklerin ve diğer cihazların soğutulması için faydalı olacağını bildirmişlerdir (Chaudhari ve diğerleri, 2010).

Wei ve arkadaşları, çalışmalarında %75 ısıtıcı benzerliğine sahip 832 ısıtıcı hücreli ve 32x32 sıcaklık sensörleri dizisine sahip programlanabilir bir ısı test çipini tanıtmıştır. Farklı güç dağılım şekilleri için ayrıntılı ölçülmüş sıcaklık haritaları, sıvı jet sıkışma soğutucularının ısı performansları ve karmaşık CFD modellerinin detaylı deneysel doğrulanması hakkında derinlemesine çalışılmasını sağlamaktadır. Modelleme ve ölçüm çalışmaları, 2 mm çapında bir ağızlığa sahip tek bir jet soğutucusuna ve 4 x 4'lük bir dizi 500 μ m giriş ağızlığına ve dağıtılmış çıkış ağızlığına sahip çok jetli bir soğutucuya sıkışma soğutma uygulaması uygulanmıştır. Her iki soğutucu konfigürasyonu için, sıcaklık ölçümleri ve CFD modelleme sonuçları araştırılmış ve tek tip sıcak nokta güç dağılım şekilleri için karşılaştırılmıştır. Detaylı sıcaklık haritası ölçümleri, çok-jetli çarpma soğutucusunun, tekli jet soğutucusuyla karşılaştırıldığında aynı akış hızında daha düşük bir ısı direnç ve daha iyi sıcaklık homojenliği sağladığını göstermiştir. 4 x 4 dizili soğutucu için, 0,4 W'lık gerekli bir pompa gücüne sahip olan 600 ml/dak'lık akış hızında 0,25 K/W'lık düşük bir ısı direnç elde edilmiştir. Çok jetli soğutucunun onaylı CFD modeli, sıcak noktaların test durumu için farklı ağız konfigürasyonlarını değerlendirmek üzere uygulanmıştır. Analiz, dağıtılmış çıkışlı soğutucuların, çapraz akış etkileri azaltılabildiğinden, ortak çıkışlı soğutuculara göre daha iyi soğutma performansı elde ettiğini göstermiştir (Wei ve diğerleri, 2019).

Pavlova ve arkadaşı, sentetik jetlere çarparak sabit bir ısı akısı yüzeyini soğutma mekanizmalarını ve verimlerini deneysel olarak incelemiştir ve sürekli jetlerle soğutmayla kıyaslamıştır. Farklı ağızlarda jet oluşum frekansının ve Reynolds sayısının yüzey mesafelerine etkilerini araştırmıştır. Yüksek oluşum frekanslı sentetik jetlerin ($f=1200$ Hz), ısıyı küçük yüzey mesafeleri için düşük frekans jetlerinden ($f=420$ Hz) daha iyi uzaklaştırdığı, düşük frekans jetlerinin ise daha büyük yüzey mesafelerinde daha etkili olduğunu bulmuştur. Ayrıca, sentetik jetlerin soğutmada, aynı Reynolds numarasındaki sürekli jetlerden yaklaşık üç kat daha etkili olduğu sonucuna ulaşmıştır (Pavlova ve Amitay, 2006).

Ijam ve Saidur, ultra ince katı nano parçacıkların bir baz akışkan içindeki süspansiyonu olan nano akışkanları soğutucu akışkan olarak incelemiştir. 20x20 cm tabanlı bir mini kanallı ısı emicisinde, hidrolik çaplar boyunca soğutucu akışkan olarak SiC-su nano akışkanı ve TiO_2 -su nano akışkanını türbülanslı akış için analiz etmişlerdir. Sonuçlar, %4'lük hacim oranında su içinde dağılmış SiC ile ısı iletkenlikteki artışın %12,44 olduğunu ve aynı hacim oranı için su içinde dağılmış TiO_2 ile artışın %9,99 olduğunu göstermiştir. Su yerine SiC-su nano akışkanının bir soğutucu madde olarak kullanılmasıyla, yaklaşık %7,25-12,43'lük bir iyileşme elde edilebildiği ve TiO_2 -su nano akışkanının kullanılmasıyla %7,63-12,77'lik bir iyileşme elde edilebildiğini bulmuşlardır. SiC-su nano akışkanı kullanarak 2 m/s ve %4 hacimde maksimum pompalama gücü 0,28 W iken ve 6 m/s ve %4 hacimde 5,39 W olarak hesaplanmıştır. TiO_2 -su nano akışkanı kullanarak 2 m/s ve %4 hacimde maksimum pompalama gücü 0,29 W iken ve 6 m/s ve %4 hacimde 5,64 W olduğu sonucuna ulaşmışlardır (Ijam ve Saidur, 2012).

Kim ve arkadaşları, ısı borusu kullanarak uzaktan ısı değiştirici bir soğutma modülü geliştirmişlerdir. Özellikle CPU'yu soğutmak için sistem fanının egzoz ısını kullanarak, fan sayısının azalmasına bağlı olarak akustik gürültünün azalmasını ve üretim birim fiyatının azalmasını hedeflemişlerdir. Bu makalede, ısı borusu kullanarak soğutma önerilmiş, fan devri hızının değişmesi konusunda Pentium-IV CPU soğutma modülü kullanılmış ve akustik gürültünün azaltılması ihtimalini araştırmışlardır. Isı emici soğutma modülü ile ısı borusu karşılaştırılmıştır. Performans testi, ısı emici soğutma modülünün yüksek fan hızında en mükemmel ısıl performansa sahip olduğunu göstermiştir. Soğutma performansı ihtiyacını karşılamak için yüksek hızlı fan kullanan ısı emici modülünün akustik gürültü sorununa sahip olduğu görülmüş, ancak ısı borusu soğutma modülünün düşük hızda bile mükemmel

ısıl performans gösterdiği, bu da düşük akustik gürültü ve yüksek performanslı bir sistem olarak uygulanmasını sağladığını ortaya koymuştur (Kim ve diğerleri, 2003).

Zuo ve arkadaşları, 250 W/cm^2 'nin üzerinde ısı akısı potansiyeline sahip olan gelişmiş bir ısı borusu mekanizmasını araştırmışlardır. Bu mekanizmada, yüksek ısı akış kabiliyeti ve ısı transfer katsayısı elde etmek için ısıl olarak tahrik edilen titreşimli iki fazlı akışı kullanılmıştır. Konsept ısı borusu tasarımının kanıtlanması için basitleştirilmiş bir hidrodinamik model geliştirmişlerdir. Daha ayrıntılı bir sayısal model de geliştirilmiştir ve ısı borusunun ısıl performansını tahmin etmek için bu sayısal modelin çözümü kullanılmıştır. Konsept ısı borularının ispatı için yapılan test sonuçları, gelişmiş mekanizmanın ısı akısı özelliğini ve basitleştirilmiş modeli doğrulamıştır. Titreşimli ısı boruları, elektronik cihazlarda artan ısı yayılma yoğunluklarının giderilmesine yönelik uygulanabilir yaklaşımlar olduğu sonucuna ulaşmışlardır (Zuo ve diğerleri, 2001).

Kang ve arkadaşları, $211 \mu\text{m}$ genişliğinde ve $217 \mu\text{m}$ derinliğinde yivli dairesel bir ısı borusunu çalışma ortamı olarak kullanan nano akışkanlar kullanmıştır. Yapılan çalışmada kullanılan nano sıvı, 35 nm çapında gümüş nano parçacıkların sulu bir çözeltisidir. Deney, sıcaklık dağılımını ölçmek için, nano-akışkan ve saf su kullanıldığında ısı borusunun ısıl direncini karşılaştırmak için yapılmıştır. Test edilen nano partikül konsantrasyonları $1\text{-}100 \text{ mg/l}$ arasında değişmiştir. Isı borusunun yoğunlaştırıcı bölümü, 40°C 'de tutulan sabit sıcaklıktaki bir banyodan sağlanan su ile soğutulan bir ısı emiciye tutturulmuştur. Aynı şarj hacminde, ölçülen nano-sıvı dolgulu ısı borusu sıcaklık dağılımı, ısıl direncin, $30\text{-}60 \text{ W}$ giriş gücündeki deiyonize suya kıyasla $\%10\text{-}80$ azaldığını göstermiştir. Elde edilen sonuçlar ayrıca, gümüş nano partikül ebadı ve konsantrasyon arttıkça, ısı borusunun ısıl dirençlerinin de azaldığını göstermiştir (Kang ve diğerleri, 2006).

Moraveji ve Razvarz, farklı çalışma durumlarında bir ısı borusunun ısıl veriminin artırılmasında alüminyum oksit nano akışkanının (35 nm çapında Al_2O_3 nano parçacıkları ile karıştırılmış saf su) kullanılmasının etkisini araştırmışlardır. Isı borusu, dış uzunluğu 8 ve 190 mm olan ve 1 mm kalınlıkta sinterlenmiş dairesel ısı borusu olan düz bir bakır borudan yapılmıştır. Isı borusunda, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı bölümleri arasında 90° bir eğim vardır. Test edilen nano akışkan konsantrasyon seviyeleri $\%0$, $\%1$ ve $\%3$ 'tür. Sonuçlar, nano akışkan ile doldurulan ısı borusunda, ısıl direnç ve duvar sıcaklığı farkını azaltarak ısıl performansın arttığını göstermektedir. Nano akışkan ile yüklü ısı borusunun ısıl verimini saf

su ile karşılaştırmışlardır. Çalışma sıvısında daha fazla Al_2O_3 nano parçacıkları dağılmış ve ısı borusunun performansı arttırılmıştır. Sonuçlar, Al_2O_3 nano-akışkanının, ısı borusu ve daha yüksek ısıl yüzeyli termosifon için bir çalışma sıvısı olarak dikkate değer bir potansiyele sahip olduğunu göstermiştir. Termosifon ve ısı borularının nano parçacık çözeltisi ile ısıl direnci, oluklu ısı borularındaki saf sudan daha düşüktür. Buharın etkisi ve borunun içinde bulunan aktarım eksikliğinden dolayı tüpler boyunca kıvrımlı bölgelerde ani bir düşüş olduğunu gözlemlemişlerdir. Isı borusundaki en düşük sıcaklık eğimli bölgede gözlenebilir ve bu sıcaklık buharlaştırıcı eğime doğru düşer ve sonra artar (Moraveji ve Razvarz, 2012).

Naphon ve arkadaşları çalışmalarında, nano akışkanların jet çarpma ısı transferi ve mikro kanallı ısı emicideki basınç düşüşünü analiz etmek için hesaplamalı akışkan dinamiği ve yapay sinir ağlarının kullanımını sunmuştur. Levenberg-Marquardt Backwardpropagation eğitim algoritması, optimum yapay sinir ağı modelini elde etmek için hataları düzeltmede uygulanmıştır. Yapay sinir ağları ve CFD'den elde edilen sonuçlar ölçülen verilerle doğrulanmıştır. Optimum yapay sinir ağları modeline dayanarak, verilerin büyük bir kısmı ile Nusselt sayısının ve basınç düşüşünün %1,5 oranında değiştiği sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca, ölçülen veriler ve öngörülen sonuçlar arasındaki tüm durumlar için maksimum hata oranı %1,25'tir. Elde edilen optimum yapay sinir ağı modeli ve CFD, çeşitli konfigürasyonlarla mikro kanallı ısı emicisinin ısı transferini ve basınç düşüşünü analiz etmek için uygulanmıştır (Naphon ve diğerleri, 2019).

2.2. Termoelektrik Soğutma Yöntemi

Termoelektrik soğutma yöntemi (TES), termoelektrik soğutucular kullanan soğutma teknolojisi olarak da adlandırılmaktadır. Bu soğutma yöntemi yüksek güvenilirliğe sahiptir. İçerisinde herhangi bir hareketli mekanik parça yoktur ve bu nedenle bakımı kolaydır. Küçük boyutlarda olduğu için hafiftirler, herhangi bir çalışma sıvısı içermezler ve doğru akım ile çalışabilme özelliklerine sahiptir. Bunların aksine düşük enerji verimliliğinin yanı sıra maliyeti de yüksektir (Zhao ve Tan, 2014). Termoelektrik soğutucular, biri pozitif biri negatif olmak üzere iki farklı yük taşıyıcı içerir. Bağlantıdan bir elektrik akımı geçirildiğinde, her iki yük taşıyıcı da ısı ile birlikte bağlantı noktasından uzaklaşır ve soğutma sağlanmış olur (DiSalvo, 1999).

Snyder ve arkadaşları mikroişlemcilerin performansını ve güvenilirliğini sınırlayan sıcak noktaları soğutmak için gömülü termoelektrik soğutma yöntemini kullanmışlardır. Bu yöntemin yüksek verimli termoelektrik malzemeler kullanıldığında, küçük ve ince termoelektrik aygıtlar tasarlandığında ve gömülü termoelektrik soğutma modülü çok küçük bir ısı dirençle çözelti içine entegre edildiğinde sıcak nokta problemi için ideal bir çözüm sunduğunu ortaya koymuşlardır (Snyder ve diğerleri, 2006).

Chang ve arkadaşları, termoelektrik soğutucu ve hava soğutmalı ısı emicisinden oluşan termoelektrik hava soğutma modülünü elektronik cihazlar için incelemişlerdir. Isıtıcının ve başlangıç akımının, termoelektrik soğutucu üzerindeki etkilerini deneysel olarak belirlemişlerdir. Termoelektrik hava soğutma modülünün ısı performansını hesaplayabilmek için teorik olarak ısı benzerlik ağı modeli geliştirmişlerdir ve bu modelin deneysel verilerle uyum sağladığı ortaya çıkmıştır. Termoelektrik soğutma modülünün en iyi soğutma performansı, optimum giriş akımında gerçekleşmiştir. Chang ve arkadaşlarının yaptığı bu çalışmada optimum giriş akımı 20 W ve 100 W arasındaki ısı yüklerinde 6 A ve 7 A arasındadır. Yapılan çalışma sonucunda termoelektrik hava soğutma modülünün daha düşük bir ısı yükünde daha iyi bir performans gösterdiği tespit edilmiştir (Chang ve diğerleri, 2009).

Huang ve arkadaşları, ısı yükünün ve termoelektrik soğutucu akımının, termoelektrik sıvı soğutmalı bir cihazın soğutma performansı üzerindeki etkilerini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Isı yükü 20 W ve 100 W arasında 20 W'lık bir artışla değişirken, elektrik akımı 0 A ve 10 A arasında 1 A'lık bir artışla değiştirilmiştir. Isı değiştiricisinin yanına bir fan yerleştirilmiş ve güç kaynağına bağlanmıştır. Fan 2100 rpm hızında çalıştırılmıştır. Bu çalışmada soğutma sıvısı olarak su kullanılmıştır. Yapılan çalışma, termoelektrik soğutucular kullanan soğutma teknolojisinde sıvı soğutmalı bir cihazın soğutma kapasitesini artırmak için etkin çalışma bölgesini belirlemektedir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar, bir sıvı soğutma cihazın bir TES'e entegre edilmesiyle, ısı yükünün 57 W'ın altına düştüğü durumlarda ısı performansı arttırmada yardımcı olduğunu göstermiştir (Huang ve diğerleri, 2010).

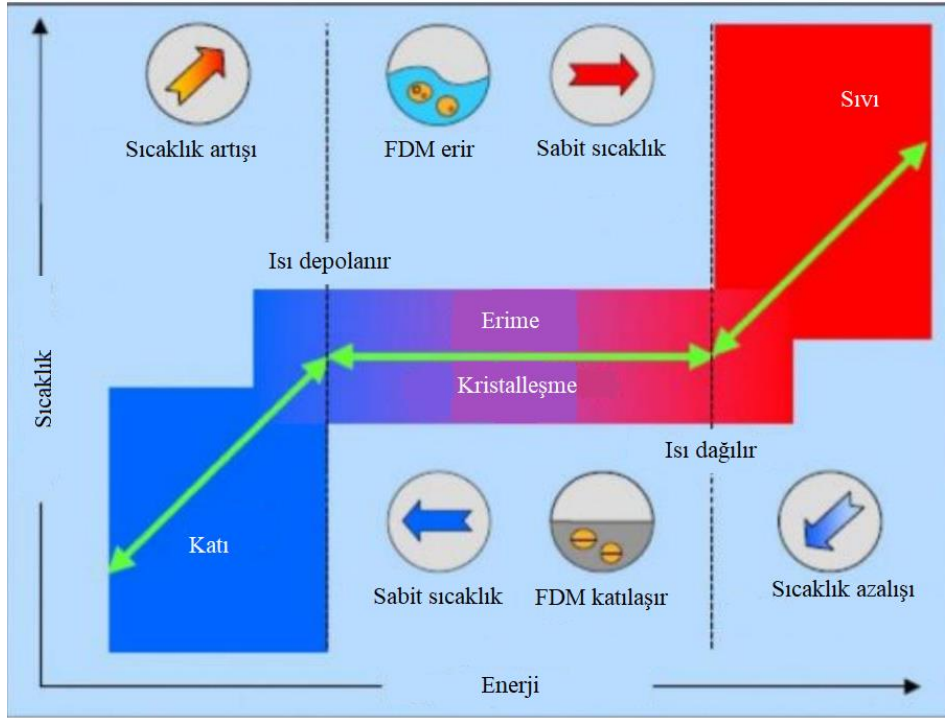
Ahammed ve arkadaşları, çok kutuplu minik kanallı eşanjörde elektronik cihazların nano-akışkanlı termoelektrik soğutma performansını deneysel olarak incelemiştir. Bizmut Telluride (BiTe_3) termoelektrik soğutucu, en fazla 67°C sıcaklık farkına sahip bir güç

iletkenine elektronik cihazlardan ısı elde etmek için kullanılmıştır. Devre kartındaki güç iletkeni, genellikle TES'e giriş gücü olarak kabul edilen 20 W ile 400 W arasındaki elektrik gücü ile çalışır. Isıyı TES'in sıcak tarafından uzaklaştırmak için alüminyum oksit (Al_2O_3) %0,1 ve %0,2 hacim konsantrasyonlarına sahip su nano-akışkanı kullanılmıştır. Reynolds sayısı 200 ile 1000 arasında değişmektedir. Sonuçlar, termoelektrik modülün performans katsayısında nano parçacık hacim konsantrasyonunun %0,2'si için %40 artış göstermiştir. Modül soğutma kapasitesini artıran nano-akışkanlar için (%0,2 hacim) sıcak ve soğuk taraf arasındaki termoelektrik sıcaklık farkında %9,15'lik bir azalma gözlenmiştir (Ahammed ve diğerleri, 2016).

2.3. Malzemenin Faz Değişimi ile Soğutma

Cep telefonları, dijital kameralar, dizüstü bilgisayarlar ve kişisel dijital asistanlar gibi elektronik cihazlar, uzun süre boyunca sürekli olarak çalıştırılmadığından, faz değişim malzemesi (FDM) tabanlı soğutma sistemi uygulama potansiyeli vardır. Entegre devreler, sınırlı bir sıcaklık aralığında en iyi şekilde çalışır; bu nedenle paketleri aşırı ısıyı giderecek şekilde tasarlanmalıdır. Alternatif bir pasif soğutma tekniği, FDM'ler bu tür geçici elektronik soğutma uygulamaları için, yüksek füzyon ısısı, yüksek özgül ısı, kontrol edilebilir sıcaklık kararlılığı ve faz değişimi sırasındaki küçük hacim değişimi gibi avantajları göz önüne alındığında geniş çapta kullanım alanına sahiptir.

Faz değişim malzemeleri, yeterli miktarda ısı sağlandığında fiziksel fazda bir değişikliğe uğrarlar. Resim 2.2'de gösterildiği gibi, ısı alıcının tabanına ısı uygulandığında çalışma süreleri sırasında, ısı alıcının yüzeyinin sıcaklığı FDM'nin erime sıcaklığına ulaşana kadar artar. Bu noktada, FDM erimeye başlar ve füzyonun gizli ısısı olarak adlandırılan ısıyı tamamen eriyene kadar emer. Daha sonra, FDM'siz bir ısı emici kullanırken ulaşılacak olan yaklaşık sabit durum sıcaklığına ulaşmak için sıcaklık tekrar artar. Entegrenin çalışmadığı aralıklarda depolanan enerji yayılarak FDM yeniden katılaşıacaktır (Assi ve diğerleri, 2017).



Resim 2.2. FDM'nin sıcaklığa göre durumu

Ali ve arkadaşları, faz değişim materyali içermeyen bakır köpük bazlı ısı emici (%97 gözeneklilik ve inç başına 35 gözenek yoğunluğu ile) ve bakır köpük/FDM kompozit ısı alıcıları hem yükleme hem de boşaltma için belirli sıcaklıklara göre ısı alıcılarının çalışma zamanının davranışını gözlemlemek için incelemiştir. FDM olarak parafin mumu, RT35HC, RT44HC ve RT54HC kullanılmıştır. İncelemeler, düzgün bir şekilde dağıtılmış $0,4 \text{ kW/m}^2$ 'lik bir boşluk ile $0,8\text{-}2,4 \text{ kW/m}^2$ 'lik ısı akışında gerçekleştirilmiştir. Bileşiklerde $0,68$ ve $0,83$ FDM hacim oranları kullanılmıştır. Sonuçlar, 90 dakikalık şarjın sonunda, FDM hacim oranı $0,83$ için $0,8 \text{ kW/m}^2$ 'de RT35HC/Bakır köpüğü için %25'lik maksimum sıcaklık düşüşünün kaydedildiğini göstermiştir. RT44HC/Bakır köpüğü $1,6 \text{ kW/m}^2$ için maksimum %24'lük sıcaklık düşüşünü göstermiştir. RT35HC/Bakır köpüğü en az $2,4 \text{ kW/m}^2$ 'de etkilidir ve bu, taban sıcaklığını sadece %5-7 oranında azaltmıştır. Çalışma süresindeki maksimum artış oranı ilgili bileşikler için 40°C ve 60°C ayar noktası sıcaklığında, RT-35HC/Bakır köpük ve RT-44HC/Bakır köpük için sırasıyla 8 ve 7,7 olarak ölçülmüştür (Ali ve diğerleri, 2018).

Emam ve arkadaşları, elektronik cihazların pasif ısıl düzenlemesi ve faz değiştirici malzeme (FDM) kullanan yoğunlaştırıcı fotovoltaiik (YFV) sistemlerine odaklanmaktadır. Bu nedenle, elektronik cihazlardan veya YFV hücrelerindeki ısı dağılımına benzer bir çalışma

yapmak için silikon kauçuk bir ısıtıcıya fabrikasyon bir sistem eklenmiştir. Üç farklı FDM'nin (RT25HC, RT35HC ve RT44HC) erimesini araştırmak için 2000, 2950, 3750 W/m²'lik üç farklı ısı akısı değerinde çeşitli deneyler yapılmıştır. Sonuçlar RT25HC, RT35HC ve RT44HC FDM'lerinin kullanılmasının, FDM'siz sisteme kıyasla elektronik bileşen veya YFV hücreleri ile ilişkili ortalama ön duvar sıcaklığının yaklaşık 69,8, 80,44 ve 74,44°C azaldığı ortaya koyulmuştur. RT44HC FDM'nin katılaşması, 20, 25 ve 30°C'lik farklı ortam sıcaklıklarında çalışılmıştır. Ortam sıcaklığının sırasıyla 20°C'den 25°C'ye ve 30°C'ye yükselmesiyle, bütün katı faza ulaşma süresinin 407 dakikadan 501 ve 585 dakikaya arttığı fark edilmiştir. Son olarak, katı FDM'lerin içindeki katılaşma büzülmesinden dolayı boşluk oluşumunun soğutma performansları üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Sonuçlar, katı FDM'lerin içindeki hava boşluklarının oluşumunun soğutma performansları üzerinde önemsiz bir etkisi olduğunu göstermiştir (Emam ve diğerleri, 2019).

Han ve arkadaşları, nükleer robotların motor sürücülerini, ısı kontrol yöntemlerini ve elektroniklerin güvenli çalışmasını sağlamadaki etkilerini incelemek için bir durum olarak ele almışlardır. Ayrıca, ısı emicisinin ısıl iletkenlik artırma üzerindeki etkisi tartışılmıştır. Altı ayaklı robotun motor sürücülerinin ölçümüne dayanarak, yükü ve süresi ile denge sıcaklığının arttığı gözlemlenmiştir. 26,5°C'lik ortam koşullarında, motor sürücüler 456 kg yük ile kolayca 55°C'ye ulaşmıştır. FDM ve ısı alıcı ile elektroniklerin ısıl kontrolünü değerlendirmek için deneyler yapmışlardır. Parafin mumu, yaklaşık 60°C'lik bir erime sıcaklığına ve 140 J/g'lık gizli sıcaklığa sahip bir FDM'dir. Parafin mumunun, ısı emme kabiliyeti ve anti-radyasyon kararlılığı nedeniyle nükleer robot elektronik bileşenlerinin sıcaklığını yönetmek için kullanılabileceği bulunmuştur. Kanatçıksız ısı emici, 47,1 g'lık bir kütle ile sıcaklığı, koruyucu olmayan yöntemden 14 kat daha uzun olan 78 dakikadan daha uzun süre 70°C'nin altında tuttuğunu gözlemlemişlerdir. (Han ve diğerleri, 2015).

Baby ve arkadaşı, taşınabilir elektronik cihazların ısıl yönetimi için faz değişim malzemeleriyle doldurulmuş kanatçıklı ısı emicilerin performansına ilişkin deneysel bir araştırma yapmışlardır. Çalışmalarında kullanılan faz değişim malzemesi n-eicosan'dır ve alüminyumdan yapılmış bir soğutucuya yerleştirilmiştir. FDM'nin ısıl iletkenliği çok düşük olduğu için alüminyum, ısıl iletkenlik artırıcı (İİA) görevi görür. Isı emici, bir enerji deposu ve bir ısı yayma modülü olarak işlev görür. Kanatçıksız ve kanatçıklı kasalar için düzgün bir ısı yükünün uygulandığı ısı emicileri için çalışmalar yürütülmektedir. Mevcut çalışmadaki tüm durumlarda göz önünde bulundurulmuş test bölümü, İİA yüksekliği 25 mm olan

80 × 62 mm² tabanlıdır. Elektronik bileşenlerde ısı oluşumuna benzer bir çalışma yapabilmek için 2 mm kalınlığında 60 × 42 mm² plakalı ısıtıcı kullanılmaktadır. İİA'nın aynı hacim oranına sahip pim şeklinde ve plaka şeklinde kanatçık geometrilerine sahip ısı alıcıları kullanılmıştır. Bu çalışmada, farklı güç seviyelerinde (2-7 W arasında değişen) farklı kanatçık tiplerinin, farklı ayar noktası sıcaklıkları için çalışma süresinin artırılmasında ve gizli ısıtma fazının süresi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Kanatçıklı ısı emicilerinin, elektronik cihazın çalışma süresinin uzatılmasında yardımcı olduğu tespit edilmiştir. Gizli ısıtma süresi; kanatçıklı ısı emiciler için fazladır, özellikle de pim kanatçıklı ısı emicisinde daha fazladır. FDM tabanlı bir ısı emicinin etkinliği, İİA'nın hacimsel yüzdesine, kanatçık konfigürasyonuna, İİA malzemesine, FDM miktarına, ısı kaynağı güç seviyesine vb. bağlıdır. 45°C'lik bir ayar noktası sıcaklığında ve kanatçıklı FDM bazlı ısı alıcılarının üstün performansını doğrulayan 7 W'lık bir güç seviyesinde kanatçıksız ısı emicisinin aksine, pim kanatçıklı bir ısı emicisi için çalışma süresinde 18 kat bir artış elde edilmiştir. Sonuçlar, taşınabilir elektronik cihazın çalışma performansının, FDM ile doldurulmuş ısı emicilerde kanatçık kullanımıyla önemli ölçüde iyileştirilebileceğini göstermiştir (Baby ve Balaji, 2012).

2.4. İletim ile Soğutma Yöntemi

Devre kartlarındaki elektronik bileşenlerin üzerinden hava veya elektriksel olarak yalıtkan bir akışkan geçirilerek doğrudan soğutulmasının uygun olmadığı uygulamalar da bulunmaktadır. Bu gibi uygulamalarda bileşenlerin bağlantı sıcaklıklarının düşük tutulması için kalın bir ısı çerçevesi kullanılmaktadır. Kartın bileşenlerinde üretilen ısı, devre kartı boyunca, ısının dışarıya atıldığı bir ısı emici veya soğuk plakaya iletilir. Isı çerçevesi, devre kartından ısı emiciye kadar, ısı akışı için düşük dirençli bir yol sağlar. Isı çerçevesi ne kadar kalın olursa, ısı direnci o kadar düşük olur ve bu nedenle, ısı çerçevesinin merkezi ile uçları arasındaki sıcaklık farkı o kadar küçük olmaktadır.

2.5. Hava ile Soğutma Yöntemi

Son olarak, en çok tercih edilen yöntem, hava ile soğutma yöntemidir. Tasarımının ve bakımının kolay, maliyetinin düşük ve güvenilirliğinin yüksek olması gibi avantajları hava ile soğutmayı ön plana çıkartmaktadır (Yeh, 1995). Düşük güç yoğunluğuna sahip elektronik sistemlerin soğutulmasında doğal taşınım ve radyasyonla soğutma tercih edilmektedir.

Doğal taşınım, sıcaklık farkından dolayı bir akışkandaki yoğunluk farklarının neden olduğu akışkan hareketine dayanır. Bir akışkan ısıtıldığında genişler ve daha az yoğun hale gelir. Yer çekimi olan bir ortamda, bu daha hafif olan akışkan yükselir ve akışkanda doğal taşınım akımları adı verilen bir hareketi başlatır. Katı bir yüzey ile bir akışkan arasındaki taşınım ile ısı transferi, akışkanın hızıyla orantılıdır. Sıcak yüzeyler, bir odanın duvarları, tavanları veya sadece gökyüzü gibi daha serin yüzeylerle çevrildiğinde, yüzeyler radyasyonla soğutulur. Doğal taşınım soğutması yeterli olmadığında, bir fan ekleyerek akışkanın akış hızını ve ayrıca ısı transferini arttırmak için zorlanmış taşınım tercih edilmektedir. Bu şekilde, fanın boyutuna bağlı olarak ısı transfer katsayısı yaklaşık 10 kat arttırılabilir (Cengel, 2003).

Chang ve arkadaşları, çalışmasında elektronik cihazlar için termoelektrik hava soğutma yöntemini incelemişlerdir. Isıtıcının ısı yükünün ve termoelektrik soğutucunun giriş akımının deneysel olarak belirlendiği çalışmada soğutma yönteminin performansını tahmin etmek için teorik bir ısı analoji ağı modeli geliştirilmiştir. Çalışma sonucunda belli bir ısı yükünde ve giriş akımının optimum olması durumunda en iyi soğutma performansının elde edildiği belirtilmiştir. Çalışmada, ısı yükünün 20 W ile 100 W arasında olduğu durumda, optimum şartların sağlandığı aralık akım aralığının 6 amper ile 7 amper olduğu belirtilmiştir. Çalışmaya göre termoelektrik hava soğutması düşük ısı yükleri için hava ile soğutmaya göre daha iyi soğutma performansı sağladığını, 50,5 W altındaki ısı yükleri için daha iyi soğutma performansı alınabileceği belirtilmiştir (Chang ve diğerleri, 2009).

Moradikazerouni ve arkadaşları, hava soğutmalı, düz plakalı bir ısı emicinin zorlanmış taşınımındaki ısı performansını üzerinde üç boyutlu bir analitik model kullanılarak çalışmışlardır. Modeli doğrulamak için, sayısal ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Bu çalışma ile soğutucuların ısı performansının ve çevresel parametrelerin, soğutucuların üreticiler için önem arz eden ısıl gerilmelere karşı dayanıklılığı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Isı transfer hızı üzerinde etkili parametreler incelenmiştir. Reynolds ve Nusselt sayıları, ısı transfer katsayısı, kanatçık yüksekliği ve kanatçık sayısı çeşitli hava akış hızları altında incelenmiştir. Hava akış hızının arttırılması, bir değişime neden olmuştur ve bunun sonucunda ısı transfer katsayısını artmıştır. Nusselt sayısının $3,80 \times 10^3$ 'ten $2,28 \times 10^4$ 'e artması, ısıl gerilmelerin %47,36 oranında azalmasına, deformasyonların %50 azalmasına, yüzey sıcaklıklarının %28,57 azalmasına ve bunların sonucunda geometrik bozulmaların azalmasını sağlamıştır. Sonuçlar, sadece taşınım, taşınım-radyasyon ısı transferine kıyasla %1,66 daha az ısı transferine sahip olduğunu, kanatçık sayısının ve kanatçık yüksekliğinin

arttırılmasının, yüzey sıcaklığını sırasıyla %25 ve %20 azalttığını göstermiştir (Moradikazerouni ve diğerleri, 2019)

Moradikazerouni ve arkadaşları başka bir çalışmalarında, kanalların beş farklı konfigürasyona (dairesel, altıgen, dikdörtgen, üçgen ve düz yuva) sahip olduğu mikro kanallı soğutucu performansı üzerindeki üç boyutlu hava akışını araştırmayı amaçlamışlardır. Akış hızının (Reynolds sayısı) ve havanın giriş sıcaklığının Nusselt sayısı, ısı transfer katsayısı, basınç düşüşü ve gerekli pompalama gücü üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuçlar; beş farklı kanal konfigürasyonu arasından üçgen şeklinin, mikro kanallı ısı emiciyi soğutmak için en yüksek ısı performansı sağladığını göstermiştir. Bununla birlikte, üretim maliyeti göz önünde bulundurulduğunda, düz yuva konfigürasyonu önerilmiştir. Bir sonraki aşamada, malzemenin etkisi alüminyum, alümina (%92), kobalt, paslanmaz çelik, bakır ve gümüşün ısı iletkenliğine göre değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, gümüş ve bakır malzemelerin sırasıyla en yüksek ısı performansına sahip olduğunu gösterirken, alümina (%92) en düşük seviyededir. Son aşamada, soğutucu akışkan akış hızının 60-120 cfm arasında olması şartıyla, hava akış hızının ısı gerilme ve geometrinin deformasyonu üzerindeki etkisi incelenmiştir (Moradikazerouni ve diğerleri, 2019).

Haghighi ve arkadaşları, iletim ısı transfer katsayısı ve plaka kanatçıklarının, plaka kübik pim kanatçıklarının soğutucu ısı performansını, doğal taşınım ile ölçmek için deneysel araştırma yapmışlardır. Araştırma, 8×10^6 ile $9,5 \times 10^6$ Rayleigh sayısı ve 10 W ile 120 W giriş ısısı için yapılmıştır. Kanatçık aralığı 5-12 mm arasında ve kanatçık sayısı 5-9 arasında değiştirilmiştir. Sonuçlar, plaka kübik pim kanatçıklı soğutucuların, plaka kanatçıklı soğutucuya kıyasla daha düşük ısı direnç ve daha yüksek ısı transferine sahip olduğunu göstermiştir. Yeni tasarlanan yöntem ile ısı emicisi üzerinden gerçekleşen ısı transferi %10-41,6 arasında daha yüksektir. Kanatçıklar arası mesafenin artması, şekli fark etmeksizin, ısı emicilerin ısı dirençlerinin düşürmektedir. Ancak kanatçık sayısını arttırmak daha yüksek ısı transferine sebep olmamıştır. 7 kanatçıklı, 8,5 mm kanatçıklar arası mesafeye sahip plaka kübik pim kanatçıklı soğutucunun, en iyi ısı emici tasarımı olduğu belirtilmiştir (Haghighi ve diğerleri, 2018).

Florio ve arkadaşı çalışmalarında, dikey bir kanalda doğal konveksiyonun, kanal içerisinden geçen çapraz akış ve farklı bölgelerde konumlandırılmış titreşen plakalar ile arttırılmasını sonlu elemanlar analizini kullanılarak incelemişlerdir. Bu yöntemin, standart doğal

konveksiyon soğutmasının yetersiz kaldığı düşük güç tüketen cihazlar için geleneksel tekniklere göre daha verimli, güvenilir ve bilinçli tüketiciler için bir alternatif sunması amaçlanmıştır. Bu kombinasyonu araştırmak için dikey montaj panosuna tutturulmuş iki dikdörtgen ısı kaynağı içeren bir dikey kanal, aynı zamanda enlemesine salınan bir levha ve montaj panosunda bir çapraz akış için açıklık içeren modeller oluşturularak iki boyutlu sayısal simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Çalışmaya göre, titreşen plaka ve kanallar arasındaki açıklığın birlikte etkisi, saf doğal konveksiyona göre ısıl koşullarda önemli iyileştirme sağlama potansiyeline sahip olduğunu göstermektedir. Açıklığın olduğu ancak titreşen bir plakanın olmadığı bir sisteme göre ısı transfer katsayısında %70 oranında iyileşme olduğu belirtilmiştir (Florio ve Harnoy, 2007).

2.6. Elektronik Cihazlar

2.6.1. Uçaklar, füzeler, uydular ve uzay gemileri için elektronik cihazlar

Uçaklarda, füzelerde, uydularda ve uzay gemilerinde kullanılan elektronik kutular çoğunlukla, mevcut hacminin maksimum kullanımını sağlayan alışılalmeyen şekillere sahiptir. Alışılalmeyen biçimli bir kutu tasarımı için daha fazla zaman gerekir. Çünkü kullanılan soğutma yönteminden bağımsız olarak devre kartlarına verimli bir ısı akış yolu sağlamak genellikle daha zordur.

Askeri ve ticari uçaklar ile helikopterlerdeki eğilim, raflara takılan eklenti tipi elektronik kutular için bir dizi standart boyuttur. Bunlara hava taşıma rafı kutuları denir. Her biri çeyrek, yarım, dörtte üç ve tam genişlik olarak bilinen çeşitli genişliklerdedirler. Elektriksel arabirim konektörleri genellikle kutunun arkasındadır.

Elektronik kutuların çoğu, jet motorunun kompresör bölümünden sızan hava ile zorlanmış konveksiyon yöntemiyle soğutulur. Bu hava yüksek bir sıcaklık ve basınçta olduğu için soğutma türbininden geçirilerek soğutulmakta ve basıncı azaltılmaktadır. Kullanılmadan önce bir su ayırıcı ile kurutulur. Bu hava genellikle arkadaki elektronik kutuya, elektrik konektörlerine bitişik olarak girer. Kauçuk contalar, hava ara yüzeyindeki bağlantı noktalarının etrafında, etkili bir bağlantı sağlamak için kullanılır ve bu da soğutma havasının sızıntısını azaltır (Steinberg, 1980).

2.6.2. Gemiler ve denizaltılar için elektronik cihazlar

Büyük kabinler, konsollar veya muhafazalar normalde gemilerde ve denizaltılarda kullanılan elektronik ekipmanı desteklemek için kullanılır. Bu kabinler, fırtınalar ve sert dalgalar sırasında elektronik aksamın korunmasını sağlamak için genellikle ağır ve dayanıklıdır. Bazı kabinler 2 kW'tan fazla ısı yayabilir. Bu nedenle sıvı soğutmalı soğuk plakalar ve ısı değiştiriciler ekipmanı soğutmak için sıklıkla kullanılır. Elektronik bileşenler genellikle panellere ve sürgülü çekmecelere monte edilir. Paneller ekranları desteklemek için kullanılır ve çekmeceler ağır güç kaynağı birimlerini desteklemek için kullanılır. Tamamen kapalı kabinler genellikle donanma tarafından özel kapılardaki özel radyo frekans girişimi ve elektromanyetik girişim contaları ile kullanılır. Bu contalar, elektronik ekipmanın çalışmasını engelleyebilecek istenmeden yayılan ve iletilen elektromanyetik dalgalardan korur. Bu sistemler tamamen kapalı olduğundan, soğutma sorunları oldukça ciddi olabilir (Steinberg, 1980).

2.6.3. Haberleşme sistemleri ve yer destek sistemleri için elektronik cihazlar

Haberleşme sistemleri ve yer destek sistemleri, yüksek irtifalarda, sıcak çöl alanlarında, kutup bölgelerinde ve yağmurda, karla karışık yağmurda ve karda uzun süre sürekli çalışabilmelidir. Büyük sistemlerin elektronikleri tamamen küçük hangarlara benzeyen ve birkaç kişiyi uzun süre tutabilen sığınaklara yerleştirilir. Küçük sistemler genellikle hızlı hareketlilik için bir Jeep tipi aracın arka koltuğunda taşınabilecek olan transit kasalara yerleştirilir. Küçük panel kamyonlar, orta büyüklükteki birimleri taşımak için çok popülerdir.

Haberleşme sığınakları dünyanın her yerinde askeri personel tarafından ve ticari televizyon ağları tarafından her türlü veriyi iletmek ve almak için kullanılmaktadır. Sığınaklar genellikle duvardan duvara, birçok kW ısıyı kolayca dağıtabilen büyük elektronik kontrol konsolları ile kaplanmıştır. Bu tür sığınaklar hem sıcağa hem de soğuğa karşı korunacak şekilde yalıtılmıştır. Sıcak iklimlerde, sığınaklar, sıkışmış sıcak havayı atmak için genellikle egzoz fanlarıyla donatılmaktadır. Sığınaklardaki elektronik konsollar soğutma için yerel ortam havasını kullandığı için fanların önemi büyüktür. Soğutma, güç yayılımına ve konsolun konumuna bağlı olarak zorlanmış konveksiyon veya doğal konveksiyon

kullanılarak yapılır. Sığınak içindeki iç ortam sıcaklıkları aşırı ısınırsa, sığınakları serin tutmak için yardımcı güç üniteleriyle soğutma sağlanabilir.

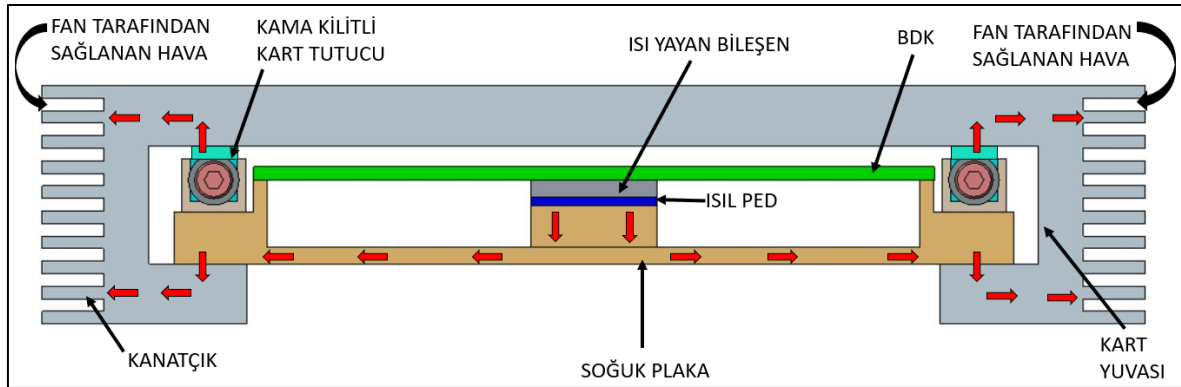
Yer destek sistemleri genellikle uçaklar, füzeler, gemiler, denizaltılar, trenler, kamyonlar ve otomobiller için elektronik ekipmanların fonksiyonel kontrollerini yapmak için kullanılır. Arıza tespit edildiğinde, görevin veya yolculuğun başarıyla tamamlanmasını sağlamak için değişiklikler yapılabilir. Yer destek sistemleri ayrıca geçici güçlendiriciler gerektiren elektronik ekipman için yardımcı güç veya yardımcı soğutma sağlamak için kullanılır. Bu üniteler benzinli motorları, jeneratörleri ve ayarlanmış güç desteklerini veya güç kaynağı olarak büyük aküleri içerebilir. Büyük transformatörler ve güç kaynağı bileşenleri gibi ağır nesnelere ihtiyaç duyulursa, şok ve titreşim ortamında oluşabilecek dinamik yükleri azaltmak için sağlam bir elektronik muhafazanın altına monte edilirler (Snyder ve diğerleri, 2006).

3. PROBLEME GENEL BAKIŞ

3.1. Problemin Tanımı

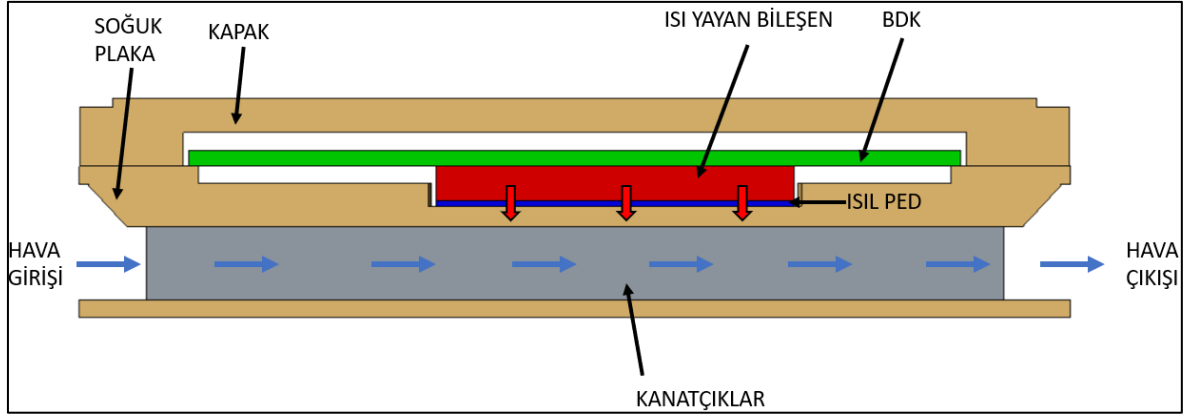
Bu çalışmada, elektronik kartların cihaz içine yerleştirilmesini sağlayan takılabilir modüllerin soğutulmasında kullanılan yöntemler kıyaslanmıştır. Bu yöntemlerden en yaygın olanı geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yöntemidir. Ülkemizde yaygın olmayan diğer yöntem ise doğrudan hava akışı ile soğutma yöntemidir. Her iki yöntemde de 58,5 W ısı yayan bir elektronik kartın soğutulması hedeflenmiştir.

Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde, elektronik kartta yer alan entegrelerden yayılan ısı, soğuk plaka üzerinden iletim ile cihaz şasisine transfer edilir. Hava, bir fan yardımıyla cihazın şasisinin kenarlarındaki kanatçıklardan geçirilerek, soğuk plaka ile iletilen ısıyı uzaklaştırır. İçinde bulunan kirleticilerden dolayı havanın, cihaz içinden geçirilmesi tercih edilmemektedir. Bu durum ısıнын transfer yolunun uzamasına neden olmaktadır. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde ısıнын akış yolu Resim 3.1’de gösterilmektedir.



Resim 3.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde ısıнын akışı

Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde ise hava, soğuk plakanın içinden geçirilerek karta temas etmeden ısıyı uzaklaştırır. Doğrudan hava akışı ile soğutma sağlayan modüller, sızdırmazlığın sağlanması için cihaza sızdırmaz contalar yardımıyla monte edilmektedir. Bu sayede havanın cihazın içine girmesi engellenmektedir. Bu yöntemde ısı, daha kısa bir yoldan ısı emicisine aktarılmaktadır. Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde ısıнын akış yolu Resim 3.2’de gösterilmektedir.

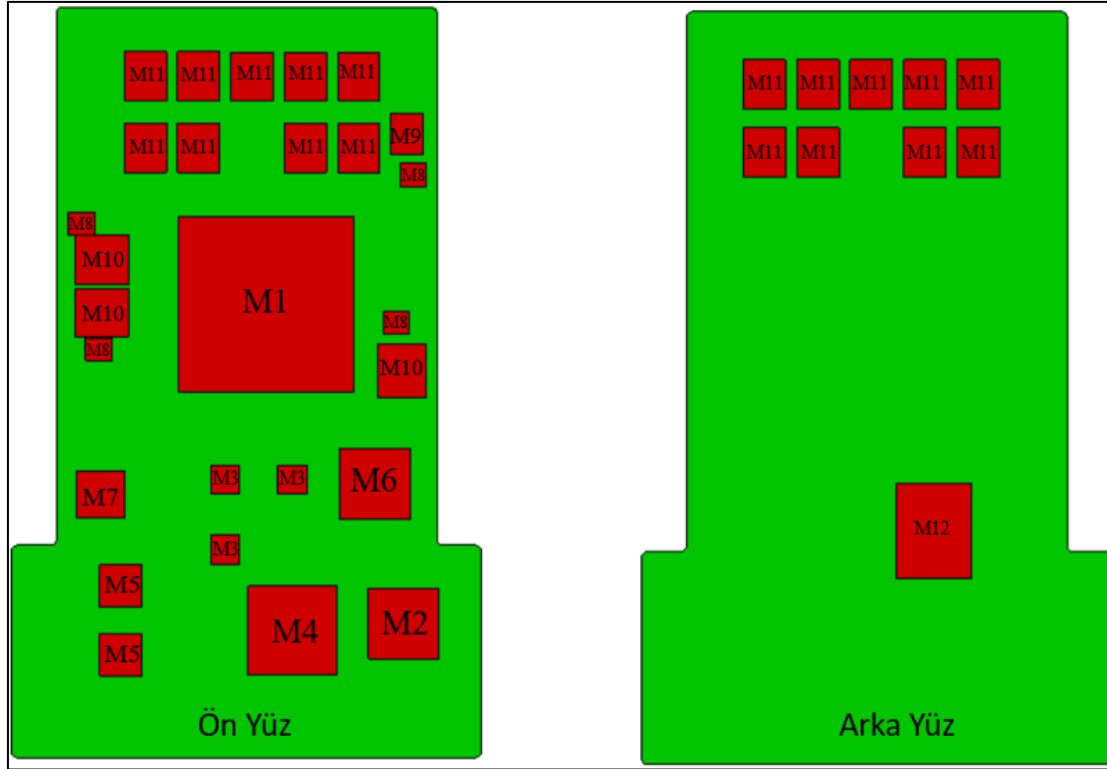


Resim 3.2. Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde ısının akışı

Bu çalışma kapsamında öncelikle her iki yöntem için soğutucu plaka tasarımı yapılmıştır. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde kullanılan soğutucu plaka ölçüleri ANSI VITA 48.2 standardına göre (VITA, 2010), doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde kullanılan soğutucu plaka ölçüleri ise ANSI VITA 48.8 standardına göre belirlenmiştir (VITA, 2017). Daha sonra problem geometrisi oluşturulmuş ve oluşturulan geometriler hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak modellenmiştir. Analizlerde FloEFD programı kullanılmıştır. Çözümler zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir.

Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde kullanılan kanatçıkların aralıkları değiştirilerek kanatçık optimizasyonu yapılmıştır ve kanatçık aralığına bağlı kanatçık performansı hesaplanmıştır. Ayrıca kullanılan fanın çalışma performansı değiştirilerek debisinin değişmesi sağlanmış ve fan debisine bağlı sıcaklık değişiminin parametrik çalışması yapılmıştır. Yöntemlerin karşılaştırılabilmesi için her iki yöntemde de aynı fan debisi ve aynı kanatçık aralığının kullanıldığı analiz sonuçları değerlendirilmiştir.

Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde soğutucu plakaların ve test düzeneğinin üretimi gerçekleştirilmiş olup, deneysel çalışması yapılmıştır. Deney sonuçları ve analiz sonuçları karşılaştırılarak değerlendirme yapılmıştır. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde ise sonuçlar analitik hesaplarla doğrulanmıştır.

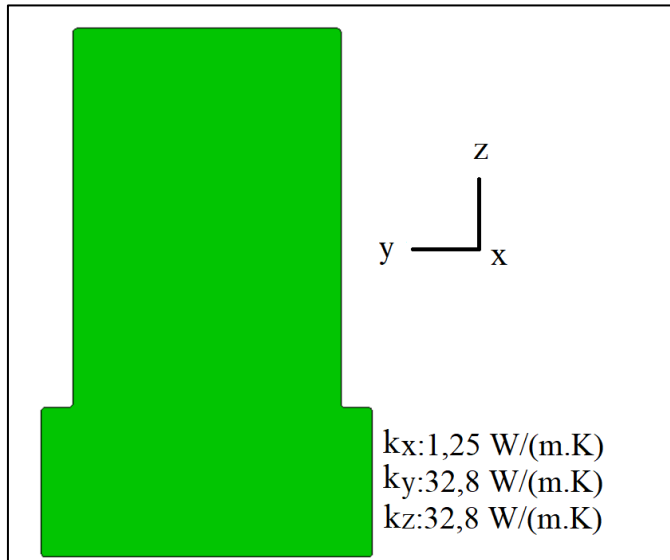


Resim 3.3. Kartın ön ve arka yüzündeki malzemelerin konumu

Kullanılan BDK 12 katmanlıdır. Katmanlar iletken malzeme olarak Cu ve yalıtkan malzeme olarak FR-408HR'den oluşmaktadır. Katman sayısı metal katman sayısına göre belirlenmektedir. FR-408HR malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı 0,35 W/(m.K) iken Cu malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı 387,6 W/(m.K)'dir. BDK'nın katmanları Resim 3.4'te gösterilmektedir.

1.KATMAN	Cu
	FR408-HR
2.KATMAN	Cu
	FR408-HR
3.KATMAN	Cu
	FR408-HR
4.KATMAN	Cu
	FR408-HR
5.KATMAN	Cu
	FR408-HR
6.KATMAN	Cu
	FR408-HR
7.KATMAN	Cu
	FR408-HR
8.KATMAN	Cu
	FR408-HR
9.KATMAN	Cu
	FR408-HR
10.KATMAN	Cu
	FR408-HR
11.KATMAN	Cu
	FR408-HR
12.KATMAN	Cu

Resim 3.4. BDK'nın katmanları

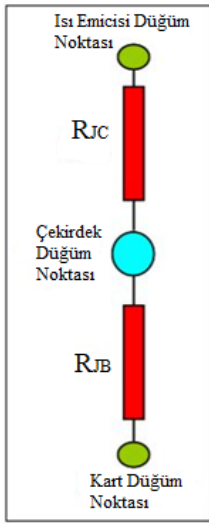


Resim 3.5. Elektronik kartın ısı iletkenlik katsayıları

BDK'nın kalınlığı x yönünde, uzunluğu ise y ve z yönündedir. Bu nedenle y ve z yönünde ısı iletkenlik katsayısı yüksek iken x yönünde ısı iletkenlik katsayısı daha düşük olmalıdır. Kartın pozisyonuna göre koordinatlarının konumu ve ısı iletkenlik katsayıları Resim 3.5'te gösterilmektedir.

3.2.1. Isıl dirençler

Elektronik entegreler çeşitli dirençlere sahiptir. Yaklaşık 300 firmanın birleşiminden oluşan JEDEC kurumunun standartlarında entegrelerin iki dirençli modelleri tanımlanmaktadır. Üç düğümden oluşan iki dirençli model Resim 3.6’da gösterilmektedir. Bu üç düğüm birbirine iki ısıl direnç ile bağlıdır. Bu dirençler entegrenin çekirdeği ile kart arasında olan R_{JB} ve entegrenin çekirdeği ile soğuk plaka arasındaki R_{JC} dirençleridir.



Resim 3.6. İki dirençli model ağı (JEDEC, 2008)

Kart üzerindeki M1, M7, M9, M10 ve M12 entegrelerinin dokümanlarında iki dirençli malzeme özellikleri belirtilmediği için analize hacimsel ısı kaynağı olarak tanımlanmıştır. Diğer ısı yayan entegreler, çekirdekle plaka arasında ve çekirdekle kart arasında ısıl dirençlere sahip olduğu için iki dirençli model olarak tanımlanmıştır ve sahip oldukları dirençler Çizelge 3.1’de verilmiştir.

3.3. Malzemeler

VITA 48.2 standardına göre olan geleneksel zorlanmış soğutma yönteminde kartın ön tarafındaki ve arka tarafındaki plakalar alüminyum alaşımı Al 6061-T6 malzemeden seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Cihazın şasisi de Al 6061-T6 malzemeden seçilmiştir. Kanatçıklarda Al 3003 malzeme kullanılmıştır.

VITA 48.8 standardına göre olan doğrudan hava akışıyla soğutma yönteminde kullanılan soğutucu plakalar, soğutucu plakaların kapakları ve davlumbaz Al 6061-T6 malzemeden seçilmiştir. Kanatçıklarda ise Al 3003 malzeme kullanılmıştır. Sızdırmazlığı sağlamak için PTFE kaplı silikon conta tercih edilmiştir. Her iki yöntemde de ısıl pedler kullanılmıştır. Malzeme özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Malzemelerin özellikleri

Malzeme	ρ Yoğunluk (kg/m ³)	c_p Özgül ısı (J/(kg.K))	k Isıl iletkenlik katsayısı (W/(m.K))	Elektriksel iletkenlik	T Erime Sıcaklığı (K)
Al 6061-T6	2700	954*	155*	İletken	855,15
Al 3003	2740	900*	193*	İletken	928
Isıl ped	1340		3	Yalıtkan	200
Conta	2200	1300	0,3	Yalıtkan	603,15
BDK	2700	400	x:1,25 y:32,8 z:32,8	Yalıtkan	

*25°C’deki değerlerdir.

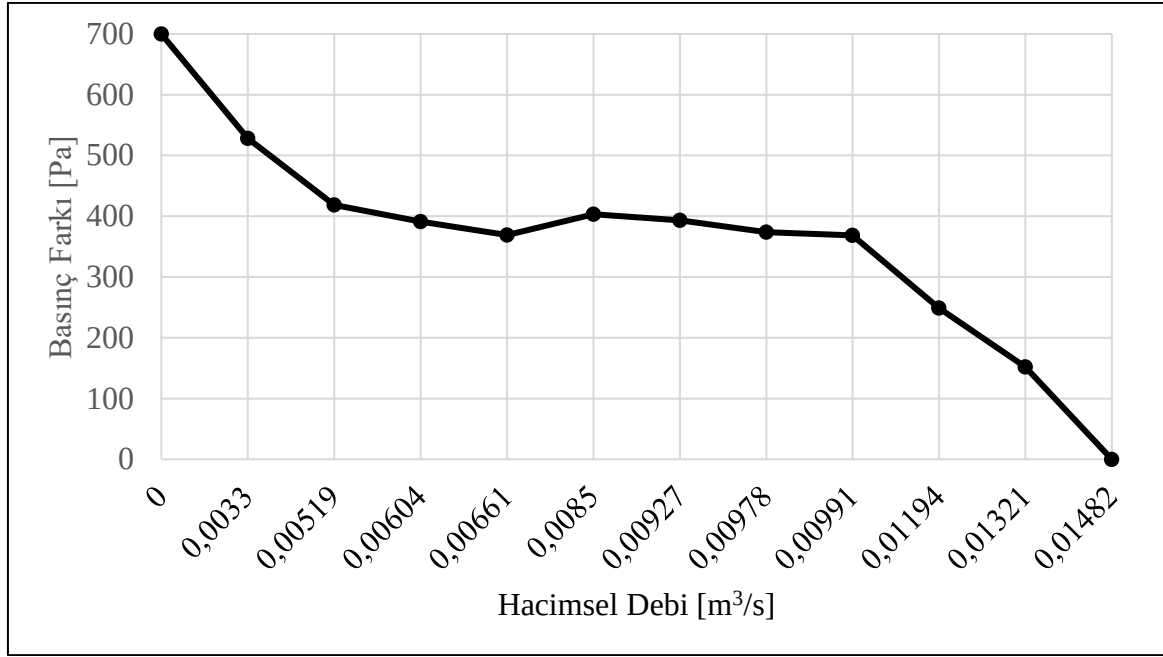
3.4. Fan

Doğrudan hava akışı ve geleneksel zorlanmış hava akışı ile soğutulacak olan modüllerde “SUNON DC BRUSHLESS FAN” kullanılmıştır ve fanın üretici parça numarası “PF40281BX-000U-S99”dur. Fanın özellikleri Çizelge 3.3’te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Fanın özellikleri

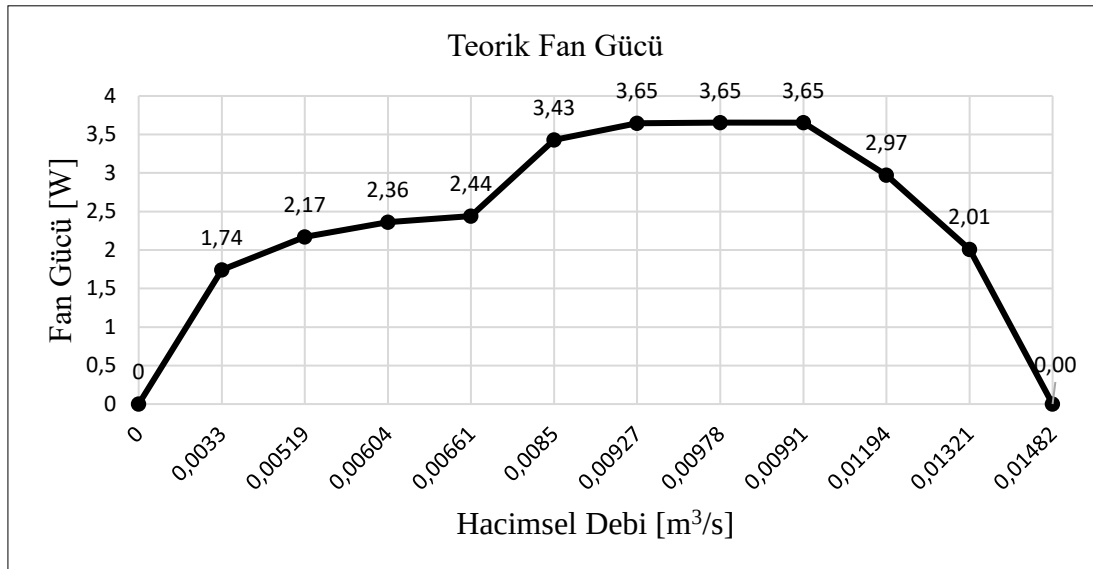
Çalışma Voltaj Aralığı	10,2 ~ 13,2 VDC
Akım	900 mA
Güç	10,8 Watt
Çalışma Sıcaklığı	-10°C ~ +70°C
Debi	0,0148 m ³ /s
Devir	22000 d/dk
Basınç	700 Pa

Kullanılacak olan eksenel fanın katalogta belirtilen basınç farkı-hacimsel debi grafiği verileri analize girilmiştir. Bu grafik Şekil 3.1’de gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Eksenel fanın hacimsel debi-basınç farkı grafiği

Fanın debisine ve basınç farkına bağlı olarak çektiği teorik güç Şekil 3.2’de gösterilmektedir.

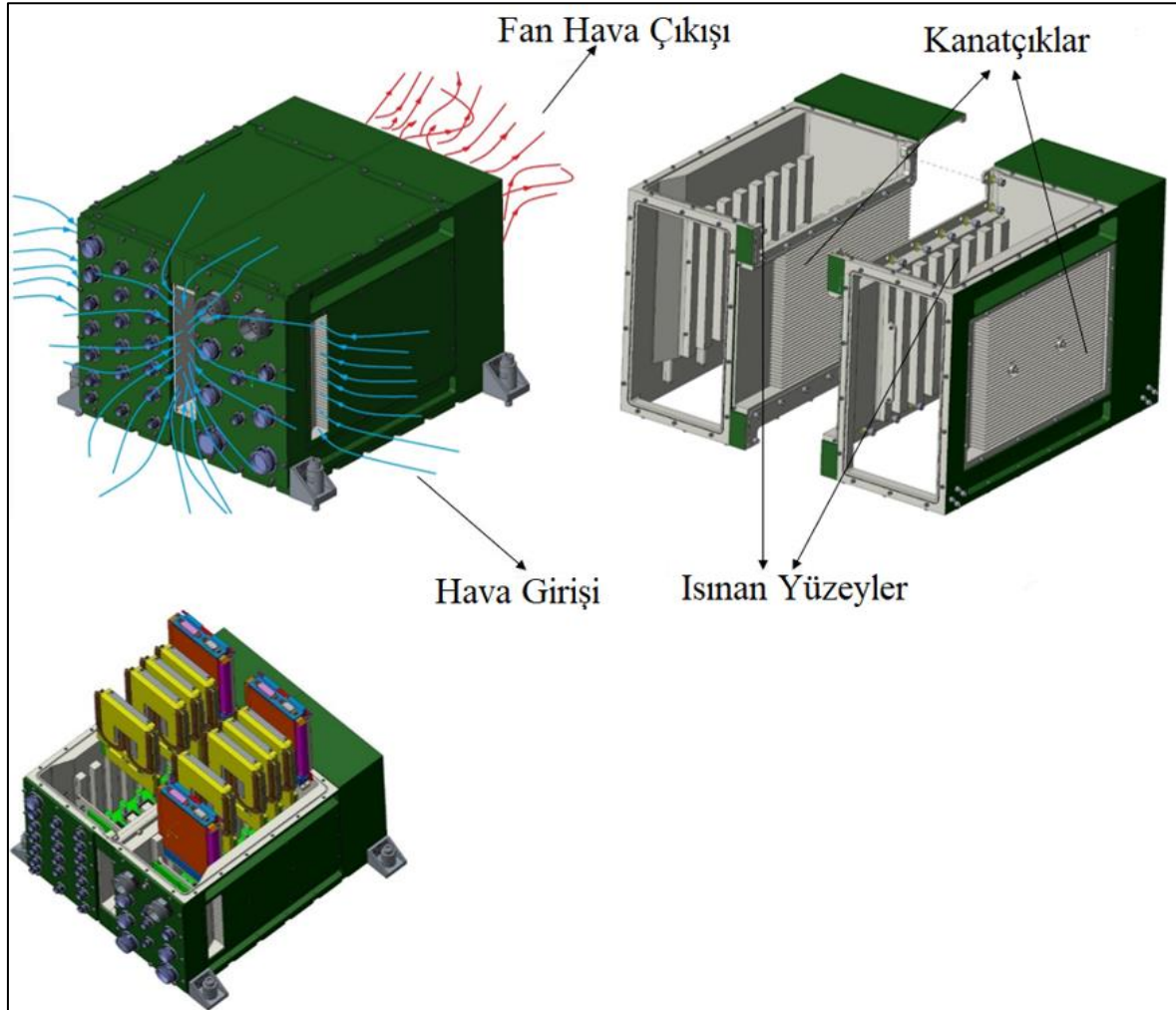


Şekil 3.2. Fanın teorik gücü

4. TASARIM DETAYLARI

4.1. Geleneksel Zorlanmış Hava ile Soğutulan Takılabilir Modül Tasarımı

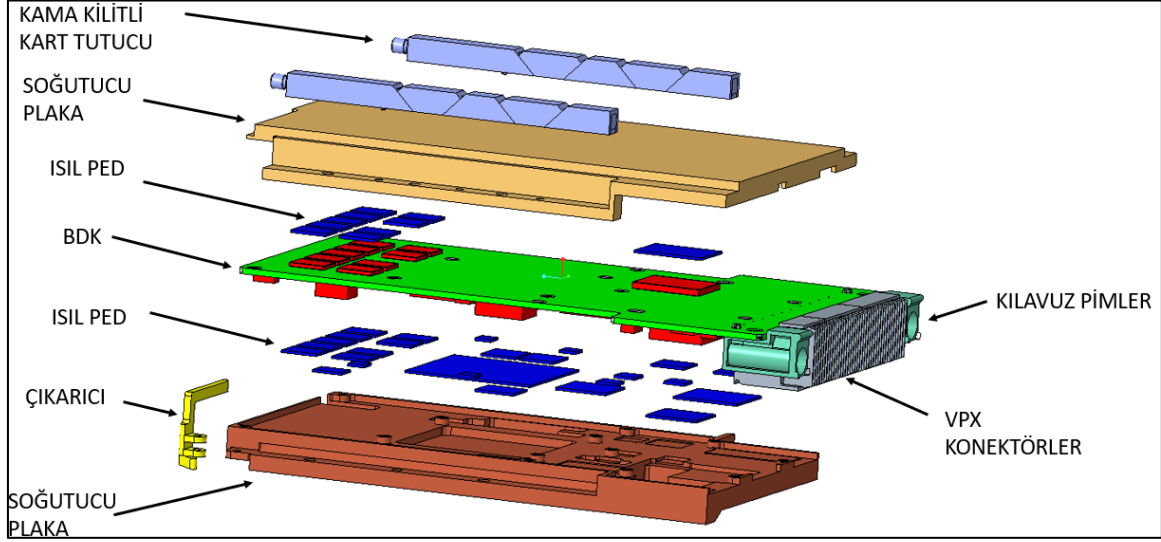
Takılabilir modüller, üzerinde birçok entegreyi barındıran elektronik kartların elektronik cihazlara yerleştirilmesini sağlamaktadır. Aynı zamanda takılabilir modüller, modül içinde yer alan soğutucu plakalar vasıtasıyla entegrelerin yaydığı ısının uzaklaştırılmasına yardımcı olur. Takılabilir modüllerin kullanıldığı geleneksel cihaz yapısı Resim 4.1’de gösterilmektedir.



Resim 4.1. Takılabilir modüllerin kullanıldığı geleneksel cihaz yapısı

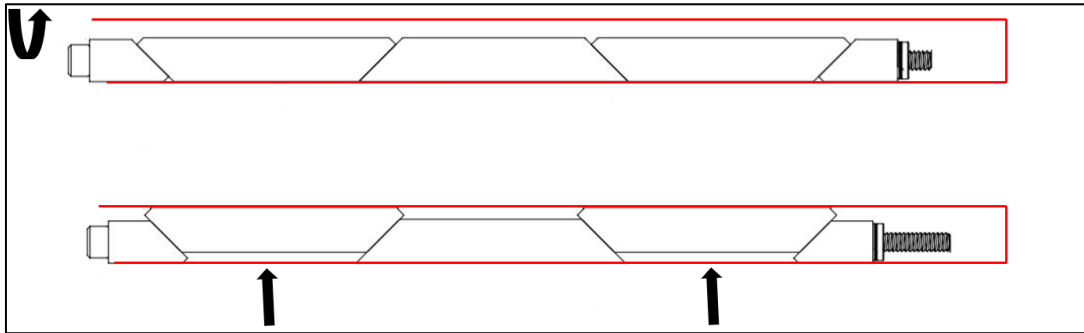
VITA 48.2 standardına göre hazırlanan geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modül; soğutucu plaka, ısıl ped, baskı devre kartı, kama kilitli kart tutucu ve çıkarıcıdan

oluşur. Bu standarda göre hazırlanan modül tasarımının açık görüntüsü Resim 4.2’de gösterilmektedir.



Resim 4.2. İletim ile soğutulan soğutucu plaka paketi

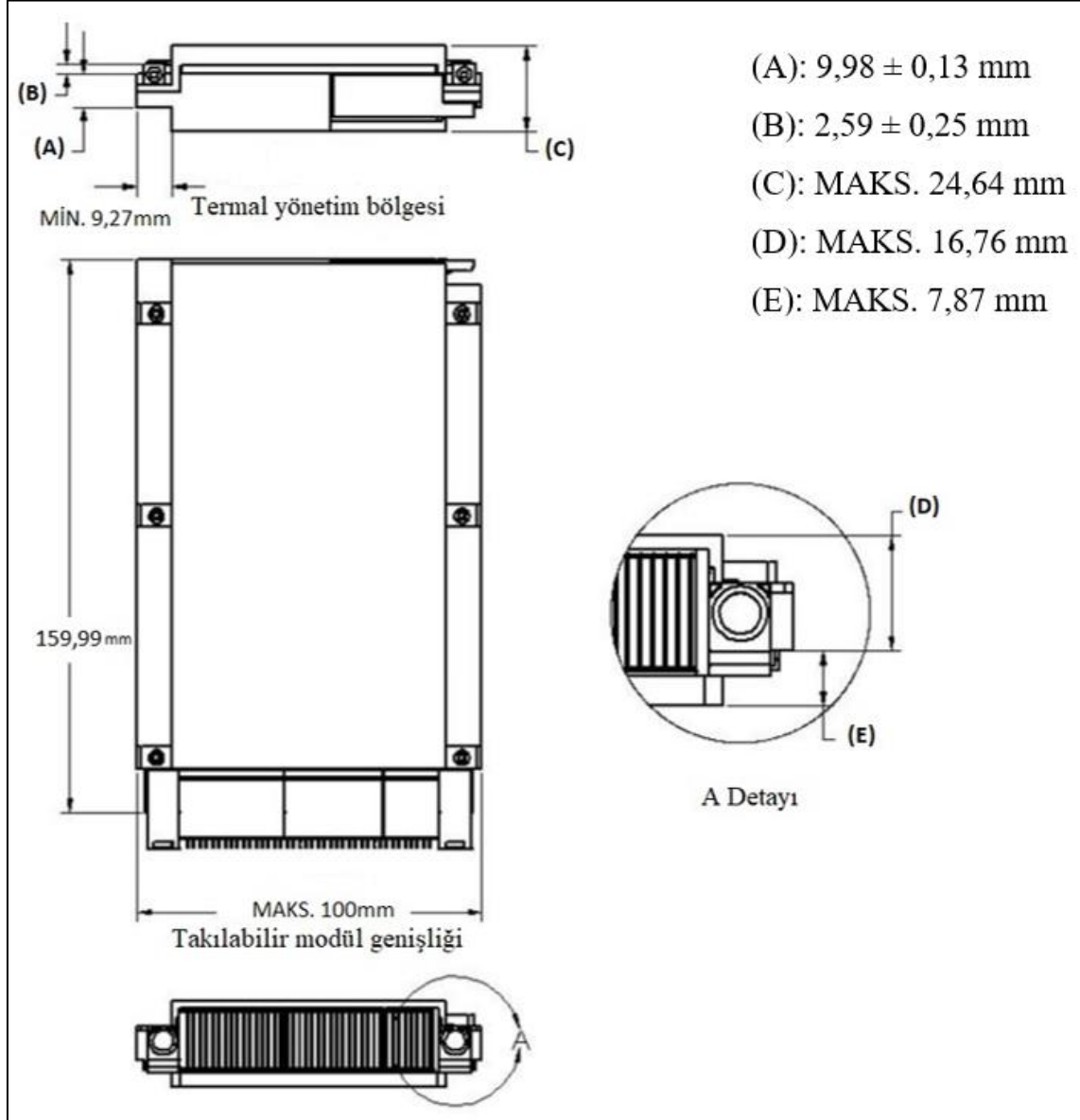
Kama kilitli kart tutucular, hareketli ve hareketsiz parçalar içermektedir. Modül, kanal içerisindeyken kart tutucuların başındaki vida sıkıldığında Resim 4.3’te gösterildiği gibi hareketli parçalar hareketsiz parçalar üzerinde kayarak modülün kanal içerisine tutunması sağlanır. Ayrıca kama kilitli kart tutucular, modülden kanala ısının transfer edilmesine de katkı sağlamaktadır.



Resim 4.3. Kama kilitli kart tutucu çalışma prensibi

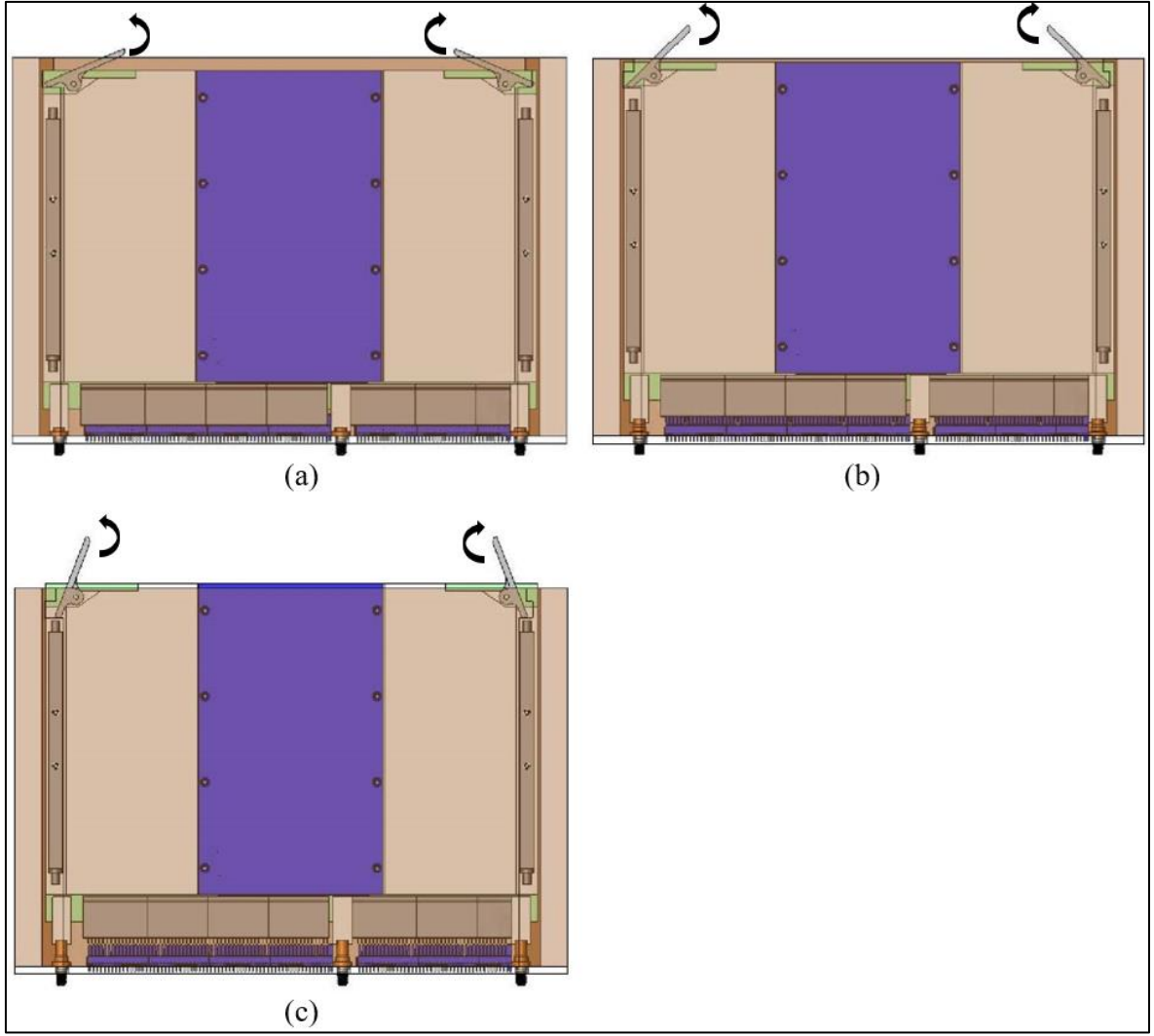
VITA 48.2 standardına göre kama kilitli kart tutucu, elektronik kartın ana karta takılmasını sağlayan VPX konektörlerinin takılma yönünün tersi yönde bulunduğu bu takılabilir

modül “ikincil taraf tutucu modül” olarak adlandırılır ve standart ölçüleri Resim 4.4’te gösterildiği gibidir.



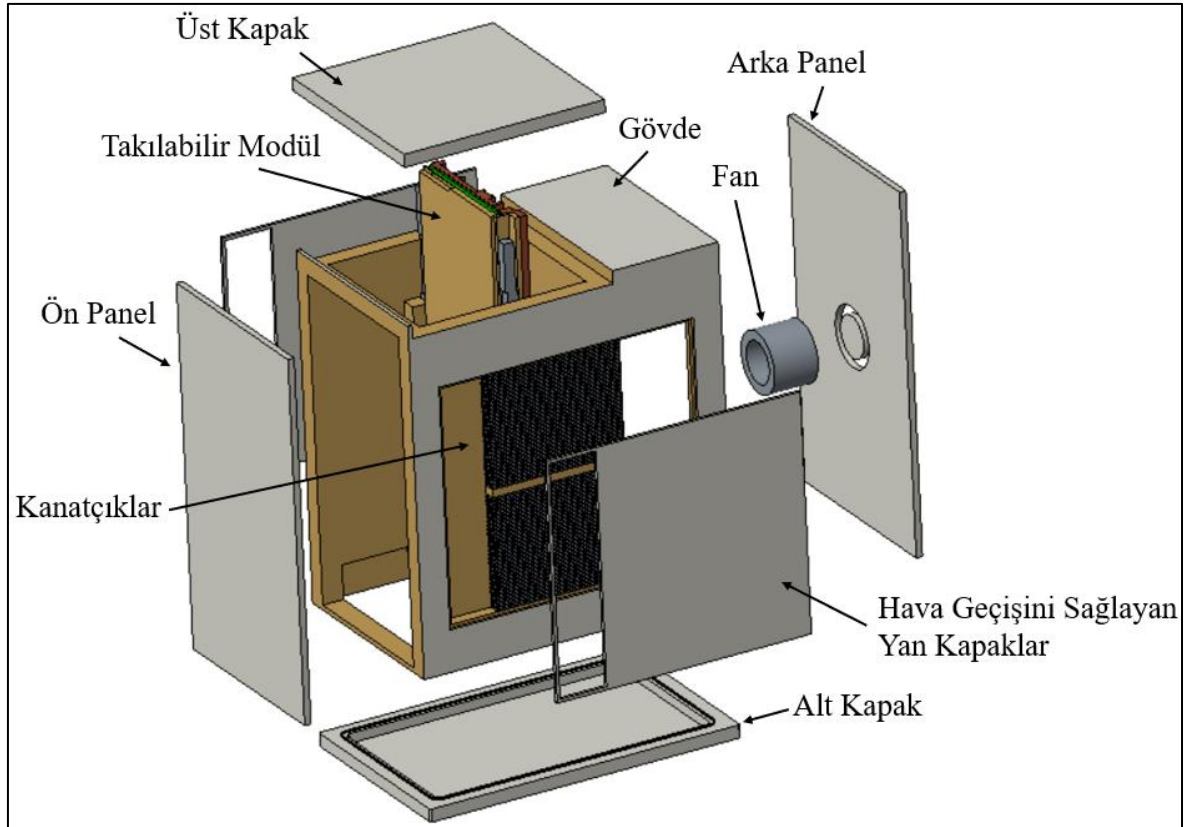
Resim 4.4. İkincil taraf tutucu modül ölçüleri (VITA, 2010)

Resim 4.2’deki modül üzerinde görülen çıkarıcı ise modülün kanal içerisinden çıkarılmasına yardımcı olmaktadır. Çıkarıcıya dönme kuvveti uygulandığında kanal üzerinden güç alarak, modülün VPX konektörlerinin ana kart üzerindeki konektörlerden ayrılmasını sağlamaktadır. Bu işlem sırası Resim 4.5’te gösterilmektedir.



Resim 4.5. (a) Çıkarıcıya ilk dönme kuvvetinin uygulanması, (b) Çıkarıcının kanal üzerinden güç alarak, modülün VPX konektörlerini ana kartın konektörlerinden ayırmaya başlaması, (c) Modülün VPX konektörlerinin ana kartın konektörlerinden ayrılması (VITA, 2010)

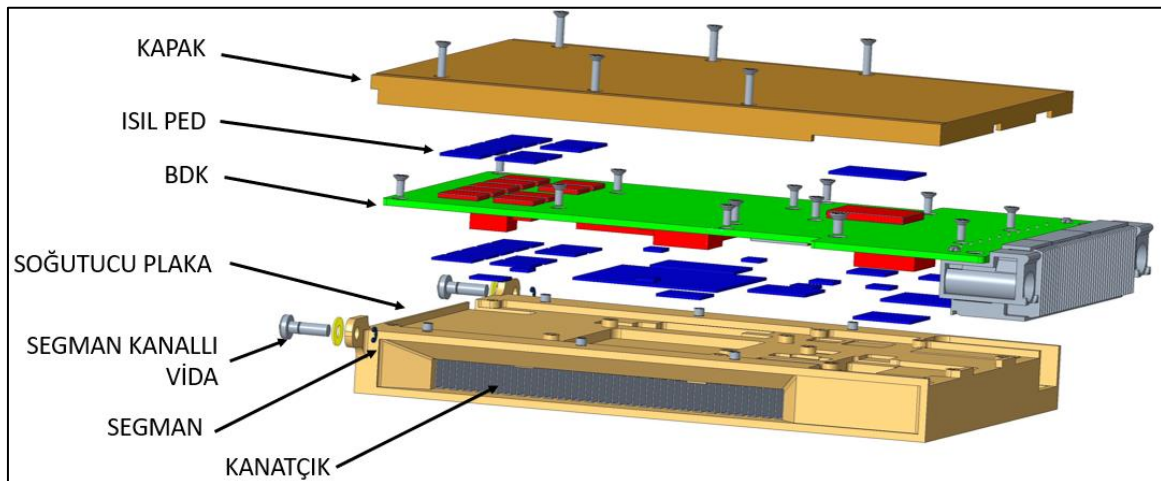
Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modül için bir birim tasarımı yapılmıştır. Bu birimde kanatçıkların yer aldığı bir bölme, takılabilir modülün yerleştirileceği bir kanal ve fanın takılabileceği bir bölme yer almaktadır. Birimin mekanik görüntüsü Resim 4.6’da gösterilmektedir.



Resim 4.6. Takılabilir modülün geleneksel zorlanmış hava ile soğulmasını sağlayan birim

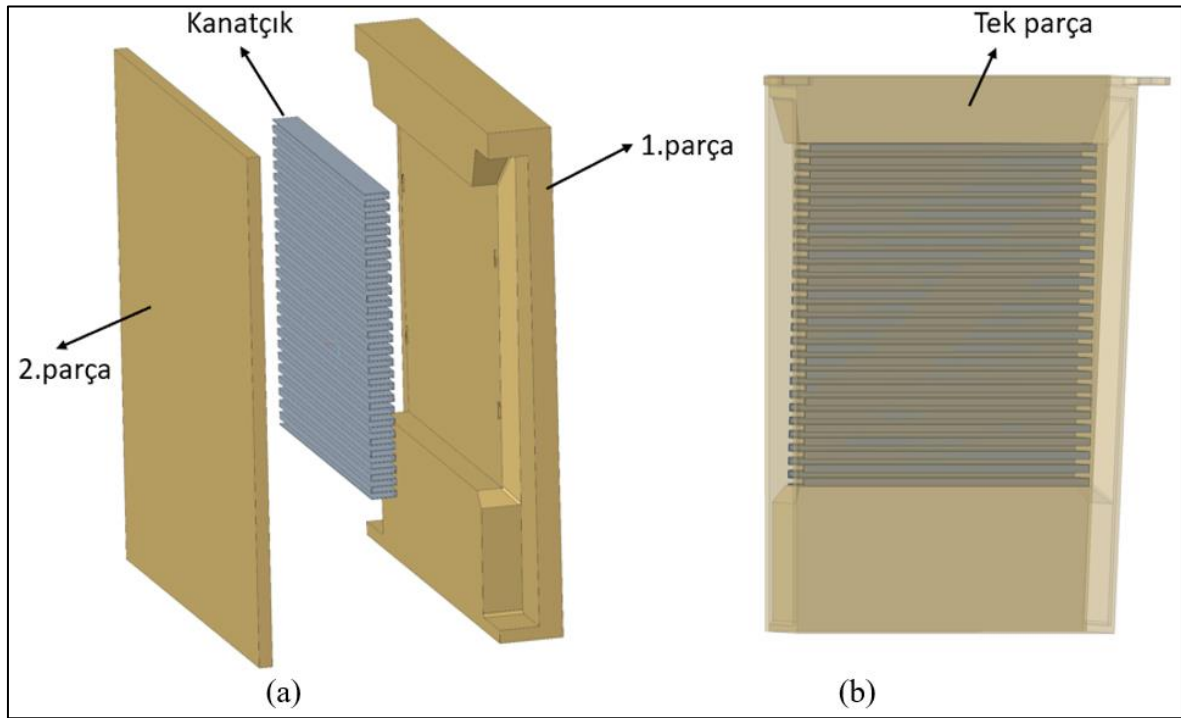
4.2. Doğrudan Hava Akışı ile Soğutulan Takılabilir Modüllerin Tasarımı

VITA 48.8 standardına göre hazırlanan doğrudan hava akışı ile soğutulan soğutucu plaka paketi; soğutucu plaka, segman, kanatçıklar, ısıl ped, BDK ve kapaktan oluşur. Bu standarda göre hazırlanan parça şeması Resim 4.7’de gösterilmektedir.



Resim 4.7. Doğrudan hava ile soğutulan soğutucu plaka paketi

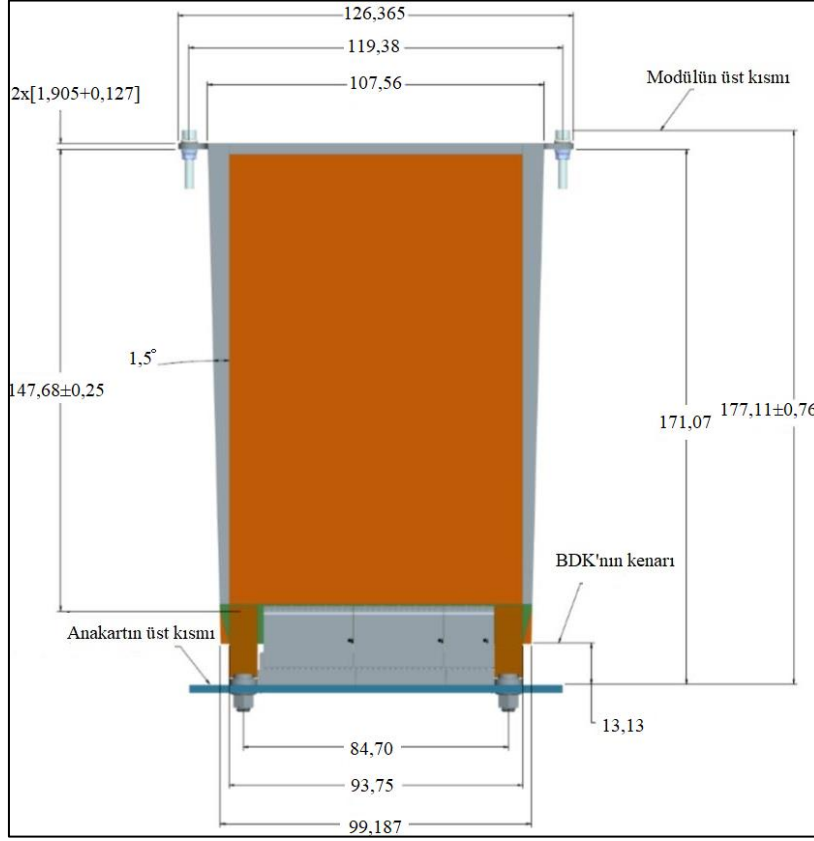
Doğrudan hava akışı ile soğutmayı sağlayan soğutucu plaka, başlangıçta iki alüminyum plaka ve kanatçıklar olmak üzere üç parçadan oluşmaktadır. Alüminyum plakalar ayrı ayrı üretildikten sonra kanatçıklar ile yekpare olması için daldırma ile sert lehimleme yöntemi kullanılır. Daldırma ile sert lehimleme yönteminde, birleştirilecek parçalar önce temizlenir. Parçalar, tüm birleşme noktalarına yerleştirilen lehim dolgu malzemesi ile lehimleme rafı üzerine monte edilir ve sabitlenir. Birleştirilecek parçalar, lehimleme sıcaklığına kadar önceden ısıtılır. Önceden ısıtılmış parçalar, erimiş lehim akısına batırılarak tüm düzeneğin lehim sıcaklığına yükseltilmesi ve tüm birleşme noktalarına dolgu malzemesinin yayılması sağlanır. Parçalar soğudukça, dolgu malzemesi katılaşır ve birleşme sağlanır. Daha sonra fazla lehim malzemesi yüzeyden temizlenerek işlem sonlandırılır. Plakaların lehimlemeden önceki ve sonraki görüntüleri Resim 4.8’de gösterilmektedir.



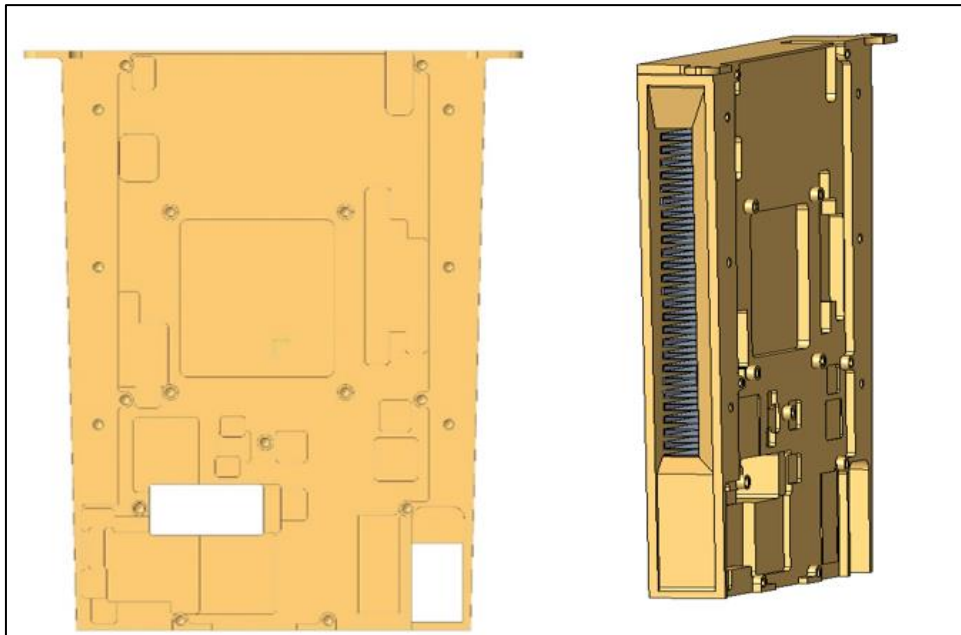
Resim 4.8. (a) Plakaların daldırma yöntemiyle sert lehimlemeden önceki görüntüsü,
(b) Plakaların daldırma yöntemiyle sert lehimlemeden sonraki görüntüsü

Plakalar daldırma yöntemiyle sert lehimleme ile yekpare olduktan sonra son halini alması için işleme yapılır. Bu işleme yapılırken plakaların dış ölçüleri standarda uygun bir şekilde işlenir. VITA 48.8’e göre 3U boyutundaki takılabilir modülün standart ölçüleri Resim 4.9’da gösterildiği gibidir. Verilen resimdeki ölçüler milimetredir. İç işlemler ise kartın entegrelerinin yüksekliklerine ve soğutulması istenen entegrelerle plaka arasındaki boşluğa

göre işlenir. Son halini almış yekpare soğutucu plaka modeli Resim 4.10'da gösterilmektedir.

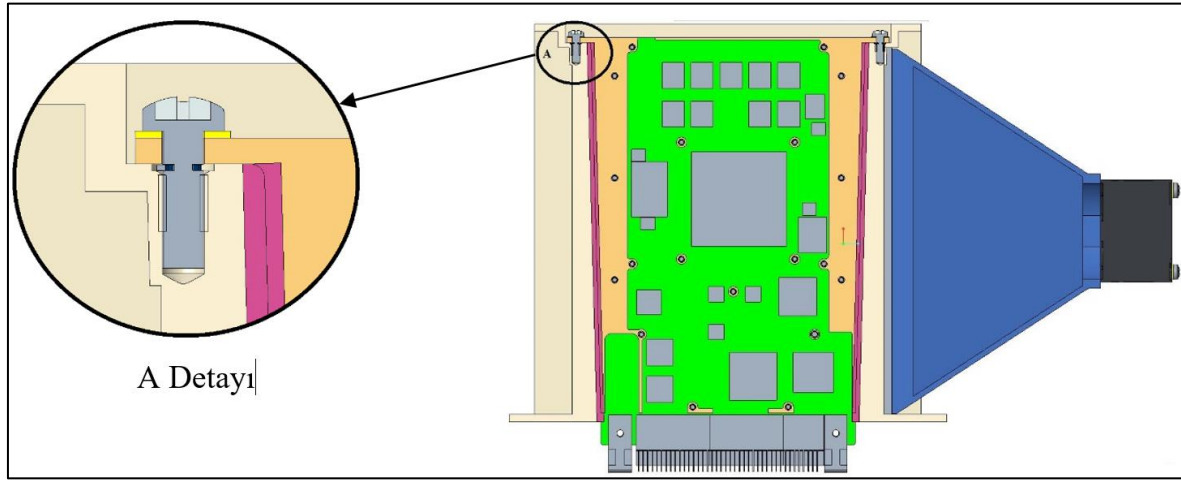


Resim 4.9. Doğrudan hava akışı ile soğutulan modül ölçüleri (VITA, 2017)



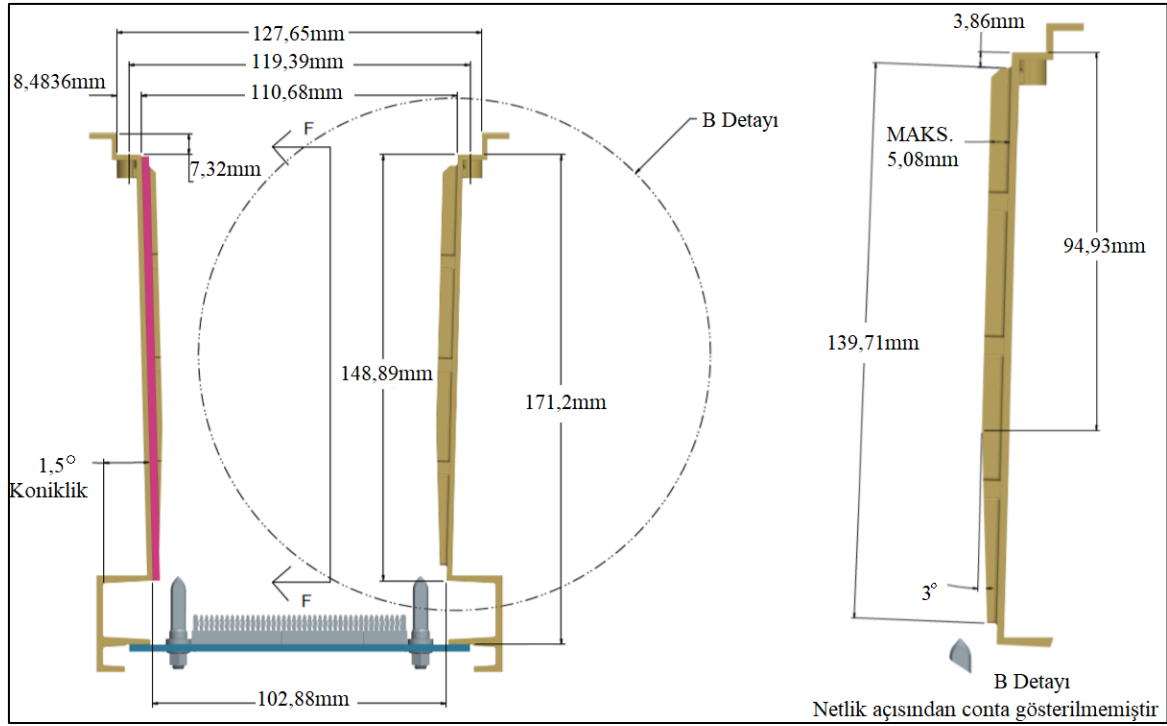
Resim 4.10. İşlenerek son halini almış plaka modeli

Doğrudan hava akışı ile soğutma sağlayan modülde çıkarıcı bulunmamaktadır. Ancak modülün VPX konektörlerinin, ana kart üzerindeki konektörlerden ayrılması için bir mekanizma olması gerekmektedir. Bu nedenle soğuk plaka üzerindeki vidanın döndükçe çıkmasını engellemek için vidaya segman kanalı açılarak segman takılmıştır. Bu sayede vidaya dönme kuvveti uygulandığında vida, modülü ana karttan çıkaracak yönde bir kuvvet uygulayacaktır. Takılabilir modülün kesit görüntüsünde yer alan segman detayı Resim 4.11’de gösterilmektedir.

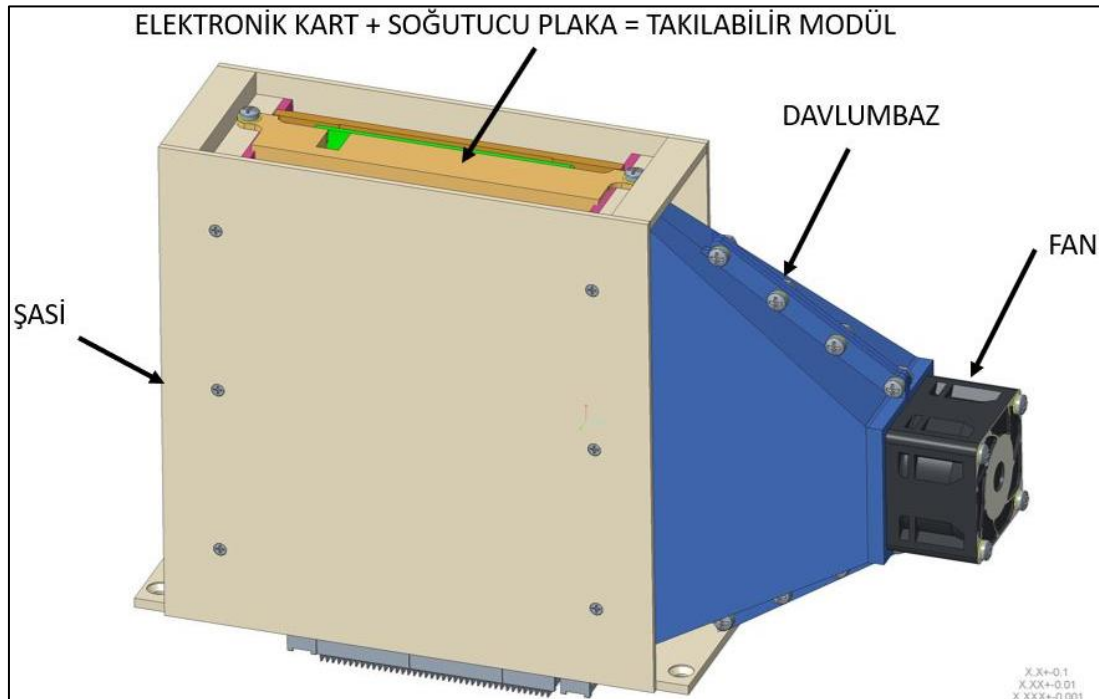


Resim 4.11. Doğrudan hava akışı ile soğutma sağlayan modülün segman detayı

Doğrudan hava akışı ile soğutulacak olan modüle hava girişinin sağlanabilmesi için bir şasi tasarımı yapılmıştır. Bu şaside, modülün gireceği kanal ölçüleri standarda uygun olup Resim 4.12’de gösterildiği ölçüler referans alınarak tasarlanmıştır. Ayrıca fanın takılacağı ve fanın modüle hava akışına yardımcı olacak bir davlumbaz tasarımı da yapılmıştır. Takılabilir modülün, şasinin ve davlumbazın yer aldığı test düzeneği Resim 4.13’te gösterilmektedir.



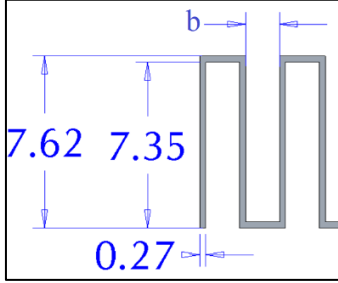
Resim 4.12. Doğrudan hava ile soğutma yönteminde şasi ölçüleri (VITA, 2017)



Resim 4.13. Doğrudan hava ile soğutma yönteminde test düzeneği

Doğrudan hava ile soğutan soğutucu plakanın mekanikleri ANSI VITA 48.8’de yer alan standartlara uygun bir şekilde tasarlanmıştır. Kanatçıkların yerleşeceği kanal yüksekliği hesaplanırken BDK’da yer alan malzemelerin yükseklikleri ve ANSI VITA 48.8’de yer alan

dış ölçüler hesaba katılmıştır ve 1 inç için 7,62 mm olarak hesaplanmıştır. Bu yüksekliğe sahip olan 0,27 mm kalınlığında kanatçık seçimi yapılmıştır. Kullanılan kanatçık ölçüleri Resim 4.14'te gösterilmektedir ve birimi mm'dir.



Resim 4.14. Kullanılan kanatçık ölçüleri

Resim 4.14'te gösterilen kanatçık ölçülerinde b ölçüsü kanatçıklar arasındaki boşluğu ifade etmektedir. b ölçüsü 1 mm, 1,2 mm 1,5 mm, 1,7 mm ve 1,9 mm olacak şekilde değiştirilerek optimizasyon çalışması yapılmıştır.

5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ MODELİ

5.1. Navier-Stokes Denklemleri

FloEFD programı, akışkan akışları için kütle, momentum ve enerji korunumu kanunlarını formüle eden Navier-Stokes denklemlerini çözmektedir. Bu denklemler, akışkanın doğasını tanımlayan akışkan durum denklemleriyle ve akışkan yoğunluğunun, viskozitesinin ve ısı iletkenliğinin sıcaklık üzerindeki ampirik bağıntılarıyla desteklenir. Yapılan çalışmada analizler kararlı halde (zamandan bağımsız) çözülmüştür.

Laminer akışlar, düşük kinematik viskozite ile bölünen hız ve uzunluğun temsili ölçeklerinin ürünü olarak tanımlanan Reynolds sayısının düşük değerlerinde meydana gelir. Reynolds sayısı belirli bir kritik değerin üzerine çıktığında akış parametreleri rastgele dalgalanmaya başlar ve akış türbülanslı olmaya başlar (Mentor Graphics, 2016).

Kartezyen koordinat sisteminde kütle, momentumun ve enerjinin korunumu denklemleri sırasıyla Eşitlik 5.1, Eşitlik 5.2 ve Eşitlik 5.3'te verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) - \rho g_i \quad i=1,2,3 \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon - \rho g_i u_i + Q_H \quad (5.3)$$

$$H = h + \frac{u^2}{2} \quad (5.4)$$

Burada u akışkanın hızını, ρ akışkan yoğunluğunu, h ısı entalpiyi, Q_H birim hacim başına ısı kaynağını, τ_{ik} viskoz kayma gerilim tensörünü, q_i ısı akısını ifade etmektedir. İndisler, üç koordinat yönü üzerindeki toplamı belirtmek için kullanılmaktadır.

Newtonian akışkanlar için viskoz kayma gerilim tensörü Eşitlik 5.5'e göre tanımlanmaktadır:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (5.5)$$

Boussinesq yaklaşımına göre Reynolds-gerilim tensörü ise Eşitlik 5.6'ya tanımlanmaktadır:

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5.6)$$

Burada δ_{ij} Kronecker delta fonksiyonunu ifade etmektedir ve $i=j$ iken 1'e eşit, diğer durumlarda sıfırdır. μ dinamik viskozite katsayısını, μ_t türbülanslı girdap viskozite katsayısını ifade etmektedir. Laminer akışlarda μ_t ve k değerleri sıfırdır. k - ϵ türbülans modeline göre μ_t iki temel türbülans özelliği (k ve ϵ) kullanılarak Eşitlik 5.7'ye göre hesaplanır.

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (5.7)$$

Burada k türbülans kinetik enerjisi, ϵ türbülans yayılımını ifade etmektedir. f_μ türbülans viskozite faktörü olarak tanımlanmaktadır ve Eşitlik 5.8'e göre hesaplanmaktadır.

$$f_\mu = \left[1 - \exp(-0,0165 R_y) \right]^2 \cdot \left(1 + \frac{20,5}{R_T} \right) \quad (5.8)$$

$$R_T = \frac{\rho k^2}{\mu \epsilon} \quad (5.9)$$

$$R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu} \quad (5.10)$$

Burada y duvardan olan uzaklığı ifade etmektedir. Bu fonksiyon laminer akıştan türbülanslı akışa geçişi hesaba katmamızı sağlar.

Türbülans kinetik enerjisi ve yayılımı tanımlamak için iki ilave taşınım denklemi kullanılır.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + S_k \quad (5.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + S_\varepsilon \quad (5.12)$$

Buradaki S_k ve S_ε kaynak terimleri Eşitlik 5.13 ve Eşitlik 5.14'e göre tanımlanmaktadır.

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B \quad (5.13)$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (5.14)$$

Burada P_B kaldırma kuvvetinden kaynaklanan türbülans oluşumunu ifade etmektedir ve şu şekilde hesaplanır:

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (5.15)$$

Burada g_i , x_i yönündeki yerçekimi ivmesinin bir bileşenidir. σ_B sabit bir değerdir ve $\sigma_B = 0,9$ 'dur. C_B sabit bir değerdir ve $P_B > 0$ iken $C_B = 1$, diğer durumlarda $C_B = 0$ olarak tanımlanmaktadır.

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0,05}{f_\mu} \right)^3 \quad (5.16)$$

$$f_2 = 1 - \exp(-R_T^2) \quad (5.17)$$

Sabit değerlerde olan C_μ , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k , σ_ε ampirik olarak tanımlanmıştır. FloEFD'de kullanılan tipik değerler $C_\mu = 0,09$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$ ve $\sigma_k = 1$ 'dir. Isıl yayılımın kütle yayılımına eşit olduğu durumda ısı akısı Eşitlik 5.18'e göre tanımlanır.

$$q_i = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i}, i=1,2,3 \quad (5.18)$$

Burada, $\sigma_c = 0,9$ sabittir ve Pr Prandtl sayısı ve h ısı entalpiyi ifade etmektedir.

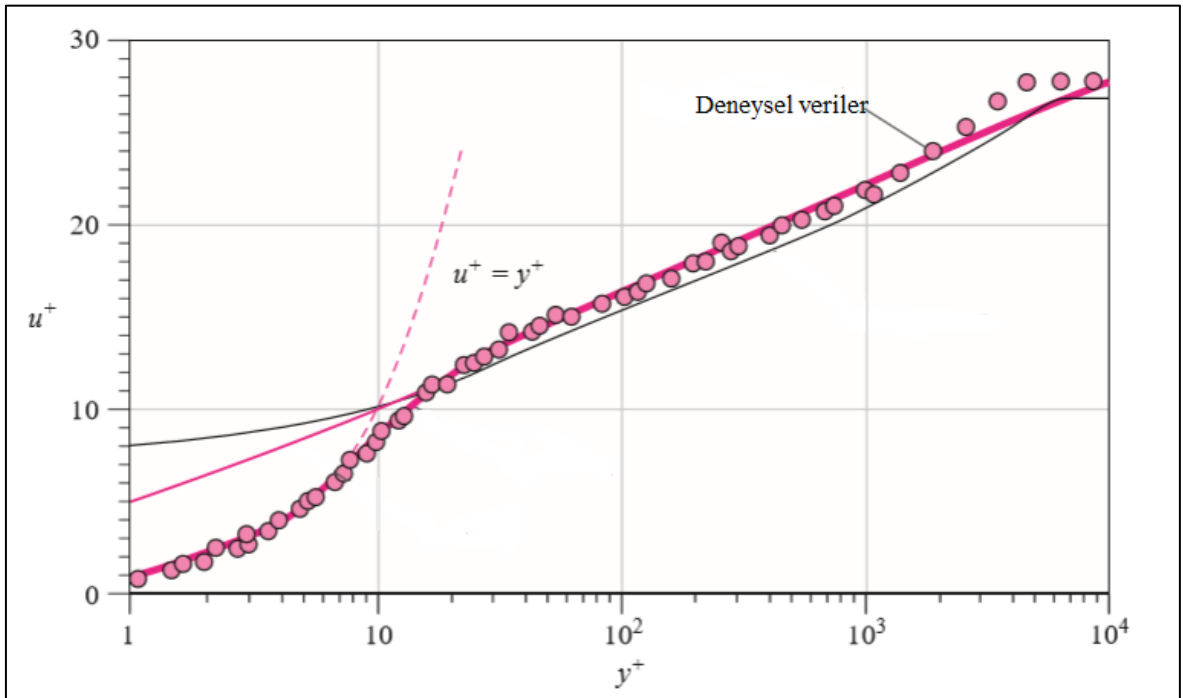
Bu eşitlikler hem laminar hem de türbülanslı akışlar için kullanılabilir. Laminar akışlarda k ve μ_t parametreleri sıfırdır (Mentor Graphics, 2016).

5.2. Laminer ve Türbülans Sınır Tabakası Modeli

Duvar bölgelerindeki akışları tanımlamak için bir laminar veya türbülans sınır tabakası modeli kullanılır. Model, Modifiye Duvar Fonksiyonları yaklaşımına dayanmaktadır. Bu model, duvarların yakınındaki laminar ve türbülanslı akışları karakterize etmek, laminardan türbülanslı akışa veya tersine geçişleri tanımlamak için kullanılır. Modifiye duvar fonksiyonları logaritmik bir profil yerine Van Driest profilini kullanmaktadır. Van Driest yaklaşımına göre hız profili Eşitlik 5.19'a göre tanımlanmaktadır (Driest, 1956).

$$u^+ = \int_0^{y^+} \frac{2dy^+}{1 + \sqrt{1 + 4K^2(y^+)^2 [1 - \exp(-y^+/A^+)]^2}} \quad (5.19)$$

Düz ve pürüzlü duvarlarda türbülanslı akış için hız profillerinin yarı logaritmik grafiği Şekil 5.1'de gösterilmektedir.



Şekil 5.1. Düz ve pürüzlü duvarlarda türbülanslı akış için hız profillerinin yarı logaritmik grafiği (Cengel ve Cimbala, 2013)

Van Driest tüm akış bölgesini ayırmadan çözmektedir. Bu nedenle akış bölgeleri \$y^+\$ değerinden bağımsız olarak çözülmektedir. Bu yaklaşımın avantajı duvar dibinde tampon

bölgeyi deneysel verilere uygun yaklaşımla çözmektedir. Dezavantajı ise u^+ değerini integral olarak çözdüğü için hesap süresi uzamaktadır.

5.3. Basınç Kaybının Hesaplanması

Kanatçıklar arasında, havanın akışı sırasında bir basınç kaybı meydana gelmektedir. Bu basınç kaybını karşılayacak bir fan seçimi yapılmalıdır. Basınç kaybı ΔP 'yi hesaplayabilmek için Eşitlik 5.20 kullanılmaktadır (Simons, 2003):

$$\Delta P = \left(K_c + 4 \cdot f_{app} \cdot \frac{L}{D_h} + K_e \right) \cdot \rho \frac{V^2}{2} \quad (5.20)$$

Burada L kanatçık uzunluğunu, D_h akış kanalının hidrolik çapını, f_{app} görünür sürtünme faktörünü, ρ havanın yoğunluğunu, V kanatçıklar arasındaki ortalama hava akış hızını, K_c ani daralmadan kaynaklanan basınç kayıp katsayısını, K_e ise kanatçıkların arasında giren ve çıkan akışın genişlemesi katsayısını temsil etmektedir.

$$K_c = 0,42 \cdot (1 - \sigma^2) \quad (5.21)$$

$$K_e = (1 - \sigma^2)^2 \quad (5.22)$$

Burada σ akış kanallarının alanının, soğutucuya yaklaşan akışa oranı olarak tanımlanır ve Eşitlik 5.23'e göre hesaplanır.

$$\sigma = 1 - \frac{N_{kanatçık} \cdot t_{kanatçık}}{W} \quad (5.23)$$

Burada $N_{kanatçık}$ kanatçık sayısını, $t_{kanatçık}$ kanatçık kalınlığını ve W kullanılan kanatçıkların toplam genişliğini ifade etmektedir.

Gelişen laminar akış için olan görünür sürtünme faktörü f_{app} , tamamen gelişmiş akış için olan sürtünme faktörü f ile ilişkilidir ve Eşitlik 5.24'e göre hesaplanır.

$$f_{app} = \frac{\left[\left(\frac{3,44}{\sqrt{L^*}} \right)^2 + (f \cdot Re)^2 \right]^{1/2}}{Re} \quad (5.24)$$

$$L^* = \frac{L / D_h}{Re} \quad (5.25)$$

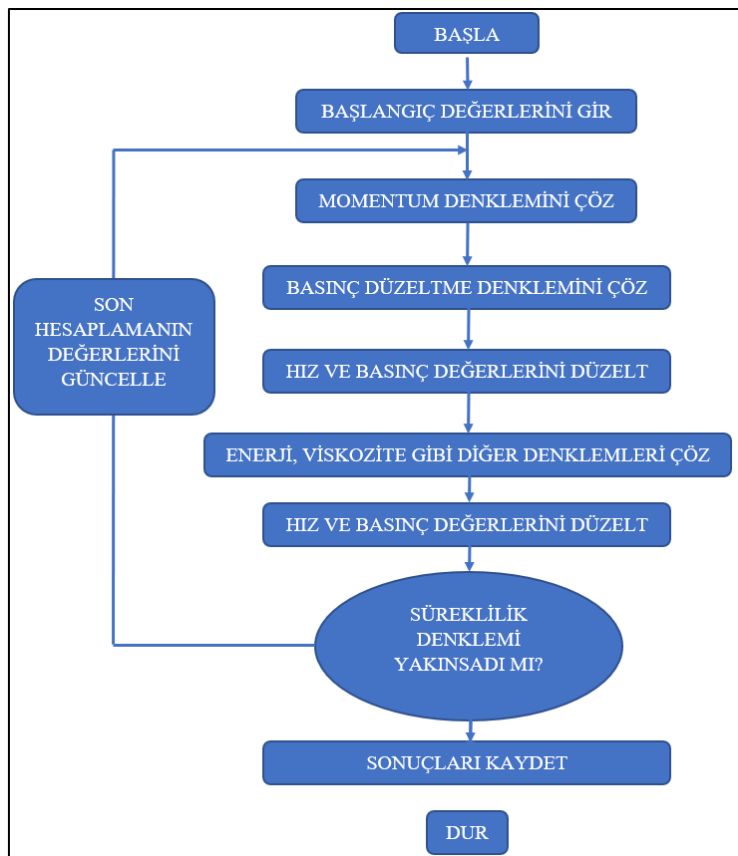
$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu} \quad (5.26)$$

$$f = (24 - 32,527 \cdot \lambda + 46,721 \cdot \lambda^2 - 40,829 \cdot \lambda^3 + 22,954 \cdot \lambda^4 - 6,089 \cdot \lambda^5) / Re \quad (5.27)$$

Burada Re Reynolds sayısını, μ akışkanın dinamik viskozitesi ve λ ise hava akış kanallarının en/boy oranını ifade etmektedir.

5.4. SIMPLE Algoritması

FloEFD programı çözümlerinde SIMPLE algoritmasını kullanmaktadır. SIMPLE algoritmasının şematik gösterimi Şekil 5.2’de gösterilmektedir.



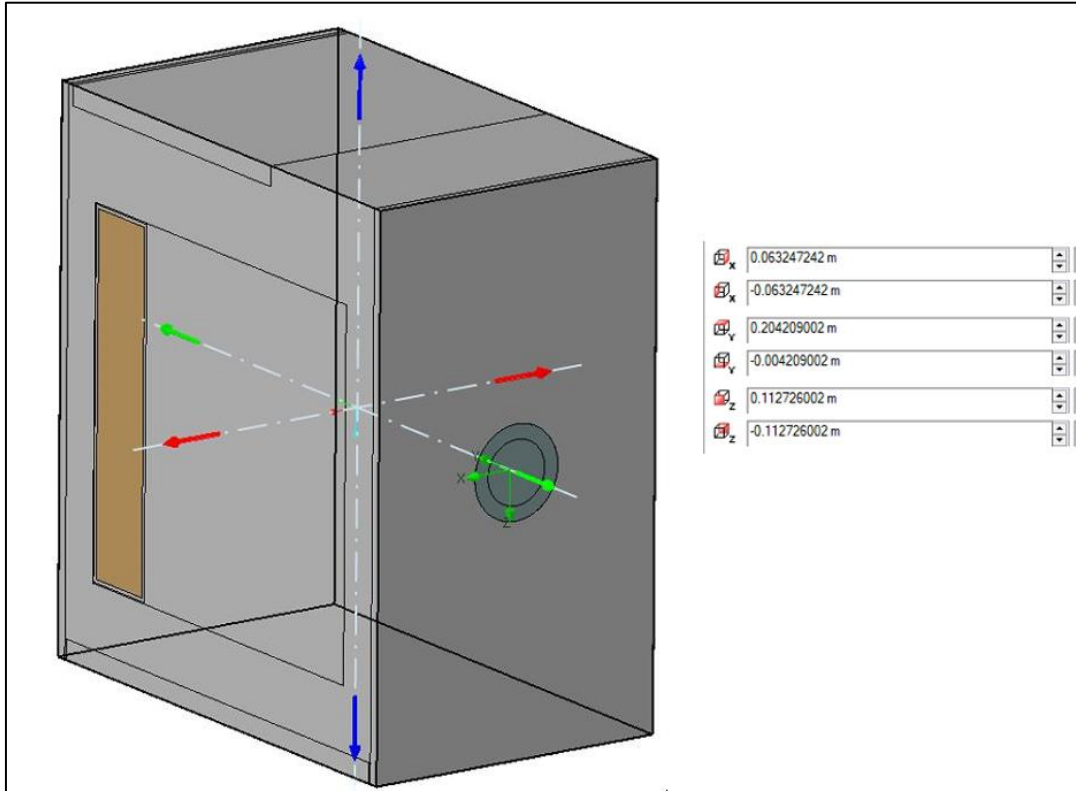
Şekil 5.2. SIMPLE algoritmasının şematik gösterimi

5.5. Çözüm Alanı, Sınır Şartları ve Ağ Yapısı

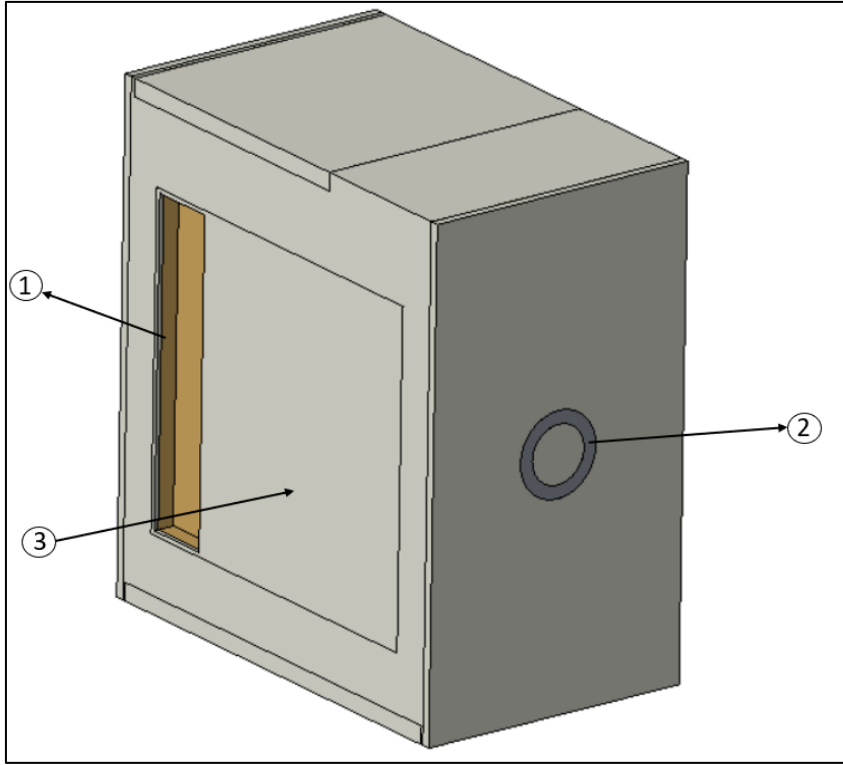
Bu çalışmada modüllerin mekanik modellemeleri CREO PARAMETRIC 3.0 bilgisayar destekli çizim programında oluşturulmuştur. Isıl analizleri ise FloEFD 16 hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanılarak çözümlenmiştir. Kararlı durumdaki analiz sonuçları, belirtilen şartlar altında ulaşılan sıcaklık dengesindeki sonuçlardır.

5.5.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modül

Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modülün çözüm alanı Resim 5.1’de gösterilmektedir. Analizlerde iç akış seçilmiştir ancak doğal taşınım etkisini dahil edebilmek için tüm dış duvarlara $5 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerinde ısı transfer katsayısı verilmiştir.



Resim 5.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modülün çözüm alanı



Resim 5.2. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan modülün sınır şartları

Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modülün geometrisi Resim 5.2’de, bu analizin sınır şartları ise Çizelge 5.1’de gösterilmektedir.

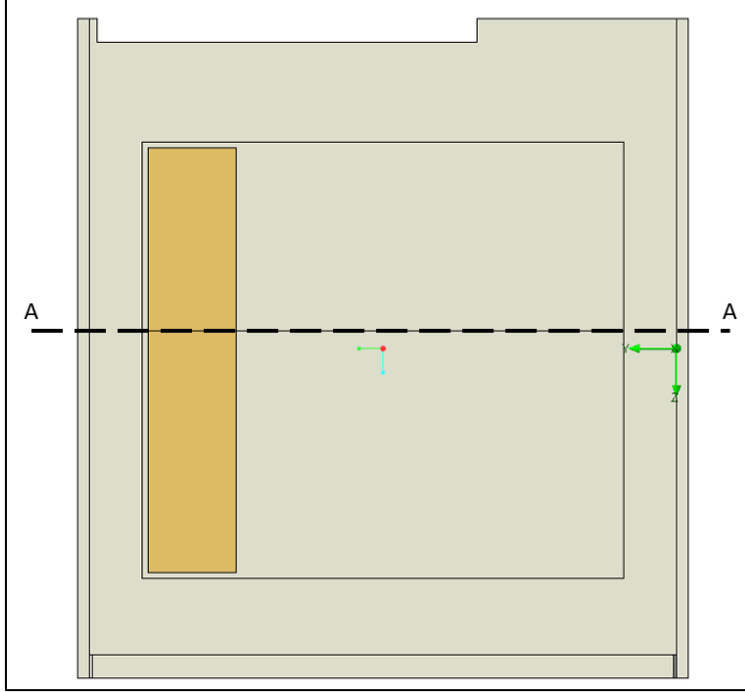
Çizelge 5.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan modülün sınır şartları

No	Sınır	Sınır Şartı	Isıl Sınır Şartı	Türbülans Sınır Şartı
1	Giriş	Ortam Basıncı $P = 93\text{kPa}$	Ortam Sıcaklığı $T = 26^\circ\text{C}$	Türbülans Yoğunluğu $I_t = \%2$
2	Çıkış	Fan Eğrisi	Ortam Basıncı $P = 93\text{kPa}$	-
3	Tüm Dış Duvarlar	Kaymasız Duvar	$5\text{ W/m}^2\text{K}$ Adyabatik	-

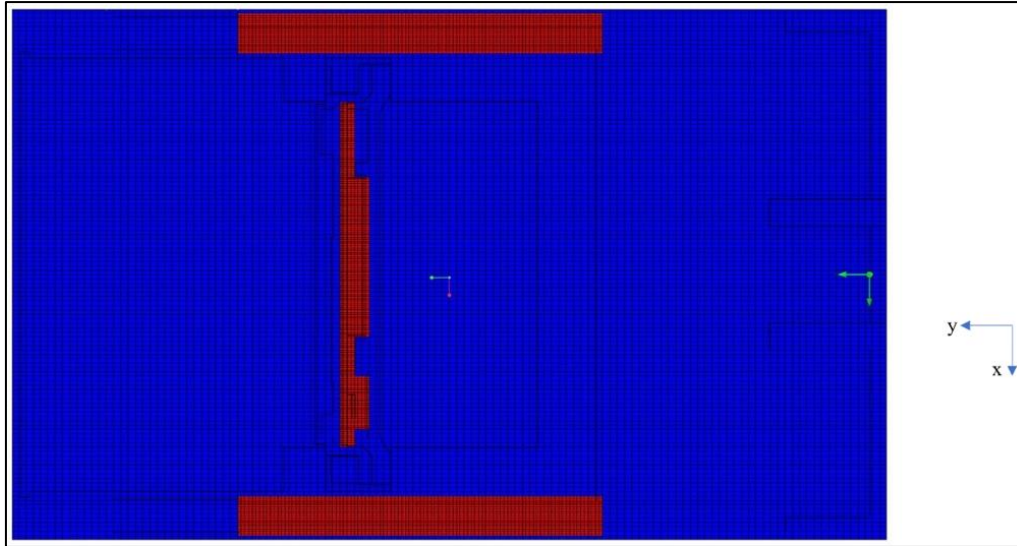
Başlangıç koşullarında ortam sıcaklığı 26°C olarak belirlenmiştir. Basınç Ankara’daki yükseklik baz alınarak 93 kPa olarak belirlenmiştir.

Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modülün ağ yapısı Resim 5.3’te belirtilen kesite göre Resim 5.4’te gösterilmektedir. Ağ yoğunluğu elektronik kart üzerinde ve

kanatçıklarda bölgesel olarak artırılmıştır. FloEFD programı kartezyen ağ yapısı ile çözüm yapmaktadır.



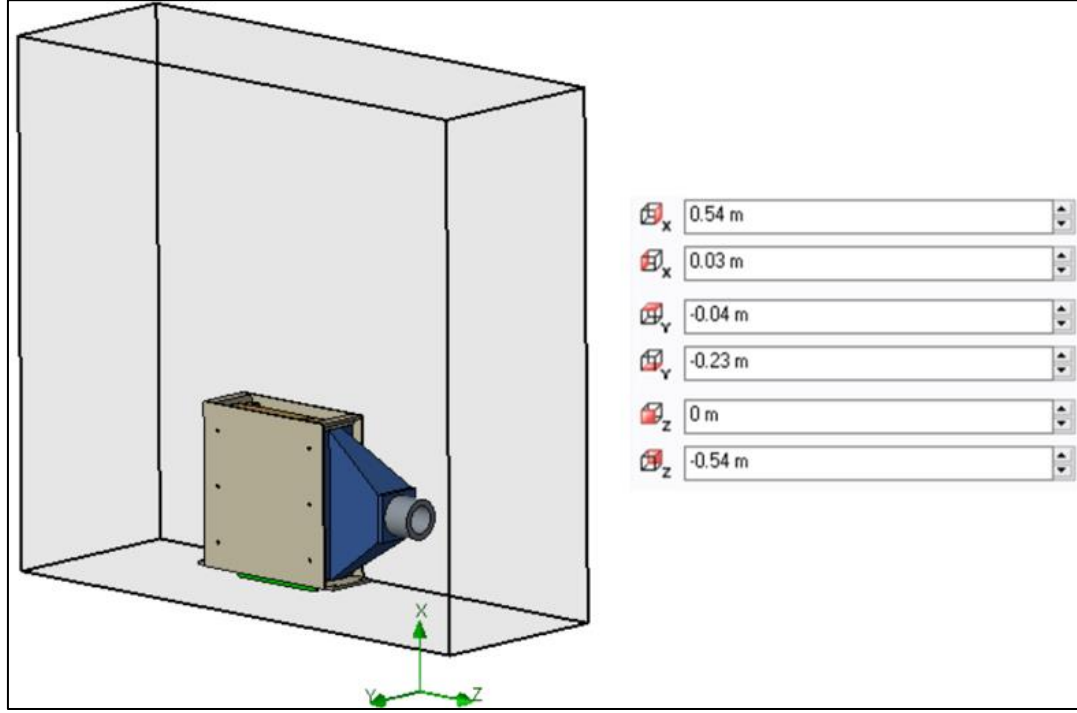
Resim 5.3. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modülün ağ yapısı



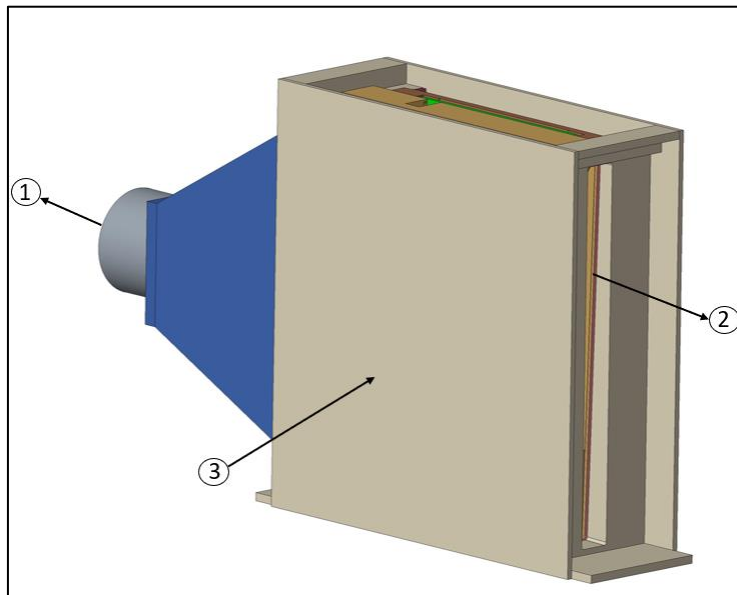
Resim 5.4. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan takılabilir modülün ağ yapısı (A-A kesiti)

5.5.2. Doğrudan hava akışı ile soğutulan takılabilir modül

Doğrudan hava akışı ile soğutulan takılabilir modülün çözüm alanı, doğal konveksiyon etkisini de görebilmek için modülün üst bölgesinde artırılmıştır. Çözüm alanı Resim 5.5'te gösterilmektedir.



Resim 5.5. Doğrudan hava akışı ile soğutulan takılabilir modülün çözüm alanı



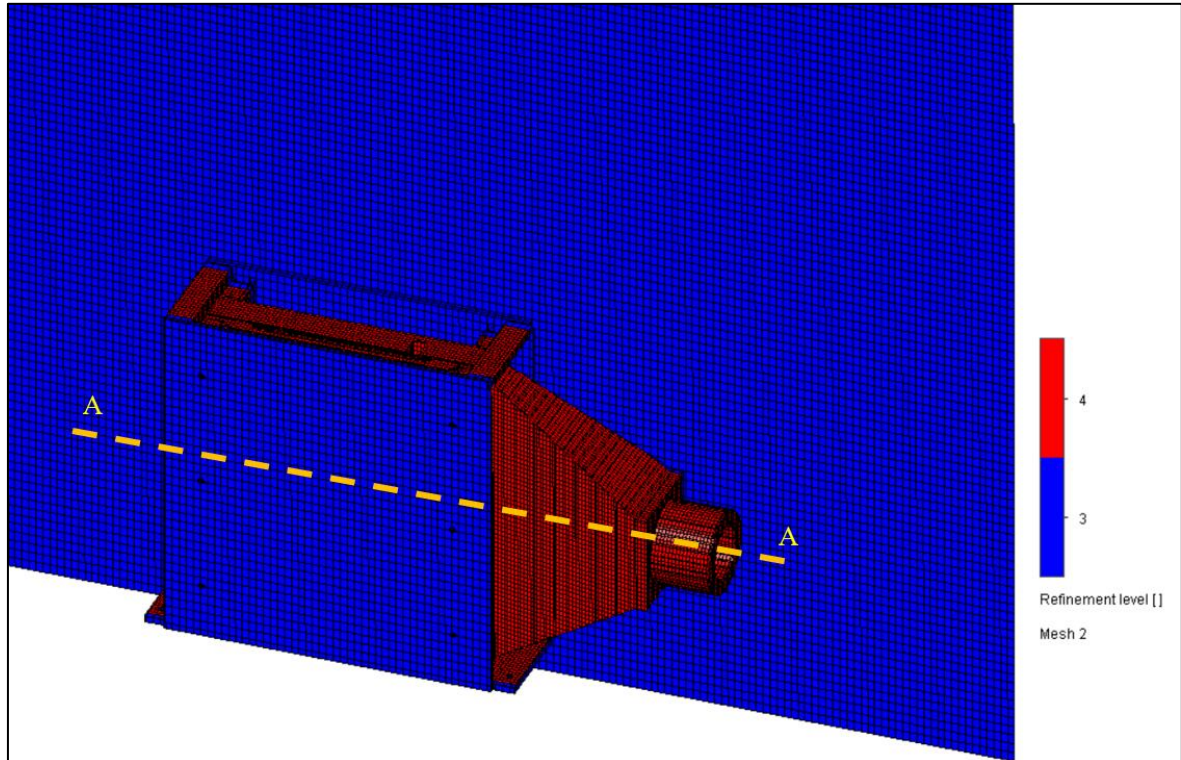
Resim 5.6. Doğrudan hava akışı ile soğutulan modülün sınır şartları

Doğrudan hava akışı ile soğutulan takılabilir modülün geometrisi Resim 5.6’da, bu analizin sınır şartları ise Çizelge 5.2’de gösterilmektedir.

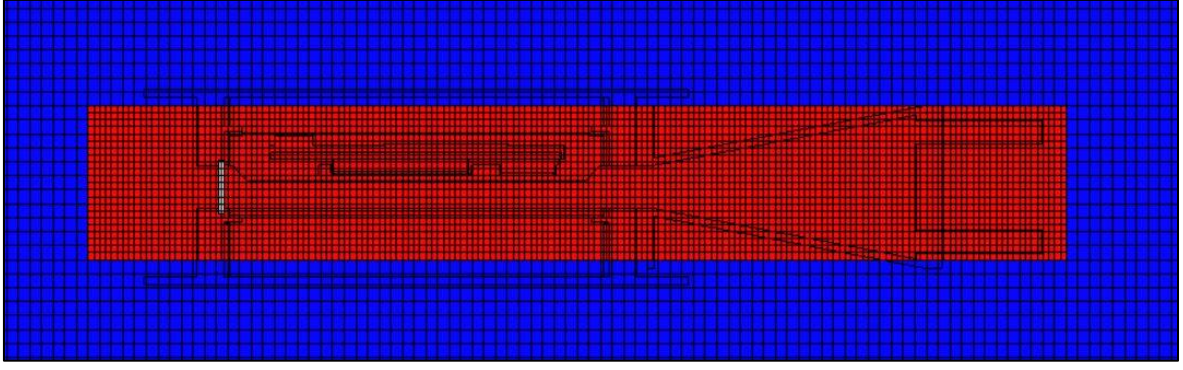
Çizelge 5.2. Doğrudan hava akışı ile soğutulan modülün sınır şartları

No	Sınır	Sınır Şartı	Isıl Sınır Şartı	Türbülans Sınır Şartı
1	Giriş	Fan Eğrisi	Ortam Sıcaklığı $T = 26^{\circ}\text{C}$	Türbülans Yoğunluğu $I_t = \%2$
2	Çıkış	Ortam Basıncı $P = 93 \text{ kPa}$	-	-
3	Duvar	Kaymasız Duvar	Adyabatik	-

Doğrudan hava akışı ile soğutmada hava girişinin ve kanatçıkların olduğu bölgede ağ sayısı lokal olarak artırılmıştır. Modül üzerindeki ağ dağılımının gösterimi Resim 5.7 ve Resim 5.8’de verilmiştir.



Resim 5.7. Doğrudan hava akışı ile soğutma sağlayan takılabilir modülde ağ dağılımı



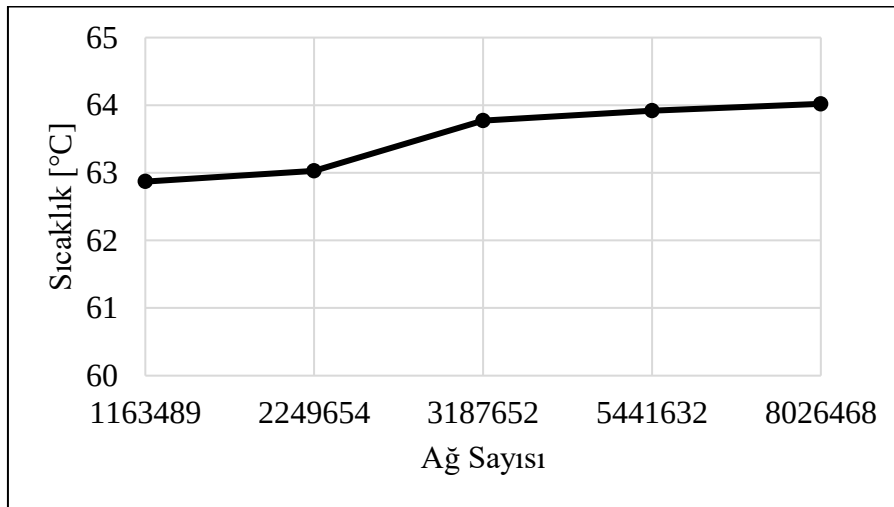
Resim 5.8. Doğrudan hava akışı ile soğutma sağlayan takılabilir modülde ağ dağılımı (A-A kesiti)

5.6. Ağ Optimizasyonu

Analizlerin gerçekleştirildiği FloEFD yazılımı, kartezyen ağ yapısı ile çözüm yapmaktadır. Ağ büyüklüğünün simülasyon sonuçları üzerinde büyük etkisi olması nedeniyle, doğru sonuçlar elde etmek için ağ sayısının uygun aralıklarla denemesi gerekmektedir. Yapılan çalışmada M1 entegresi göz önüne alınarak ağ optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

5.6.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutulan modülün ağ optimizasyonu

Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde kullanılan ağ sayıları sırasıyla 1 163 489, 2 249 654, 3 187 652, 5 441 632 ve 8 026 468'dir. Ağ sayısına bağlı M1'in ölçülen sıcaklıkları Şekil 5.3'te gösterilmektedir.

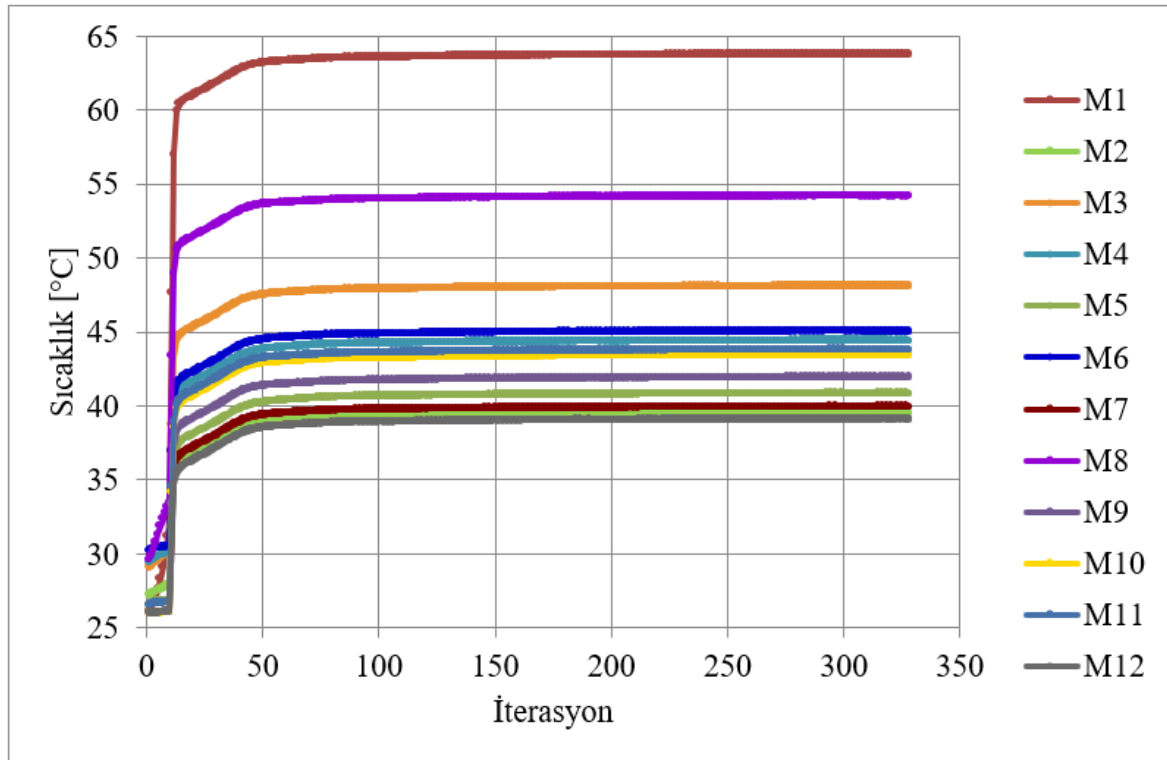


Şekil 5.3. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde M1 için ağ sayısı-sıcaklık değerleri

Çizelge 5.3. Ağ sayısına bağlı analiz çözüm süresi

Ağ Sayısı	Çözüm Süresi (dk)
1 163 489	155
2 249 654	215
3 187 652	390
5 441 632	520
8 026 468	610

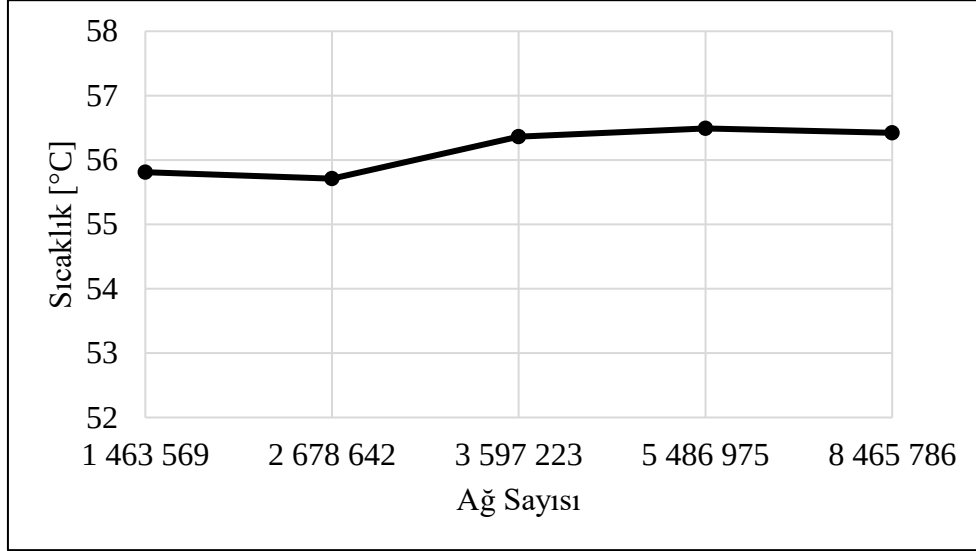
Ağ sayısına bağlı çözüm süreleri Çizelge 5.3'te gösterilmektedir. Bu grafikten elde edilen verilere göre 3 187 652 ağ sayısından sonra M1'in sıcaklığı çok fazla bir değişime uğramamaktadır. Çözüm bu ağ sayısında gerçekleştirilmiştir. Bu analiz 328 iterasyonda çözdürülmüş olup seçilen bütün parametreler yakınsamıştır. Yakınsanan parametreler Şekil 5.4'te gösterilmektedir.



Şekil 5.4. Geleneksel zorlanmış hava akışı ile soğutma için analiz parametreleri

5.6.2. Doğrudan hava akışı ile soğutulan modülün ağ optimizasyonu

Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde kullanılan ağ sayıları sırasıyla 1 463 569, 2 678 642, 3 597 223, 5 486 975 ve 8 465 786'dır. Ağ sayısına bağlı M1'in ölçülen sıcaklıkları Şekil 5.5'te gösterilmektedir.



Şekil 5.5. Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde M1 için ağ sayısı-sıcaklık değerleri

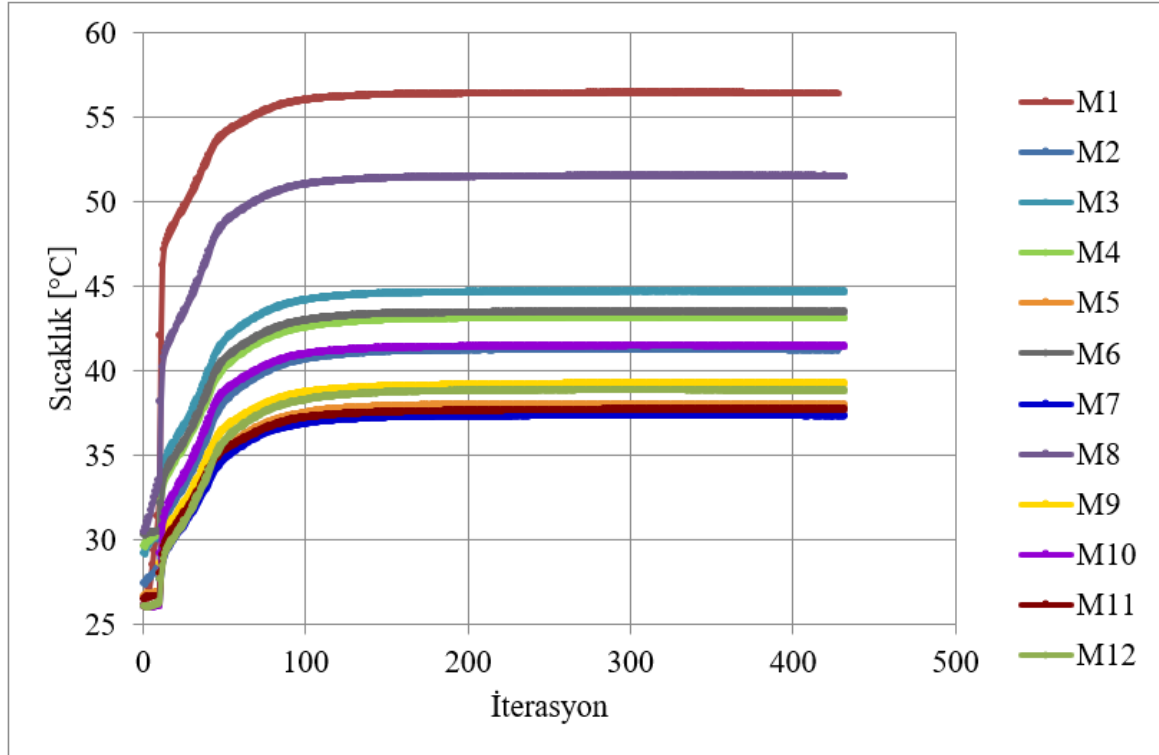
Bu grafikten elde edilen verilere göre 3 597 223 ağ sayısından sonra M1'in sıcaklığı çok fazla bir değişime uğramamaktadır.

Çizelge 5.4. Ağ sayısına bağlı analiz çözüm süresi

Ağ Sayısı	Çözüm Süresi (dk)
1 463 569	180
2 678 642	230
3 597 223	420
5 486 975	550
8 465 786	645

Ağ sayısına bağlı çözüm süreleri Çizelge 5.4'te gösterilmektedir. Analiz sürelerinin uzun olmasından dolayı yakınsanan ağ sayısı ile çözüm yapılmıştır. Analiz 2 605 631'i akışkan ve 991 592'si katı (419 175'i katı-akışkan geçiş elemanı olmak üzere) toplam 3 597 223 ağ

sayısı ile çözülmüştür. Bu analiz 432 iterasyonda çözdürülmüş olup seçilen bütün parametreler yakınsamıştır. Yakınsanan parametreler Şekil 5.6'da gösterilmektedir.



Şekil 5.6. Doğrudan hava akışı ile soğutma için analiz parametreleri

5.7. Kanatçıkların Verimi

Hava akış hızını ya kanatçıklar arasındaki ortalama hız, V , ya da hacimsel akış hızı, G cinsinden belirtmek gerekir. Eğer hacimsel bir akış oranı kullanılıyorsa, kanatçıklar arasındaki karşılık gelen ortalama hava hızı şu şekilde hesaplanır:

$$V = \frac{G}{N_{\text{kanatçık}} \cdot b \cdot H_f} \quad (5.28)$$

Eşitlik 5.28'de $N_{\text{kanatçık}}$ kanatçık sayısını, b kanatçıklar arasındaki boşluğu, H_f kanatçık yüksekliğini ifade etmektedir. Kanatçıklara etkiyen ısı transfer katsayısı h 'yi belirlemek için Nusselt sayısı Nu , modifiye edilmiş Reynolds sayısı Re_m ve Prandtl sayısı Pr 'yi belirlemek gerekmektedir. Bu denklemler aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır (Teertstra ve diğerleri, 2000):

$$Nu = \left[\frac{1}{\left[\frac{Re_m \cdot Pr}{2} \right]^3} + \frac{1}{\left[0,664 \cdot \sqrt{Re_m} \cdot Pr^{0,33} \cdot \sqrt{1 + \frac{3,65}{\sqrt{Re_m}}} \right]^3} \right]^{-0,33} \quad (5.29)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k_{akışkan}} \quad (5.30)$$

Re_m modifiye edilmiş Reynolds sayısıdır ve şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$Re_m = \frac{\rho \cdot V \cdot b}{\mu} \cdot \frac{b}{L} \quad (5.31)$$

Reynolds sayısı ise Eşitlik 5.32’de verildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu} \quad (5.32)$$

Bu eşitliklerde kullanılan μ havanın dinamik viskozitesini, c_p havanın sabit basınçtaki özgül ısısını, $k_{akışkan}$ havanın ısı iletkenlik katsayısını, L kanatçık uzunluğunu, D_h ise akış kanalının hidrolik çapını vermektedir ve burada $2b$ değerine eşittir.

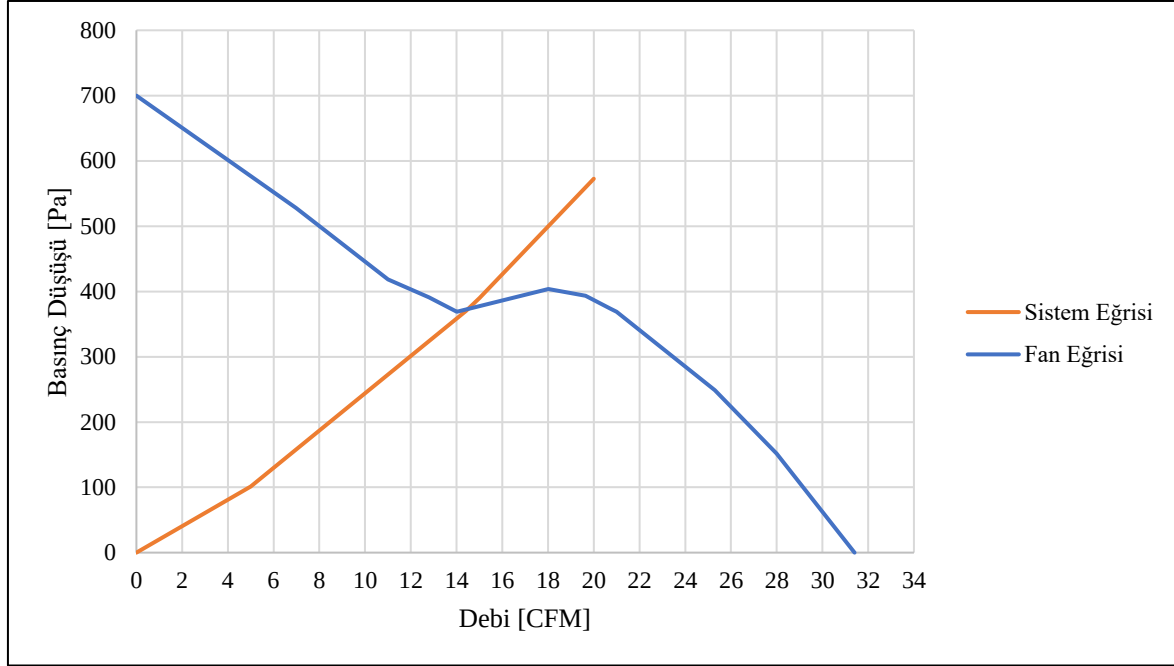
$$h = Nu \cdot \frac{k_{akışkan}}{b} \quad (5.33)$$

Kanatçık verimi ise şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$\eta_{kanatçık} = \frac{\tanh(m \cdot H_f)}{m \cdot H_f} \quad (5.34)$$

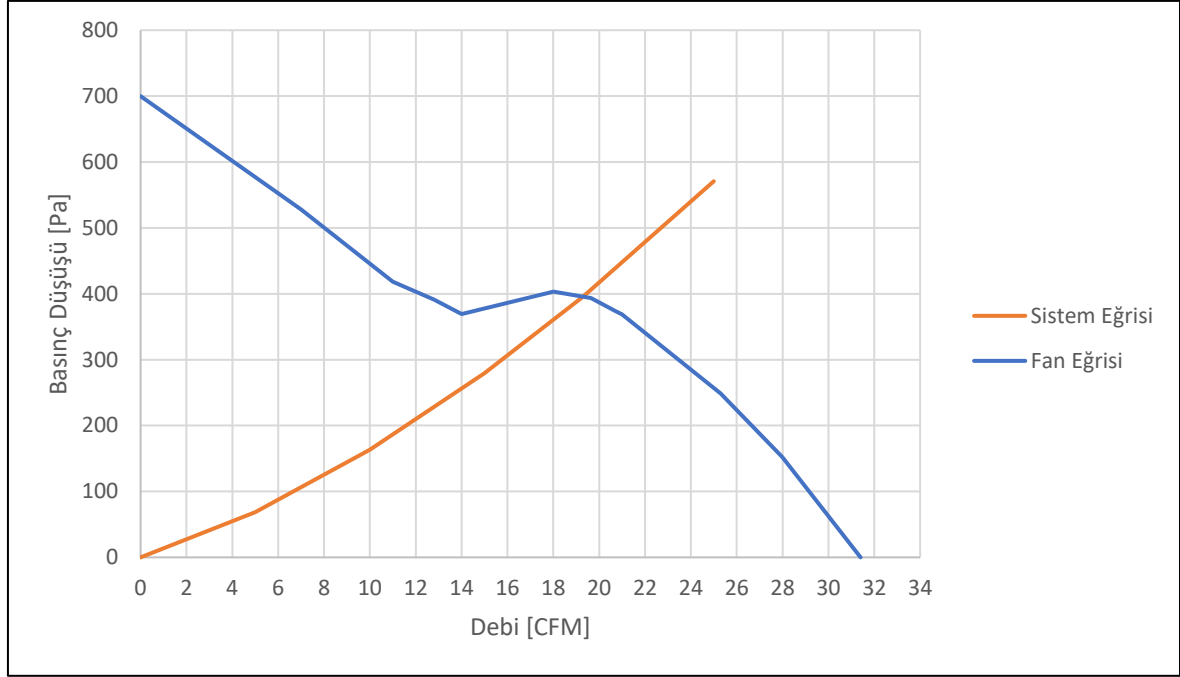
$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k_{kanatçık} \cdot t_{kanatçık}}} \quad (5.35)$$

Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken Şekil 5.7'deki grafikte verilen değerlere göre 14,5 cfm ($0,00684 \text{ m}^3/\text{s}$) akış debisinde 373,17 Pa basınç düşüşü mevcuttur. Yapılan hesaplamalar sonucunda Nusselt sayısı $Nu=2,136$ olarak hesaplanmış ve ısı transfer katsayısı da $h=63,9 \text{ W/m}^2.\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Kanatçık verimi 0,95 olarak hesaplanmıştır.



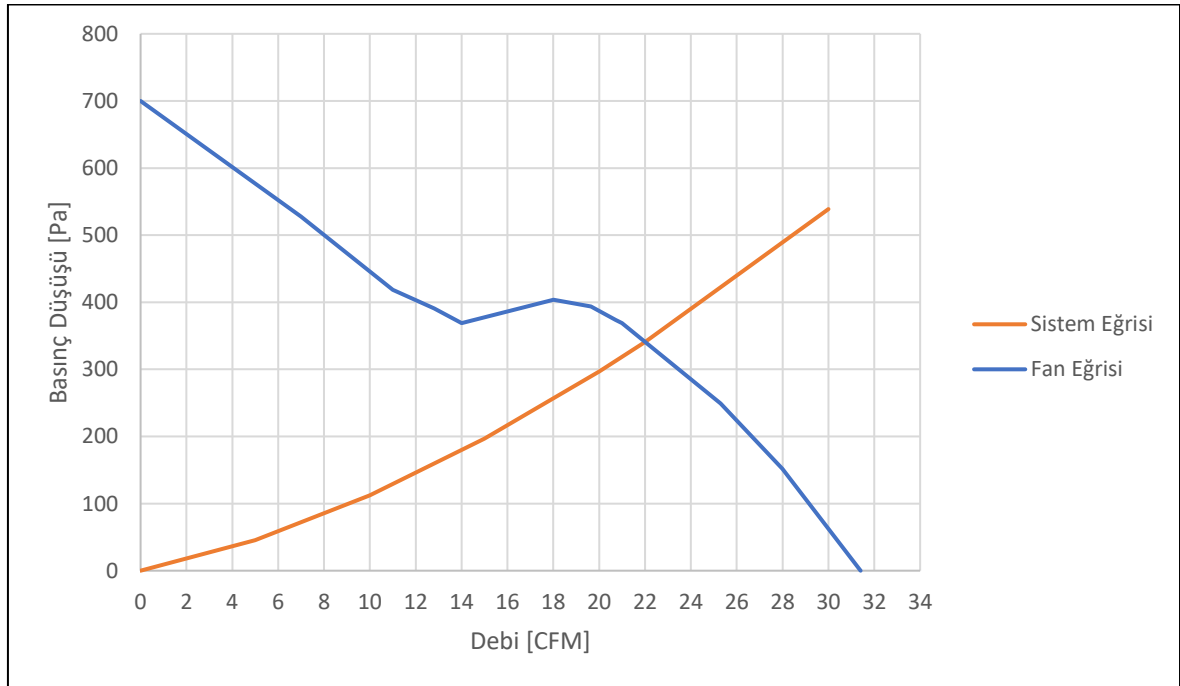
Şekil 5.7. Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken sistem eğrisi

Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken Şekil 5.8'deki grafikte verilen değerlere göre 19,3 cfm ($0,00911 \text{ m}^3/\text{s}$) akış debisinde 395,74 Pa basınç düşüşü mevcuttur. Yapılan hesaplamalar sonucunda Nusselt sayısı $Nu=2,994$ olarak hesaplanmış ve ısı transfer katsayısı da $h=74,26 \text{ W/m}^2.\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Kanatçık verimi 0,9424 olarak hesaplanmıştır.



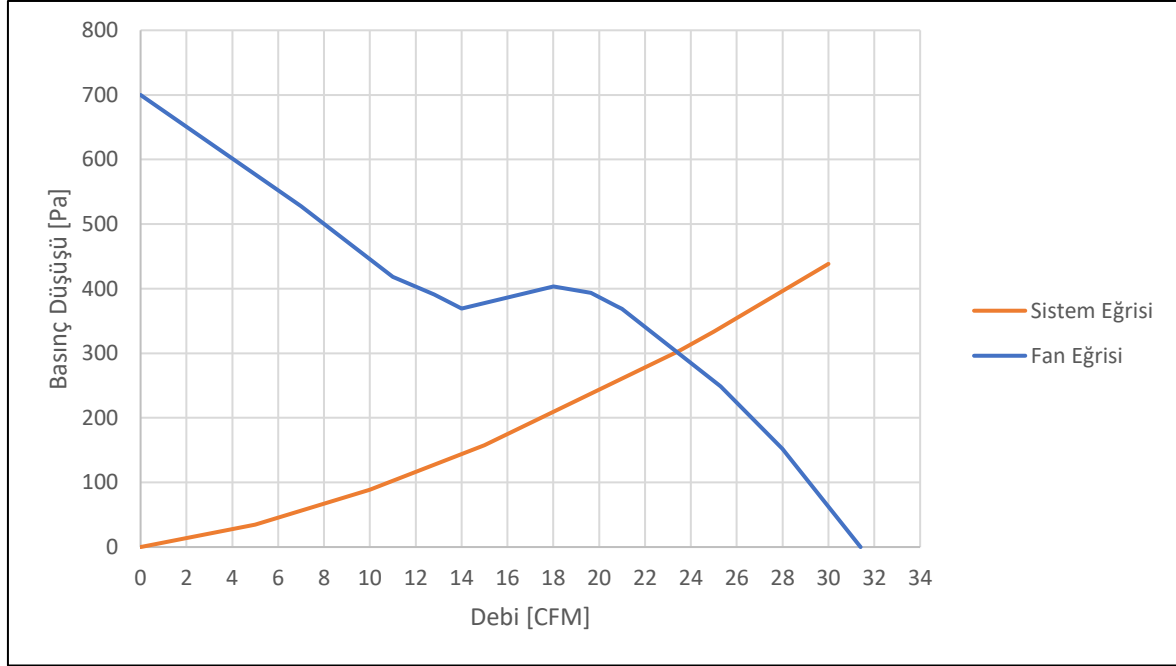
Şekil 5.8. Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken sistem eğrisi

Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken Şekil 5.9'daki grafikte verilen değerlere göre 22 cfm ($0,01038 \text{ m}^3/\text{s}$) akış debisinde 340,9 Pa basınç düşüşü mevcuttur. Yapılan hesaplamalar sonucunda Nusselt sayısı $Nu=3,798$ olarak hesaplanmış ve ısı transfer katsayısı da $h=75,964 \text{ W/m}^2.\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Kanatçık verimi 0,9411 olarak hesaplanmıştır.



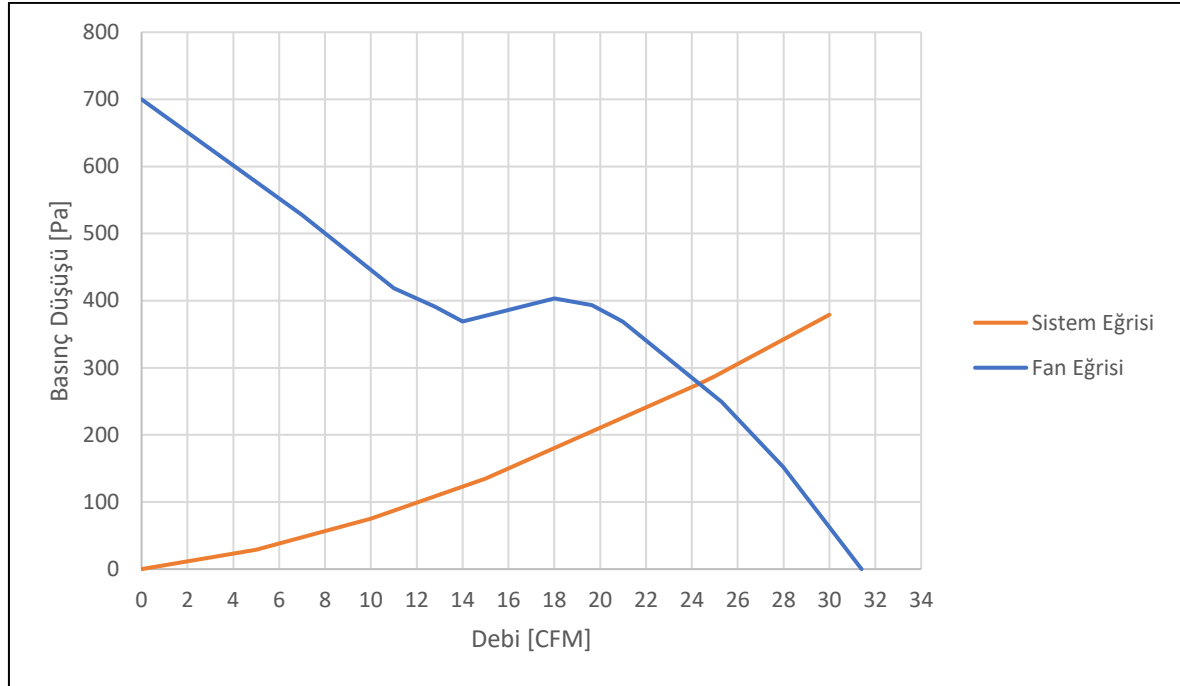
Şekil 5.9. Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken sistem eğrisi

Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken Şekil 5.10'daki grafikte verilen değerlere göre 23,5 cfm ($0,0111 \text{ m}^3/\text{s}$) akış debisinde 303,94 Pa basınç düşüşü mevcuttur. Yapılan hesaplamalar sonucunda Nusselt sayısı $Nu=4,387$ olarak hesaplanmış ve ısı transfer katsayısı da $h=75,813 \text{ W/m}^2.\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Kanatçık verimi 0,9412 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.10. Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken sistem eğrisi

Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken Şekil 5.10'daki grafikte verilen değerlere göre 24,4 cfm ($0,0115 \text{ m}^3/\text{s}$) akış debisinde 277,22 Pa basınç düşüşü mevcuttur. Yapılan hesaplamalar sonucunda Nusselt sayısı $Nu=4,85$ olarak hesaplanmış ve ısı transfer katsayısı da $h=75,31 \text{ W/m}^2.\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Kanatçık verimi 0,9416 olarak hesaplanmıştır.

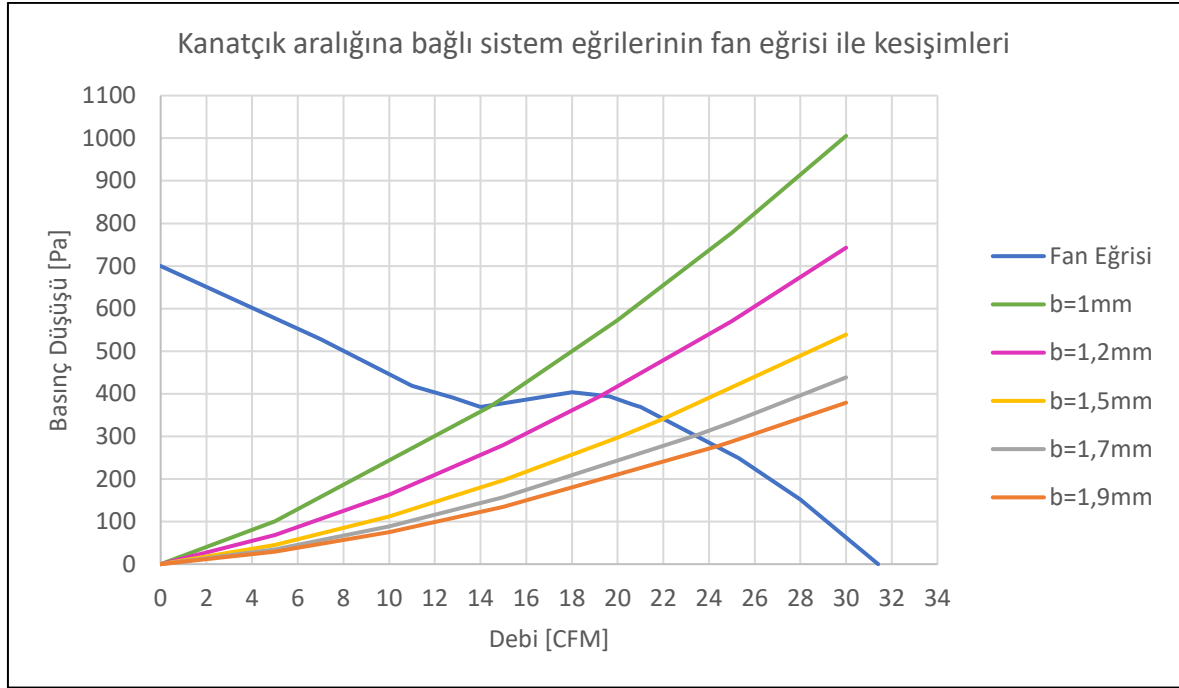


Şekil 5.11. Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken sistem eğrisi

Kanatçık aralığına bağlı olarak değerlerin değişimi Çizelge 5.5'te özetlenmiştir. Değişen sistem eğrilerinin, fan eğrisi ile kesişme noktaları Şekil 5.12'de verilmiştir.

Çizelge 5.5. Kanatçık aralığına bağlı değerler

Kanatçık aralığı [mm]	Debi [m^3/s]	Basınç düşüşü [Pa]	Reynolds Sayısı Re	Nusselt Sayısı Nu	Isı transfer katsayısı [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$]	Kanatçık verimi
$b=1$	0,00684	373,17	1481,9	2,136	63,9	0,95
$b=1,2$	0,00911	395,74	2306,6	2,994	74,26	0,9424
$b=1,5$	0,01038	340,9	3134,9	3,798	75,964	0,9411
$b=1,7$	0,0111	303,94	3785,4	4,387	75,813	0,9412
$b=1,9$	0,0115	277,22	4304,7	4,85	75,31	0,9416



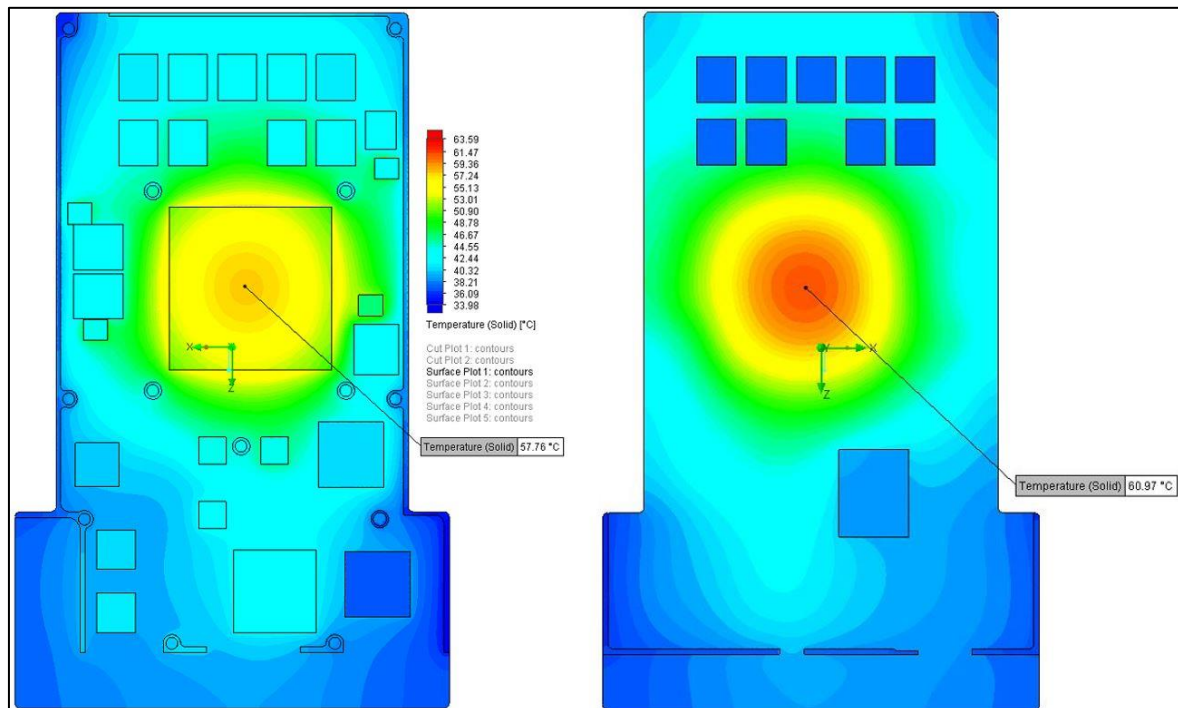
Şekil 5.12. Kanatçık aralığına bağlı sistem eğrilerinin fan eğrisi ile kesişim noktaları

Kanatçık aralığı azaldıkça sistemdeki basınç kaybının arttığı görülmektedir. Bu yüzden fanın çalışma debisi azalır. Kanatçık aralığı arttıkça soğutulmak istenen entegrelerin altında kalan kanatçık sayısı azalır. Doğrudan hava akışı ile soğutma metodunda bu bilgiler ışığında yapılan analizlerde, en iyi soğutma kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken sağlanmaktadır.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

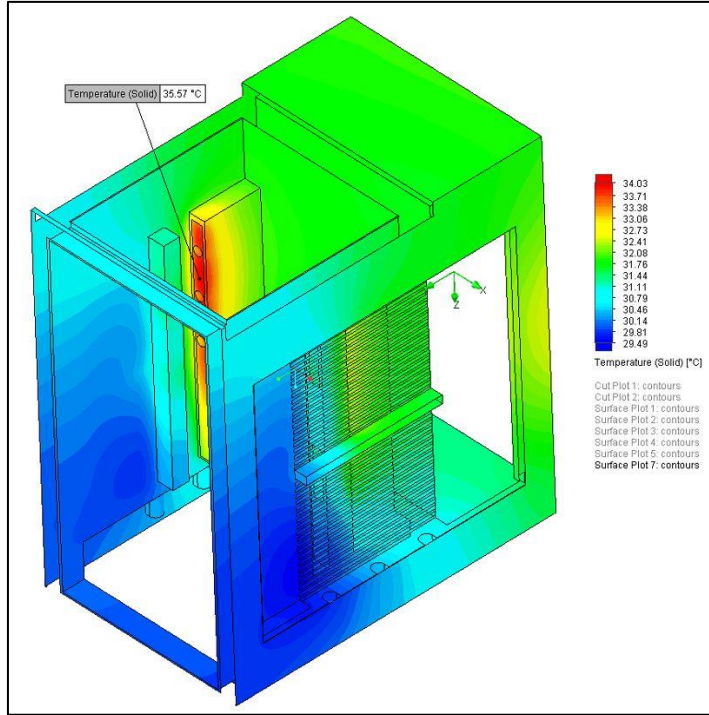
6.1. Geleneksel Zorlanmış Hava ile Soğutma Metodu Analiz Sonuçları

Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yöntemi analizlerinde, doğrudan hava akışı ile soğutma analizleri ile ortak olarak kanatçık aralığı $b=1,5$ mm ve aynı özellikteki fan kullanılmıştır. Kart üzerinde ısının dağılımı Resim 6.1’de gösterilmektedir.

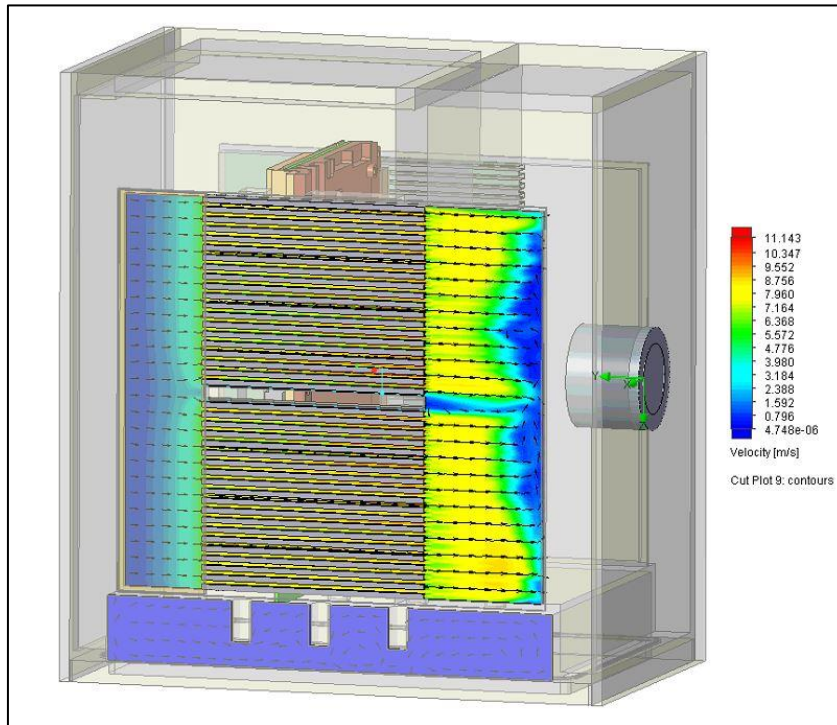


Resim 6.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma metodunda sıcaklığın kart üzerindeki dağılımı

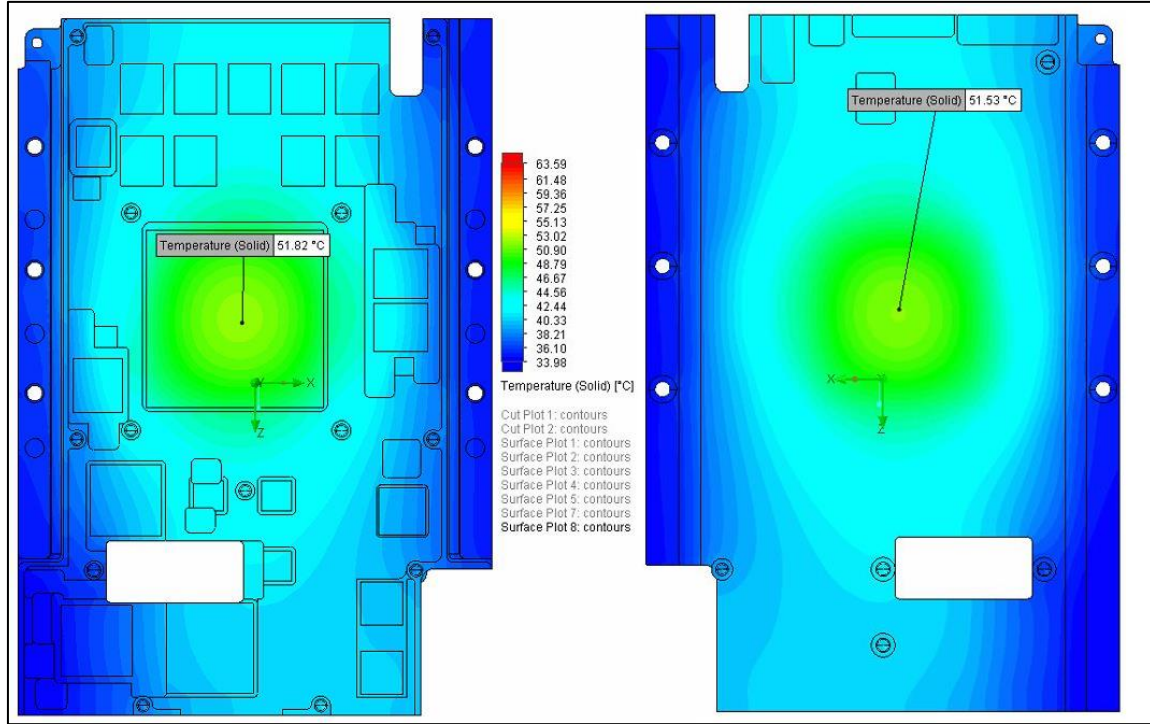
Analiz sonuçları incelendiğinde M1 entegresi üzerinde ölçülen en yüksek sıcaklık değeri 63,77°C'dir. Birim üzerindeki sıcaklık dağılımı incelendiğinde birimde yer alan kart yuvasında ölçülen en yüksek sıcaklık değeri 35,57°C'dir. Sıcaklığın birim üzerindeki dağılımı Resim 6.2'de gösterilmektedir. Birimde yan kapaklardan giren havanın fan yardımıyla kanatçıkların arasından geçmesi sağlanmaktadır. Kanatçıkların arasından alınan kesit ile havanın birim içerisindeki hız dağılımı Resim 6.3'te gösterilmektedir. Kartın soğumasında etkili olan soğutucu plakalar üzerindeki sıcaklık dağılımı ise Resim 6.4 ve Resim 6.5'te gösterilmektedir.



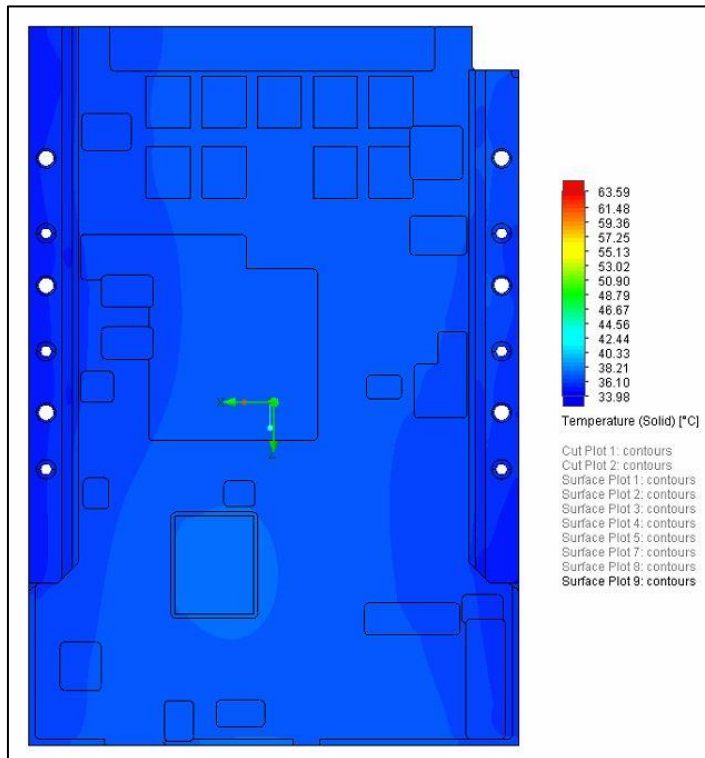
Resim 6.2. Birim üzerindeki sıcaklık dağılımı



Resim 6.3. Birim içerisindeki hız dağılımı



Resim 6.4. Plaka üzerindeki sıcaklık dağılımı



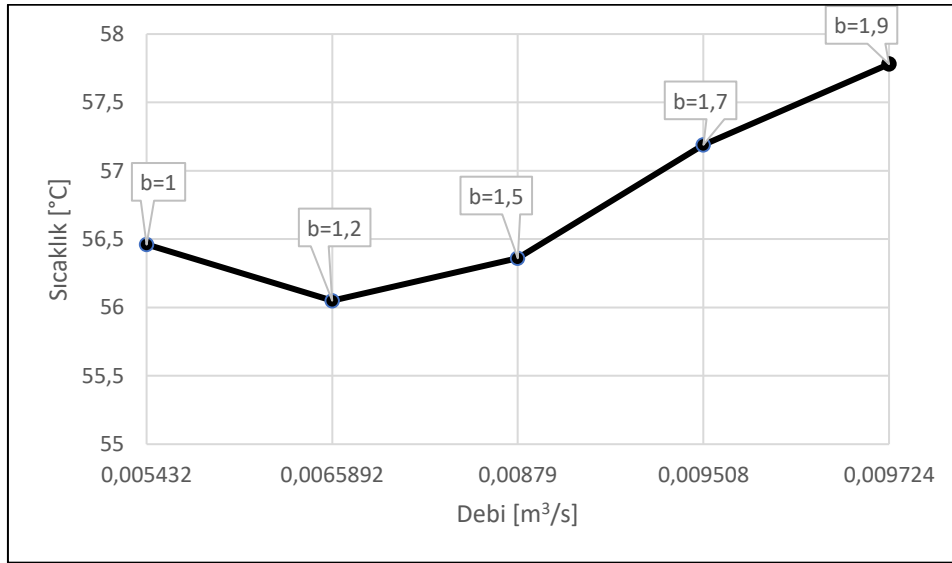
Resim 6.5. Kapak üzerindeki sıcaklık dağılımı

6.2. Doğrudan Hava Akışı ile Soğutma Metodu Analiz Sonuçları

Doğrudan hava akışı ile soğutma metodu analizleri kanatçık aralığına ve fanın performansına bağlı olarak parametrik çalışmalar yapılarak gerçekleştirilmiştir.

6.2.1. Kanatçık optimizasyonu

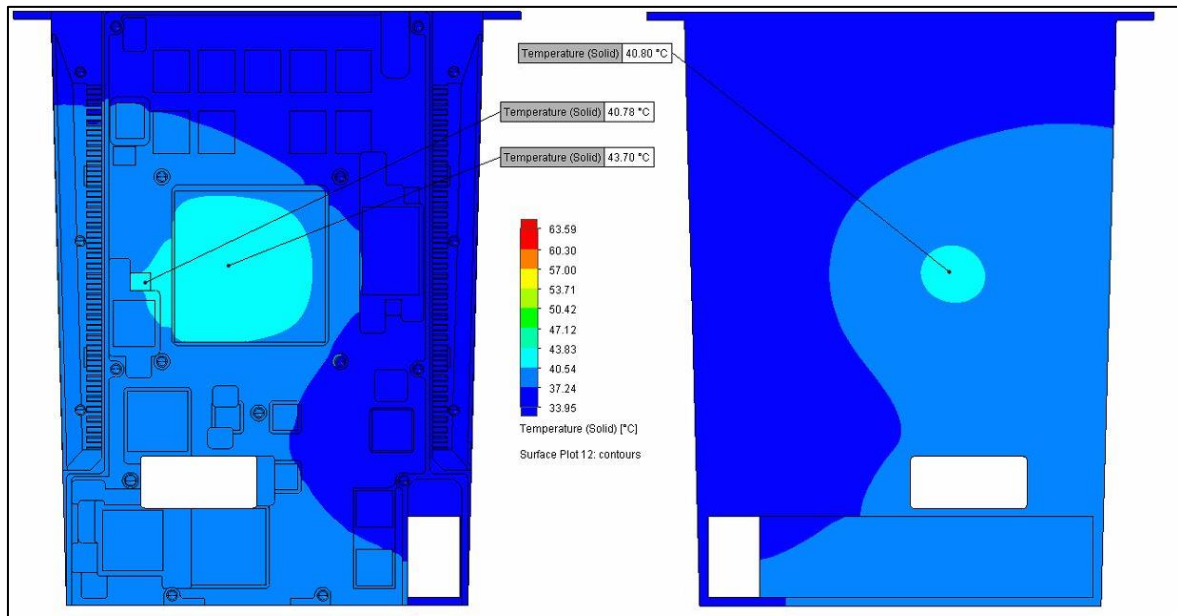
Doğrudan hava akışı ile soğutulan takılabilir modülde kullanılan kanatçık ölçüleri değiştirilerek analizler yapılmıştır. Kanatçık aralığı 1, 1,2, 1,5, 1,7 ve 1,9 mm olacak şekilde parametrik olarak değiştirilmiştir. Yapılan analizler fan performansının %100 olduğu durumda gerçekleştirilmiştir. En çok ısı yayan M1 entegresinin kanatçık aralığına bağlı sıcaklık değişimi Şekil 6.1’de gösterilmektedir.



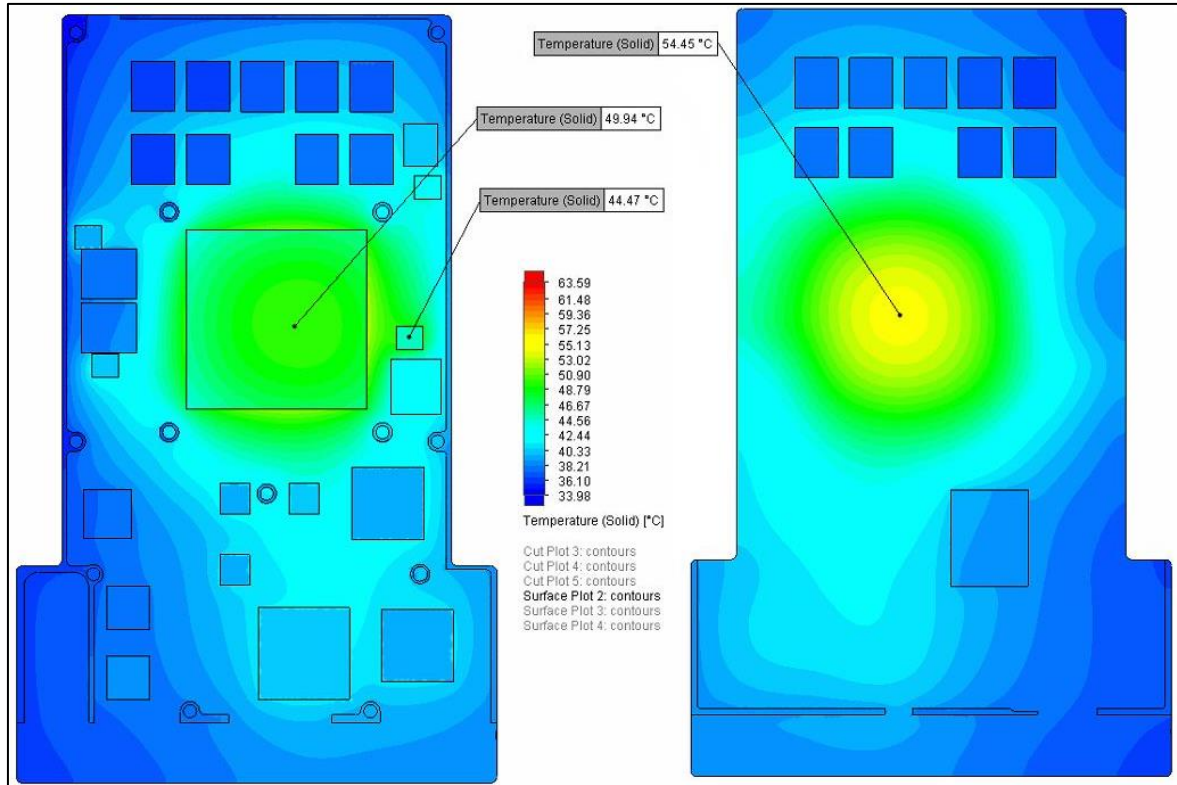
Şekil 6.1. M1 entegresinin kanatçık aralığına bağlı sıcaklık değişimi

Elde edilen değerler incelendiğinde kanatçık aralığı 1,2 mm iken M1 entegresi en düşük sıcaklığa erişmiştir. Kanatçık aralığı arttıkça sistemde meydana gelen basınç kaybı azalır ve fanın çalışma eğrisine göre fan daha yüksek bir debide çalışır. Ancak entegrelerin altında kalan kanatçık sayısı aralık arttıkça azalır. Bu durum yeterli soğutmanın sağlanamamasına neden olur.

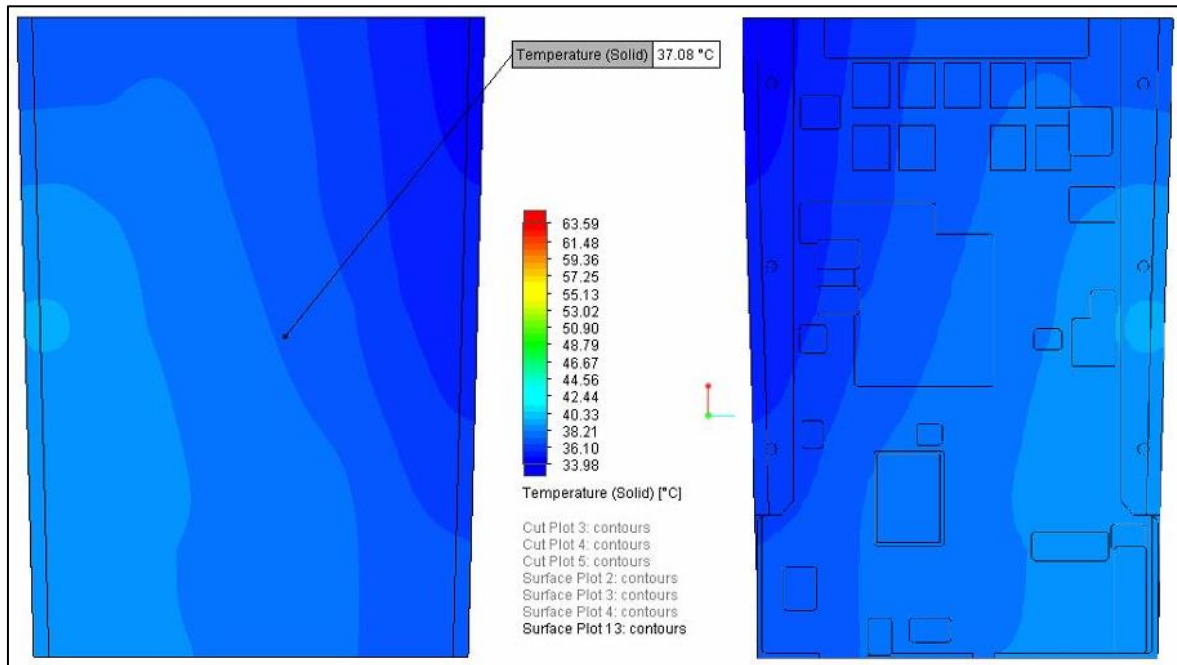
Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken analiz sonuçları Resim 6.6, Resim 6.7, Resim 6.8 ve Resim 6.9'da gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde M1 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri $49,94^{\circ}\text{C}$, M8 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri $44,47^{\circ}\text{C}$ 'dir. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı Resim 6.6'da gösterilmektedir. Burada, M1 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri $43,7^{\circ}\text{C}$, M8 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri ise $40,78^{\circ}\text{C}$ 'dir. Kapakta yer alan sıcaklık dağılımı ise Resim 6.8'de gösterilmektedir. Birimin soğutulmasında etkili olan havanın z eksenindeki hız dağılımı ise Resim 6.9'da gösterilmektedir.



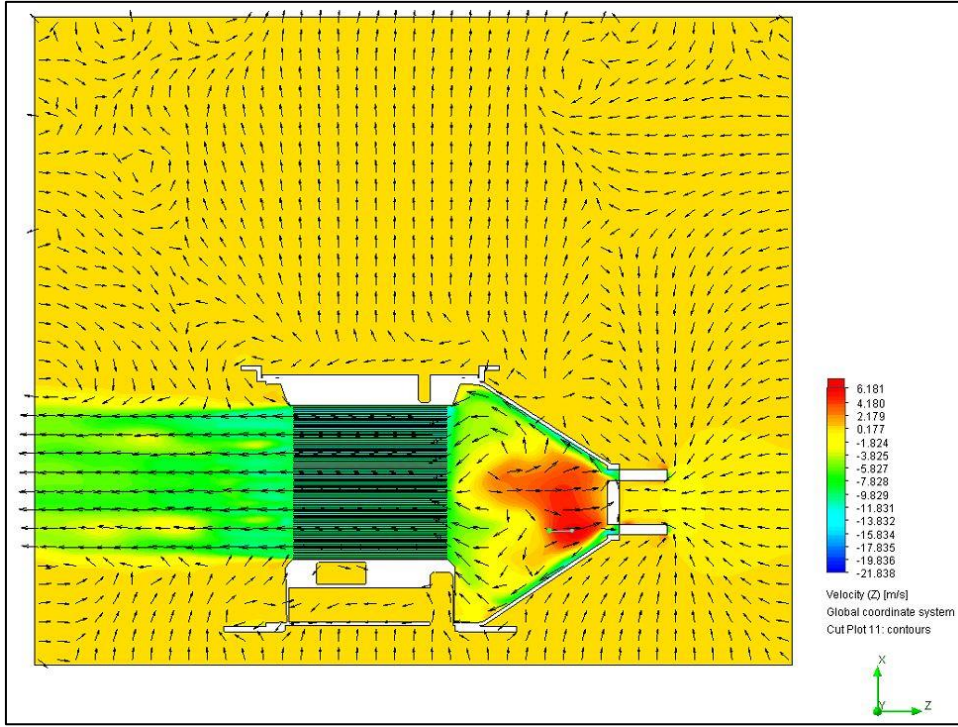
Resim 6.6. Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken plakadaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.7. Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken karttaki sıcaklık dağılımı

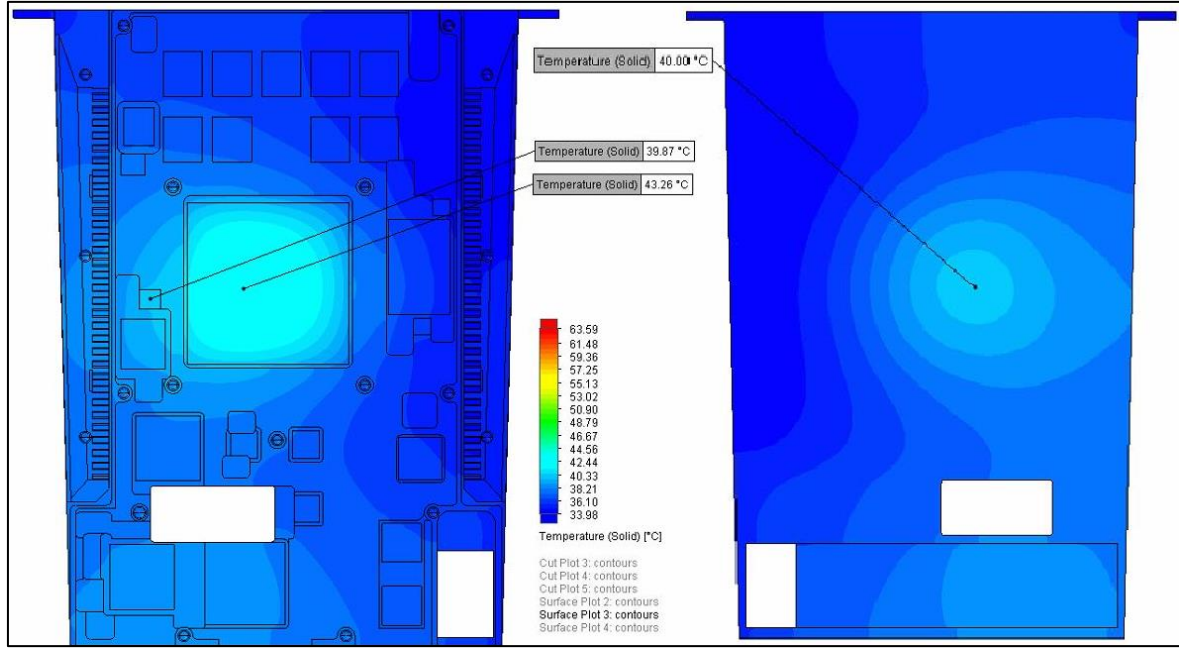


Resim 6.8. Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken kapaktaki sıcaklık dağılımı

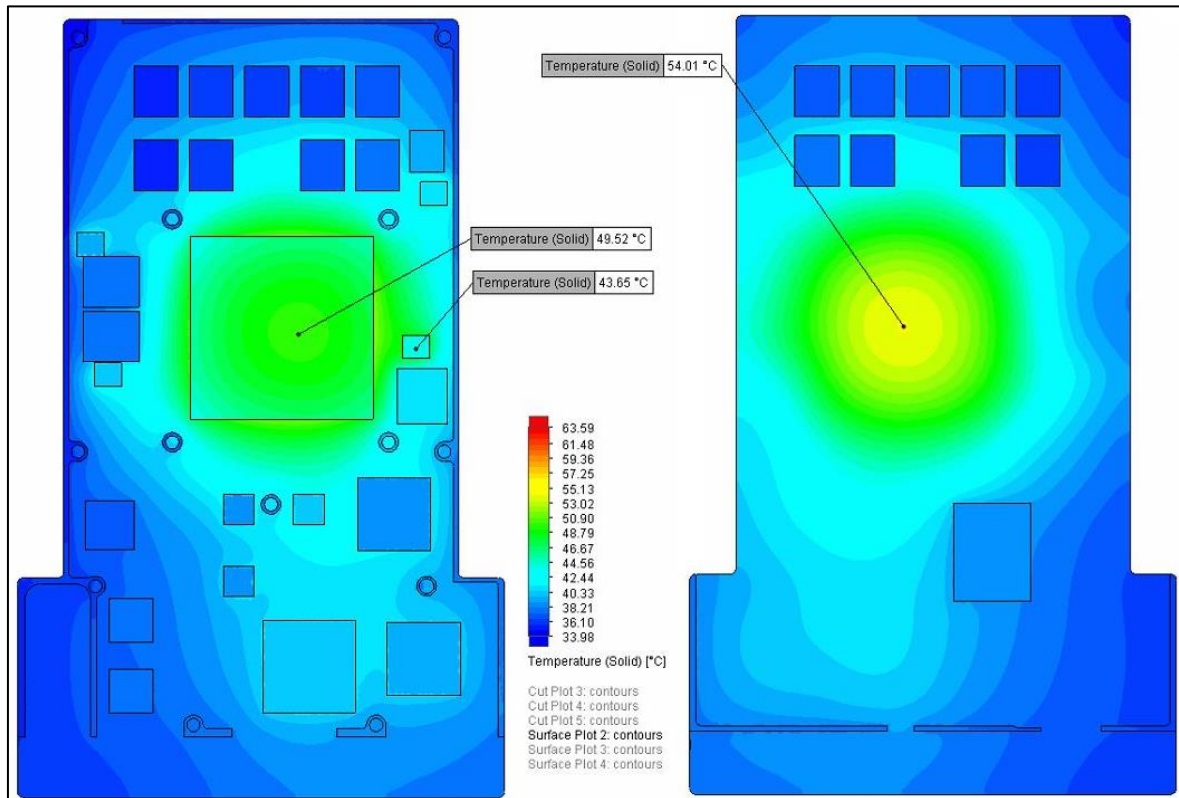


Resim 6.9. Kanatçık aralığı $b=1$ mm iken z eksenindeki hız dağılımı

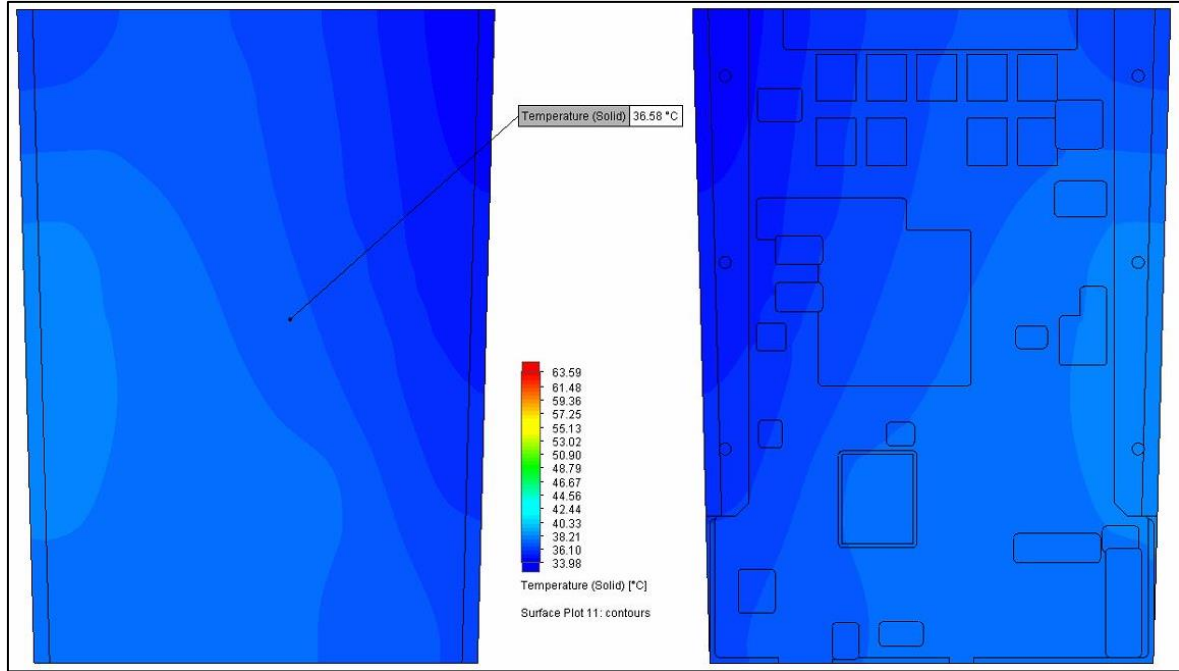
Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken analiz sonuçları Resim 6.10, Resim 6.11, Resim 6.12 ve Resim 6.13'te gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde M1 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri $49,52^{\circ}\text{C}$, M8 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri $43,65^{\circ}\text{C}$ 'dir. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı Resim 6.10'da gösterilmektedir. Burada, M1 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri $43,26^{\circ}\text{C}$, M8 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri ise $39,87^{\circ}\text{C}$ 'dir. Kapakta yer alan sıcaklık dağılımı ise Resim 6.12'de gösterilmektedir. Birimin soğutulmasında etkili olan havanın z eksenindeki hız dağılımı ise Resim 6.13'te gösterilmektedir.



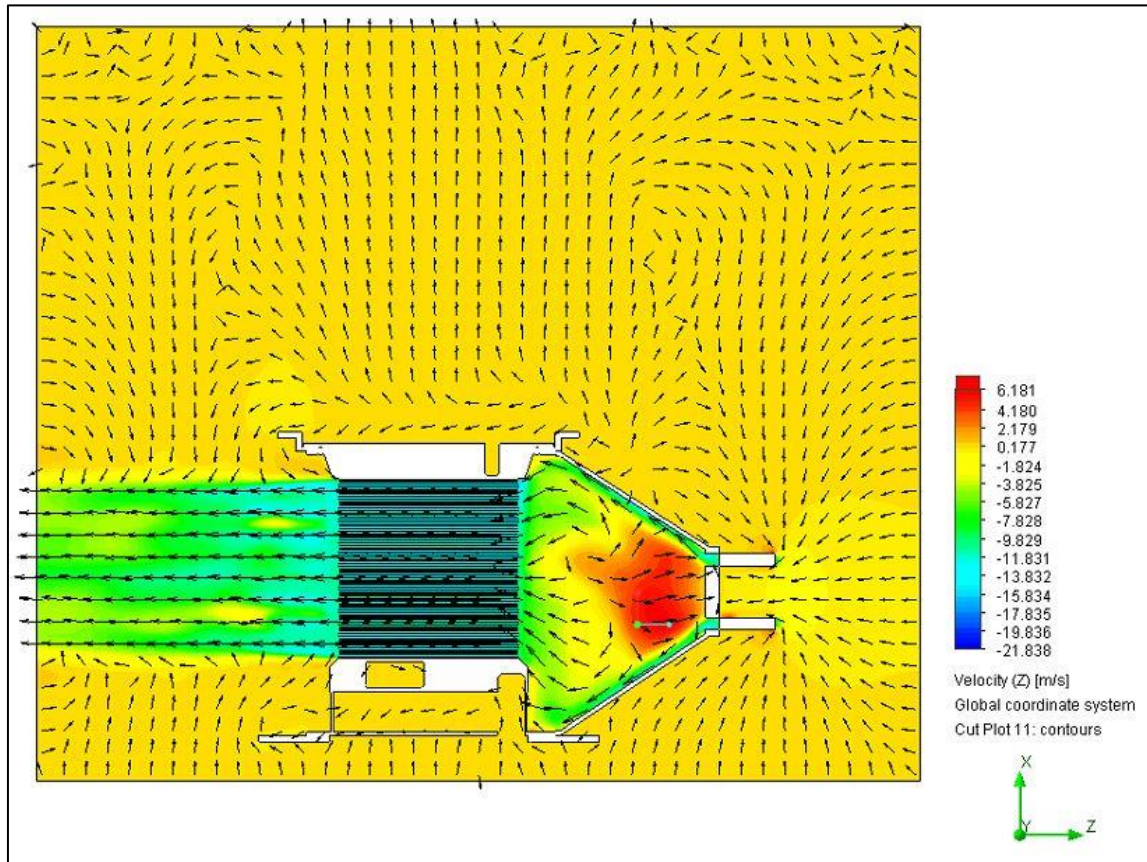
Resim 6.10. Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken plakadaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.11. Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken karttaki sıcaklık dağılımı

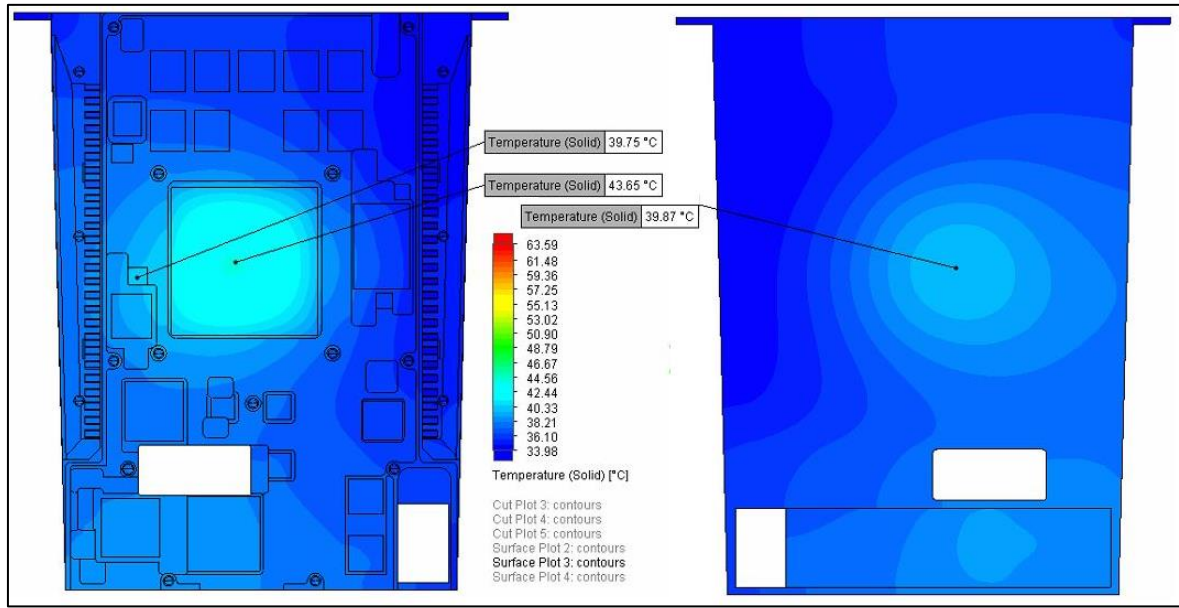


Resim 6.12. Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken kapaktaki sıcaklık dağılımı

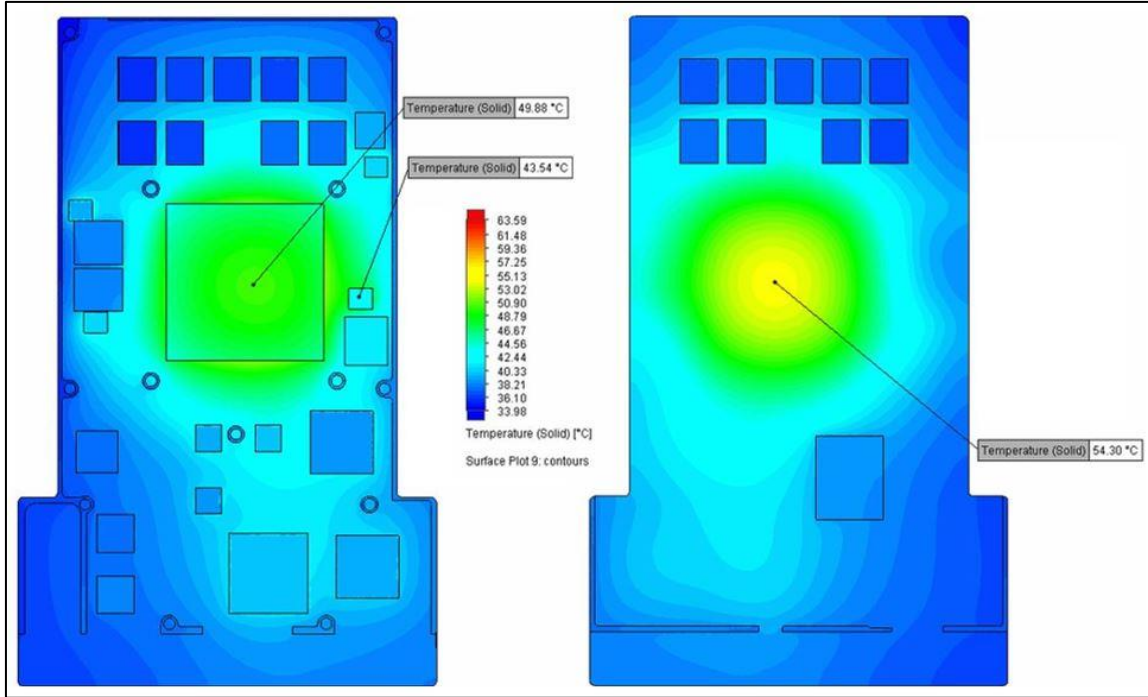


Resim 6.13. Kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken z eksenindeki hız dağılımı

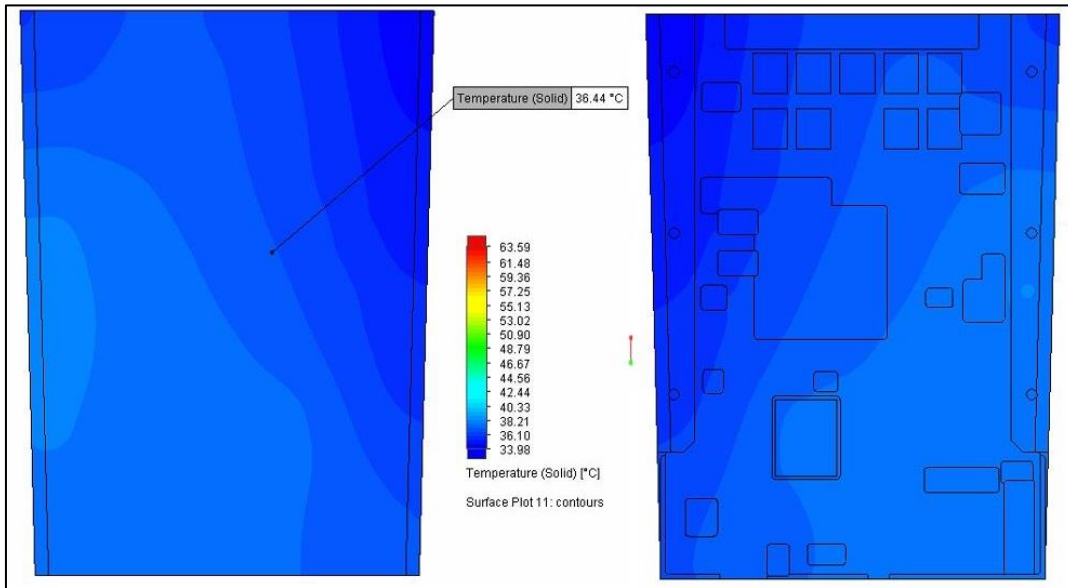
Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken analiz sonuçları Resim 6.14, Resim 6.15, Resim 6.16, Resim 6.17’de gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde M1 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri $49,88^{\circ}\text{C}$, M8 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri $43,54^{\circ}\text{C}$ ’dir. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı Resim 6.14’te gösterilmektedir. Burada, M1 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri $43,65^{\circ}\text{C}$, M8 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri ise $39,75^{\circ}\text{C}$ ’dir. Kapakta yer alan sıcaklık dağılımı ise Resim 6.16’da gösterilmektedir. Birimin soğutulmasında etkili olan havanın z eksenindeki hız dağılımı ise Resim 6.17’de gösterilmektedir.



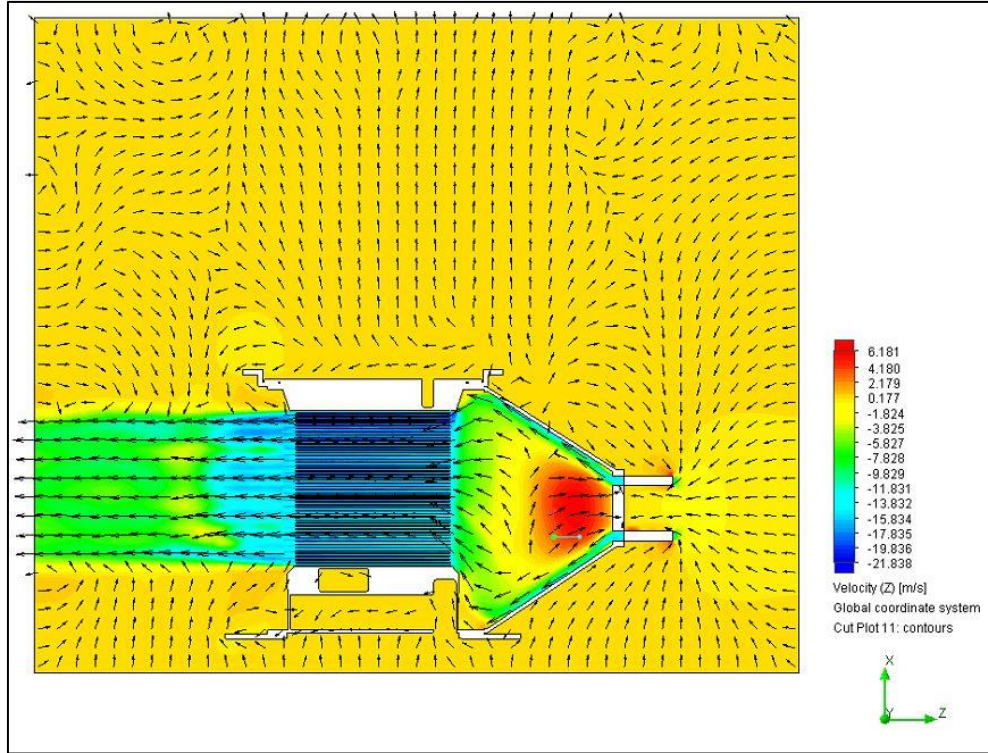
Resim 6.14. Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken plakadaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.15. Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken karttaki sıcaklık dağılımı

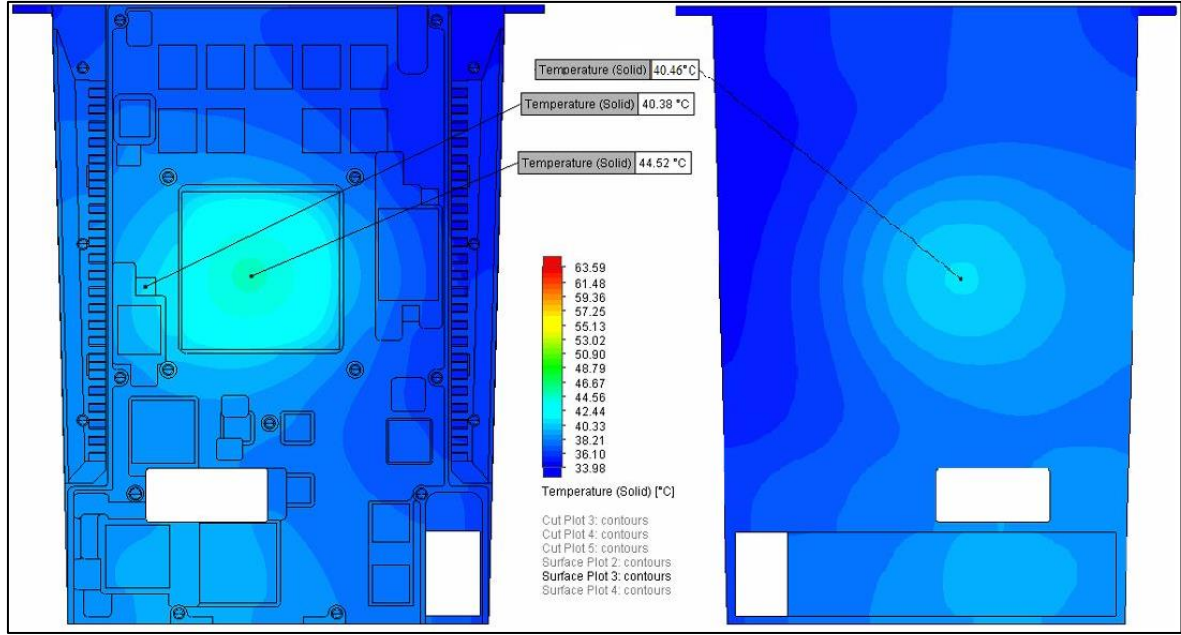


Resim 6.16. Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken kapaktaki sıcaklık dağılımı

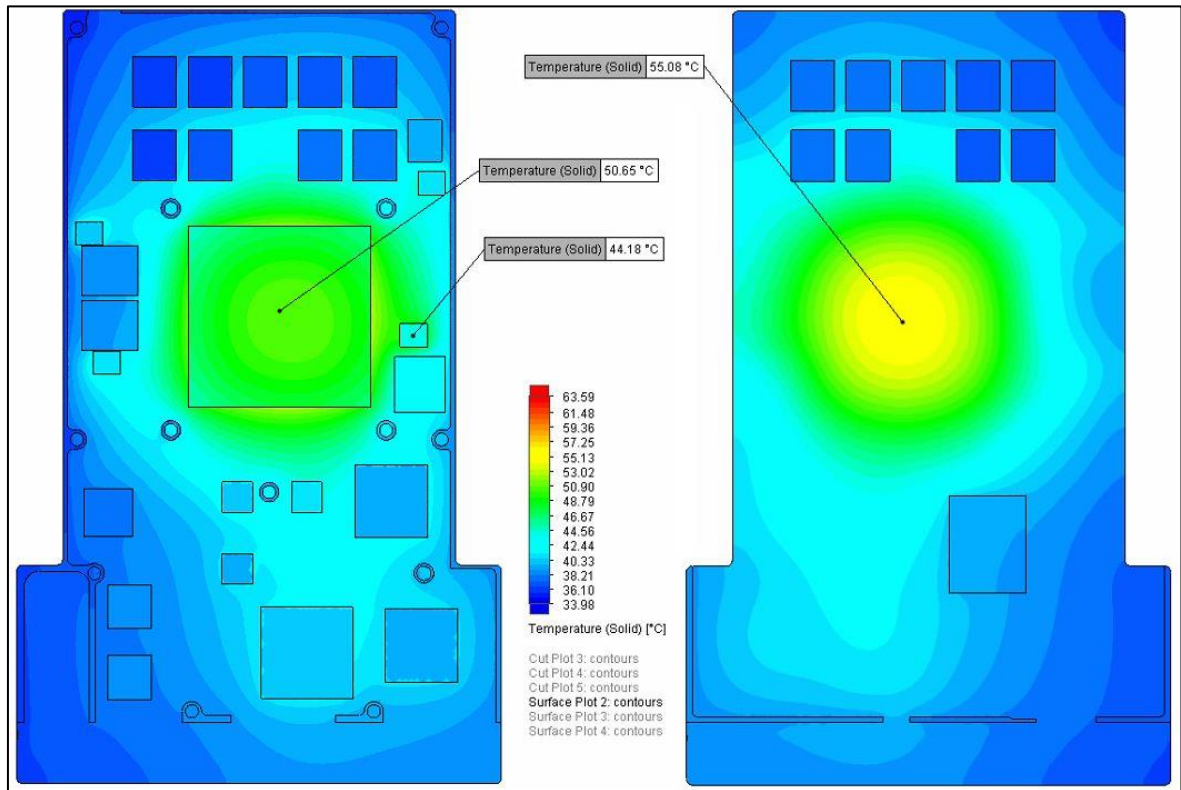


Resim 6.17. Kanatçık aralığı $b=1,5$ mm iken z eksenindeki hız dağılımı

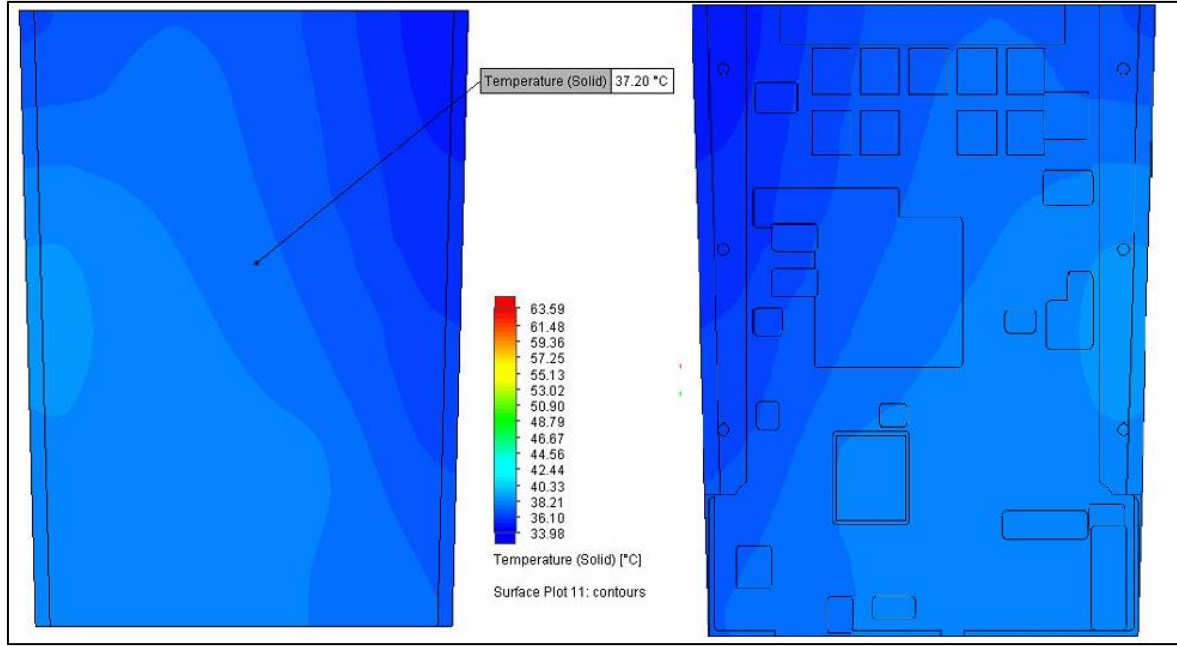
Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken analiz sonuçları Resim 6.18, Resim 6.19, Resim 6.20 ve Resim 6.21’de gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde M1 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri $50,65^{\circ}\text{C}$, M8 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri $44,18^{\circ}\text{C}$ ’dir. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı Resim 6.18’de gösterilmektedir. Burada, M1 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri $44,52^{\circ}\text{C}$, M8 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri ise $40,38^{\circ}\text{C}$ ’dir. Kapakta yer alan sıcaklık dağılımı ise Resim 6.20’de gösterilmektedir. Birimin soğutulmasında etkili olan havanın z eksenindeki hız dağılımı ise Resim 6.21’de gösterilmektedir.



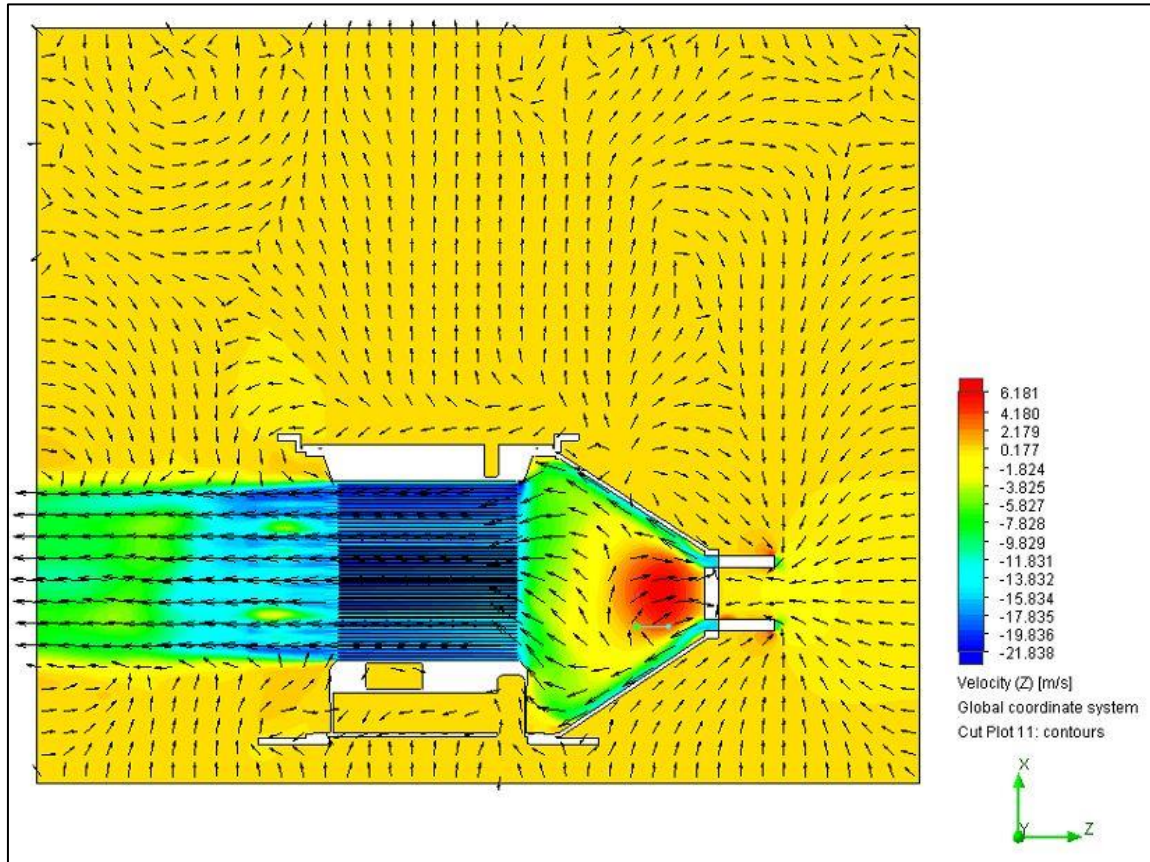
Resim 6.18. Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken plakadaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.19. Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken karttaki sıcaklık dağılımı

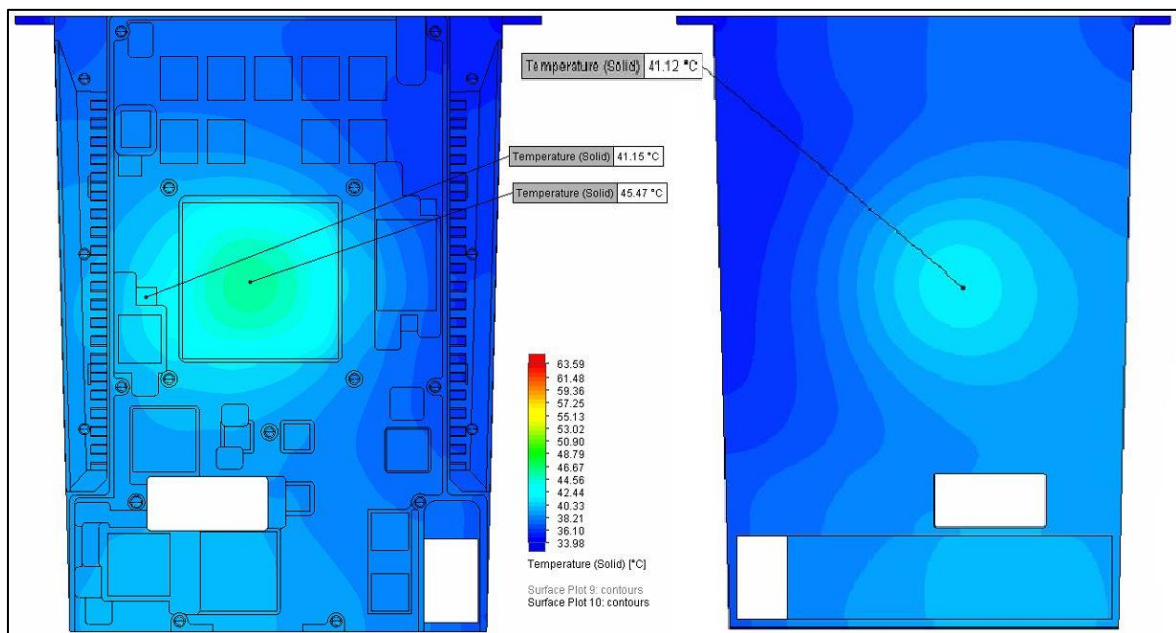


Resim 6.20. Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken kapaktaki sıcaklık dağılımı

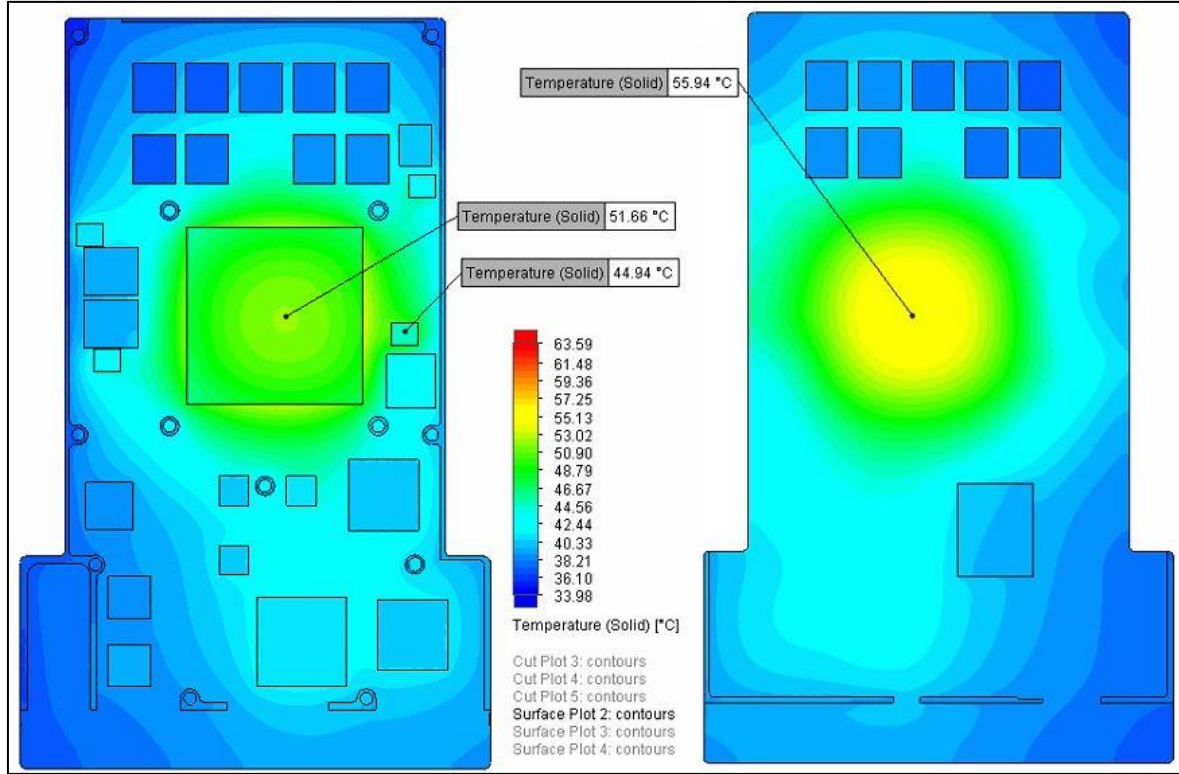


Resim 6.21. Kanatçık aralığı $b=1,7$ mm iken z eksenindeki hız dağılımı

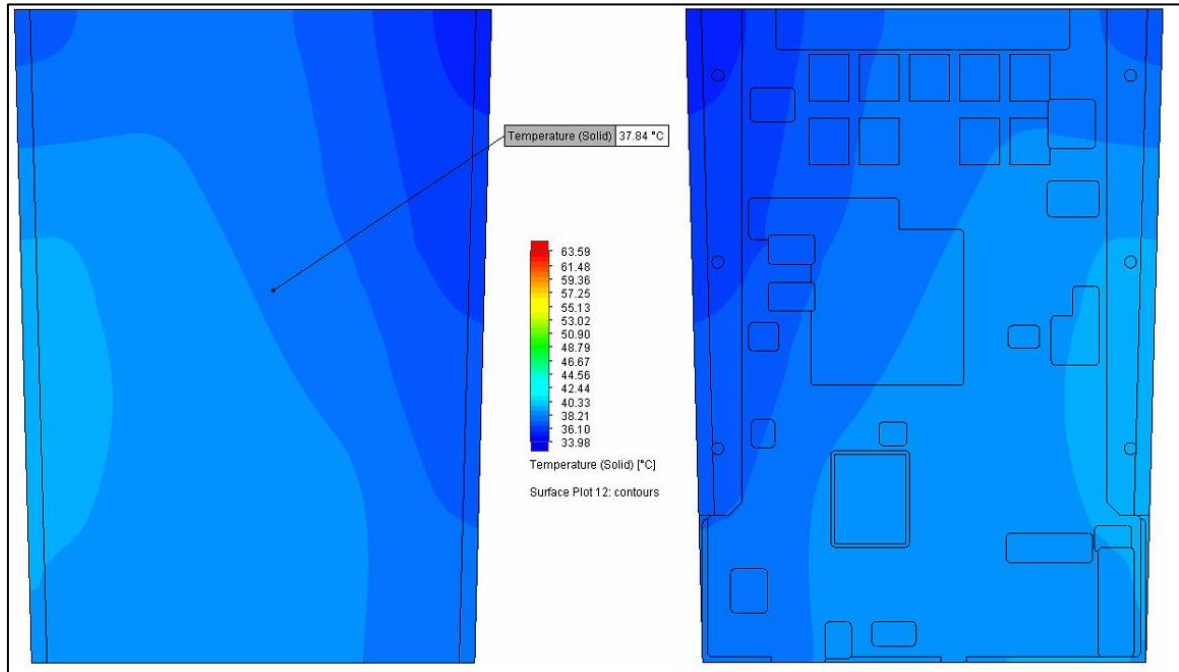
Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken analiz sonuçları Resim 6.22, Resim 6.23, Resim 6.24 ve Resim 6.25'te gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde M1 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri $51,66^{\circ}\text{C}$, M8 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri $44,94^{\circ}\text{C}$ 'dir. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı Resim 6.22'de gösterilmektedir. Burada, M1 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri $45,47^{\circ}\text{C}$, M8 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri ise $41,15^{\circ}\text{C}$ 'dir. Kapakta yer alan sıcaklık dağılımı ise Resim 6.24'te gösterilmektedir. Birimin soğutulmasında etkili olan havanın z eksenindeki hız dağılımı ise Resim 6.25'te gösterilmektedir.



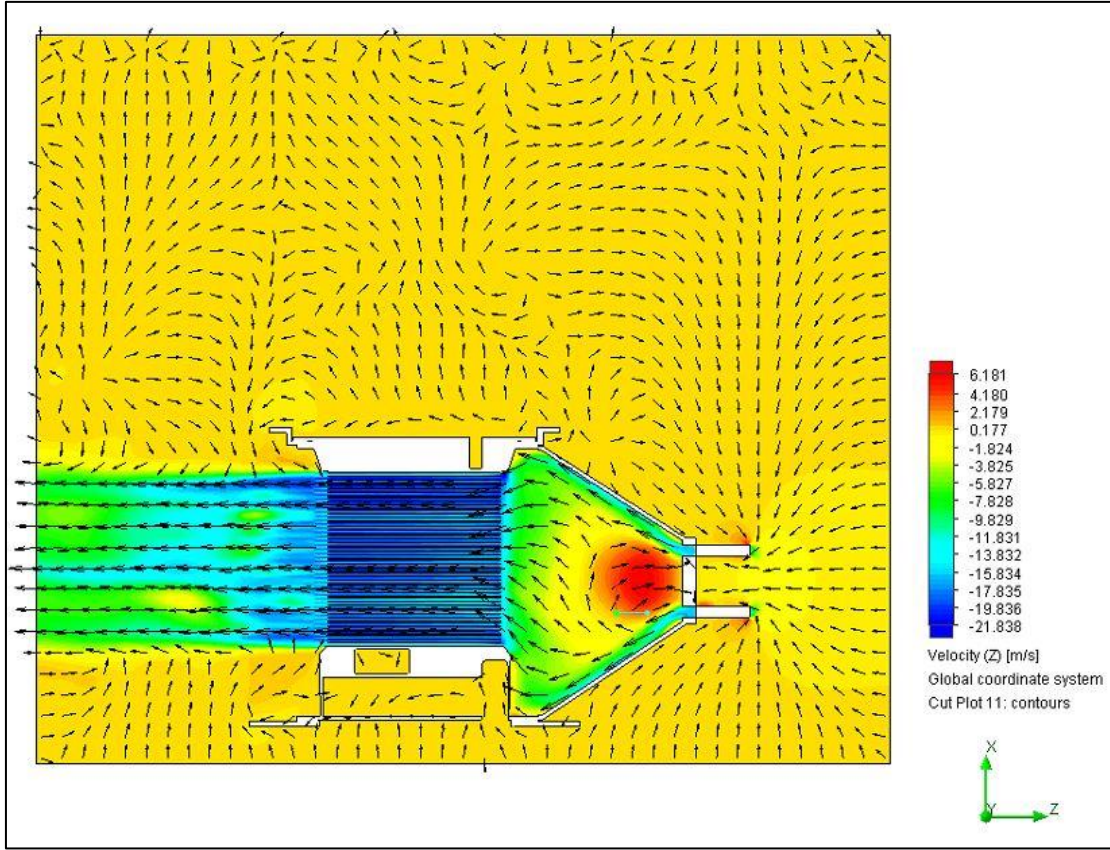
Resim 6.22. Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken plakadaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.23. Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken karttaki sıcaklık dağılımı



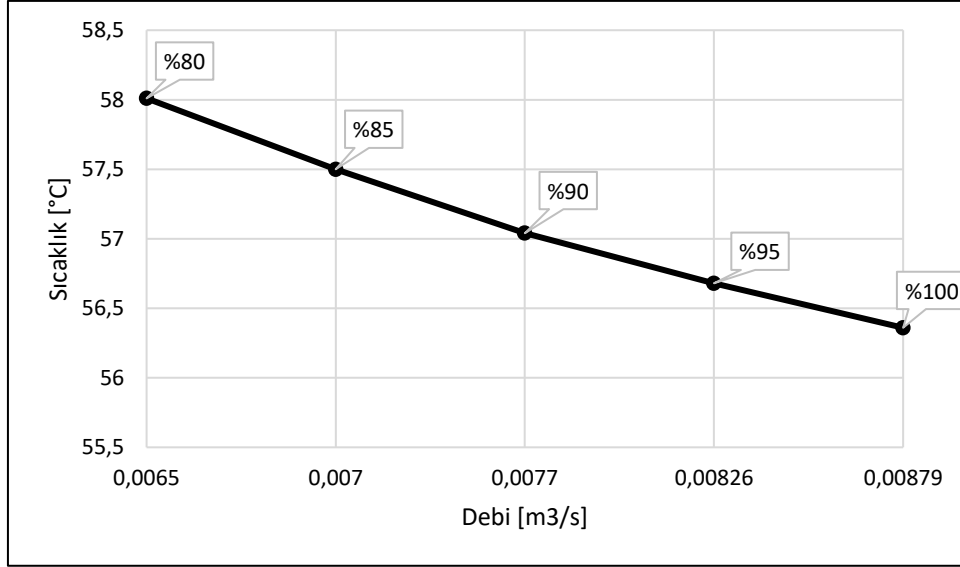
Resim 6.24. Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken kapaktaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.25. Kanatçık aralığı $b=1,9$ mm iken z eksenindeki hız dağılımı

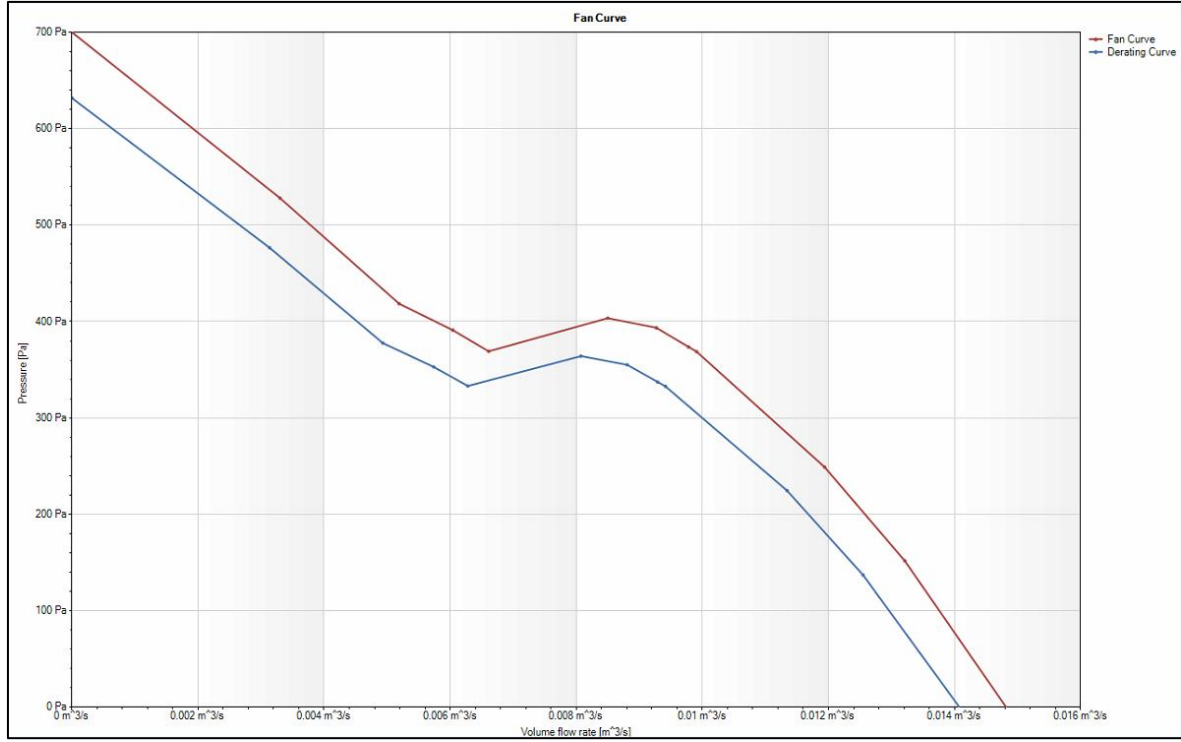
6.2.2. Fanın çalışma kapasitesine bağlı debisinin değiştirilmesi

Doğrudan hava akışı ile soğutulan takılabilir modülde kullanılan fanın çalışma kapasitesi azaltılarak analizler tekrarlanmıştır. Fanın katalogda belirtilen çalışma voltajı 10,2 V'tur. Fan çalışma kapasitesi %95, %90, %85 ve %80 oranlarında parametrik olarak değiştirilmiştir. Fanın çalışma kapasitesine bağlı olarak fan eğrisi değişiklik göstermektedir. Yapılan analizler kanatçık aralığı $b=1,5$ mm olduğu durumda gerçekleştirilmiştir. En çok ısı yayan M1 entegresinin fan çalışma kapasitesine bağlı sıcaklık değişimi Şekil 6.2'de gösterilmektedir.

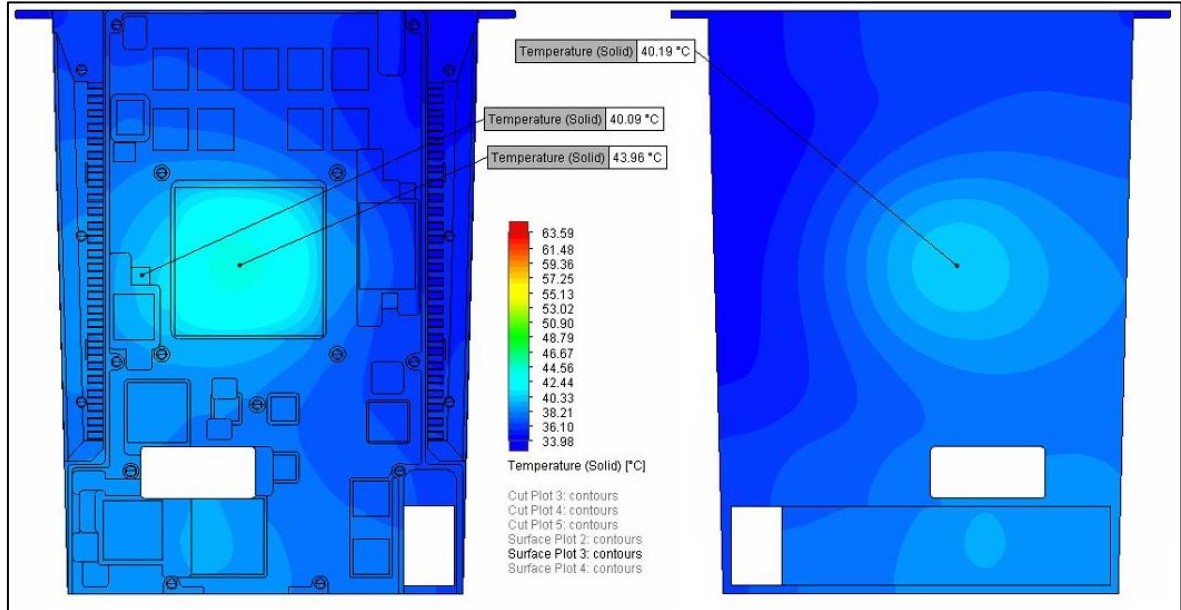


Şekil 6.2. Fan kapasitesiyle değişen debiye bağlı M1 sıcaklığının değişimi

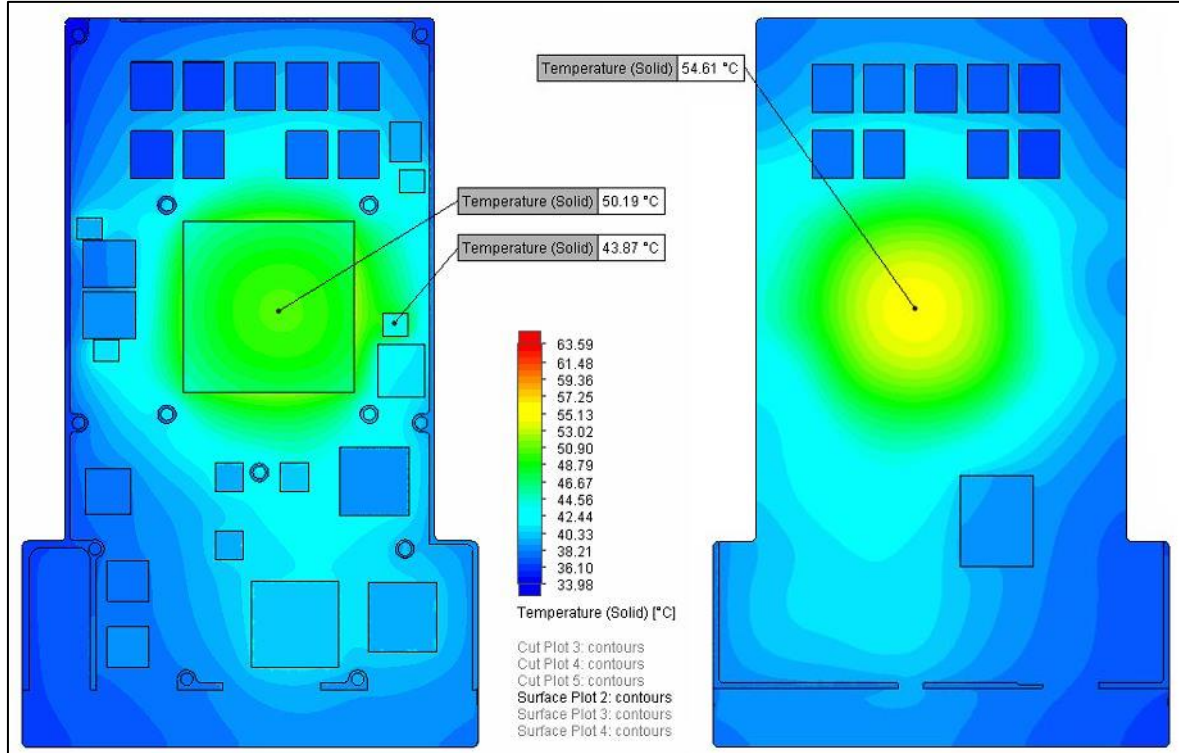
Fan performansının %95 kapasitede olduğu durumda fan eğrisinin grafiği Şekil 6.3'te gösterilmektedir. Analiz sonuçları ise Resim 6.26, Resim 6.27, Resim 6.28 ve Resim 6.29'da gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde M1 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri 50,19°C, M8 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri 43,87°C'dir. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı Resim 6.26'da gösterilmektedir. Burada, M1 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri 43,96°C, M8 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri ise 40,09°C'dir. Kapakta yer alan sıcaklık dağılımı ise Resim 6.28'de gösterilmektedir. Birimin soğutulmasında etkili olan havanın z eksenindeki hız dağılımı ise Resim 6.29'da gösterilmektedir.



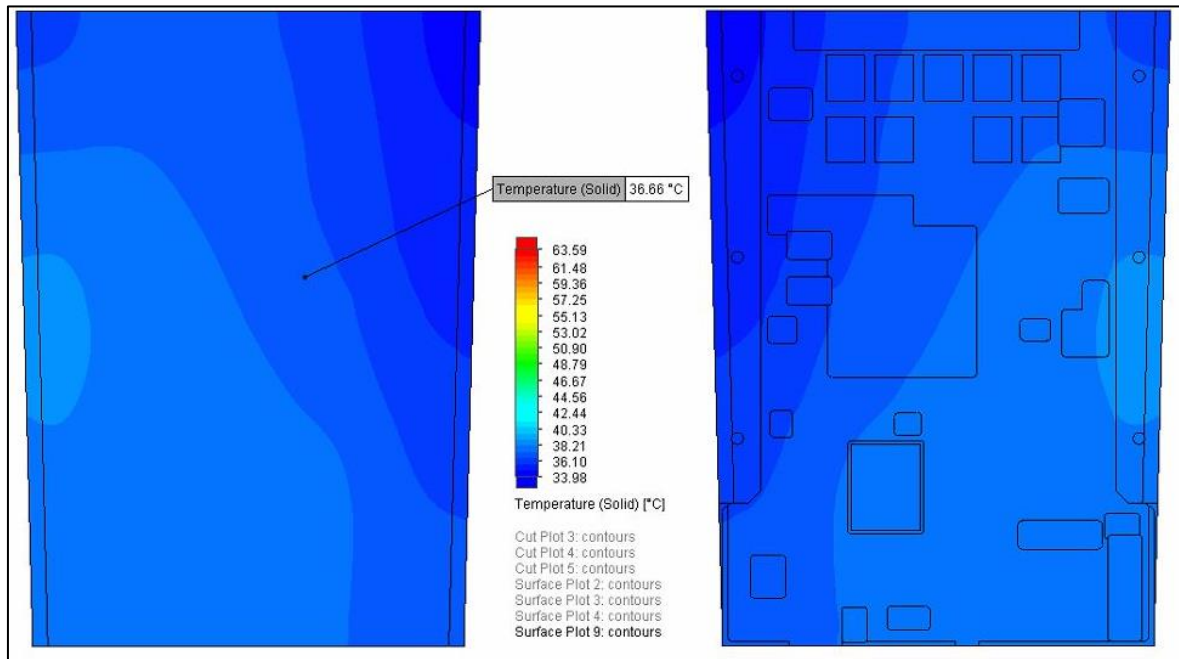
Şekil 6.3. Fan performansının %95 iken fan eğrisi



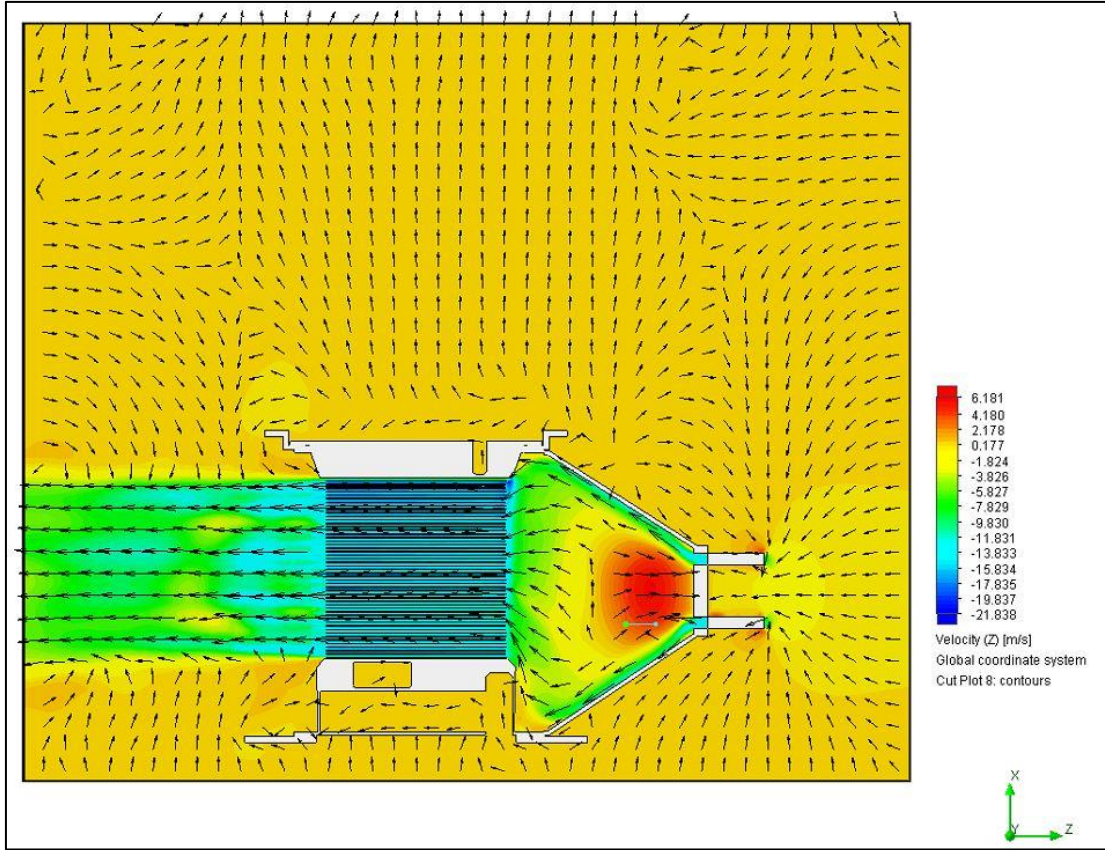
Resim 6.26. Fan performansının %95 iken plakadaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.27. Fan performansının %95 iken karttaki sıcaklık dağılımı

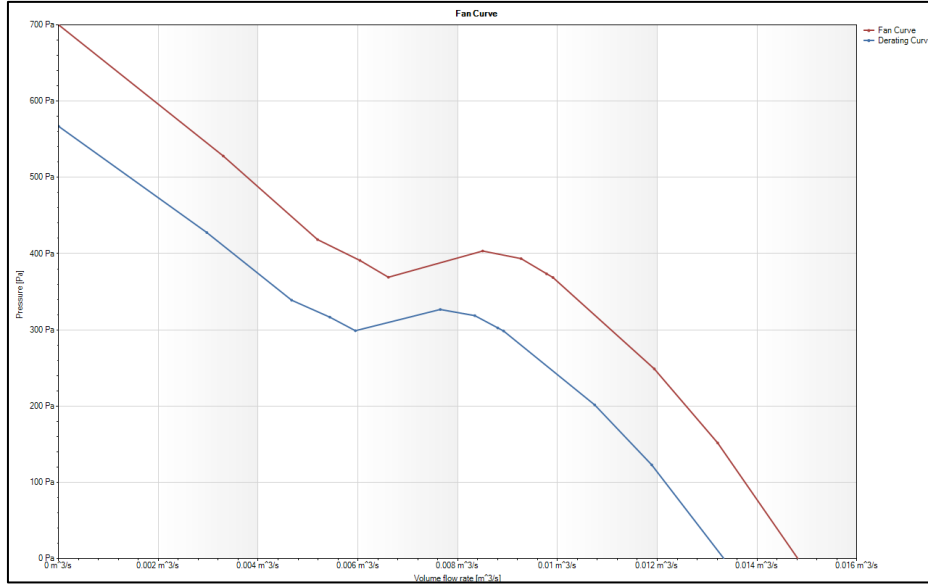


Resim 6.28. Fan performansının %95 iken kapaktaki sıcaklık dağılımı

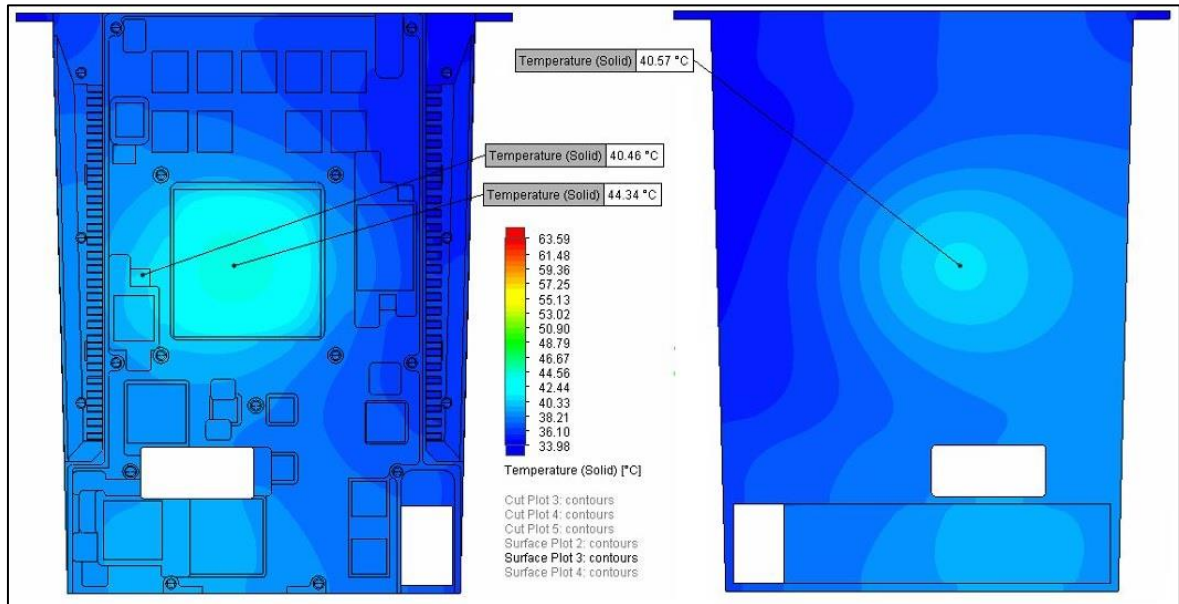


Resim 6.29. Fan performansının %95 iken z eksenindeki hız dağılımı

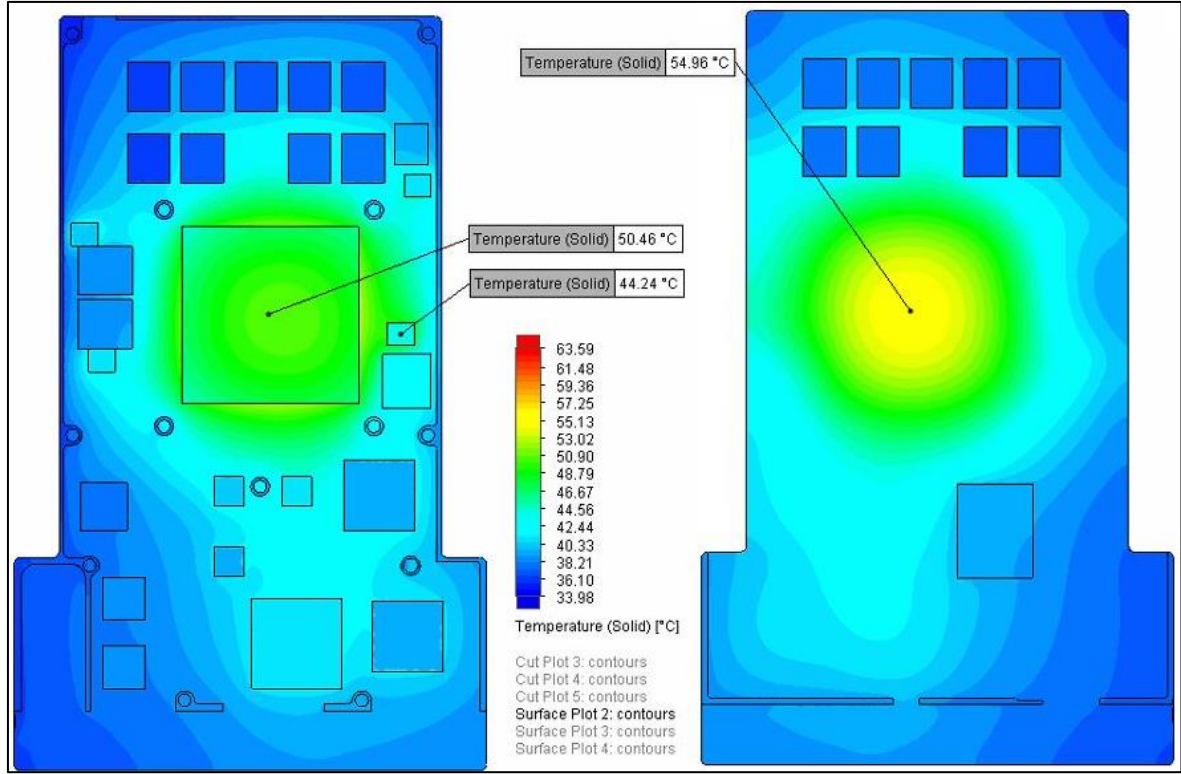
Fan performansı %90 kapasitede olduğu durumda fan eğrisinin grafiği Şekil 6.4'te gösterilmektedir. Analiz sonuçları ise Resim 6.30, Resim 6.31, Resim 6.32 ve Resim 6.33'te gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde M1 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri 50,46°C, M8 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri 44,24°C'dir. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı Resim 6.30'da gösterilmektedir. Burada, M1 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri 44,34°C, M8 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri ise 40,46°C'dir. Kapakta yer alan sıcaklık dağılımı ise Resim 6.32'de gösterilmektedir. Birimin soğutulmasında etkili olan havanın z eksenindeki hız dağılımı ise Resim 6.33'te gösterilmektedir.



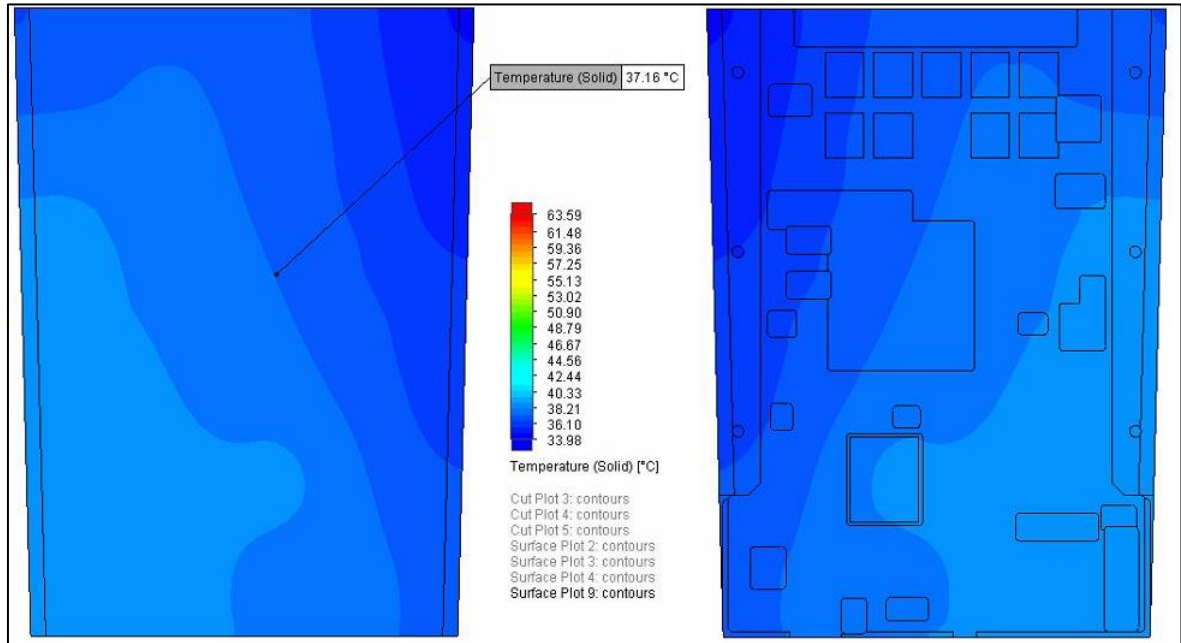
Şekil 6.4. Fan performansı %90 iken fan eğrisi



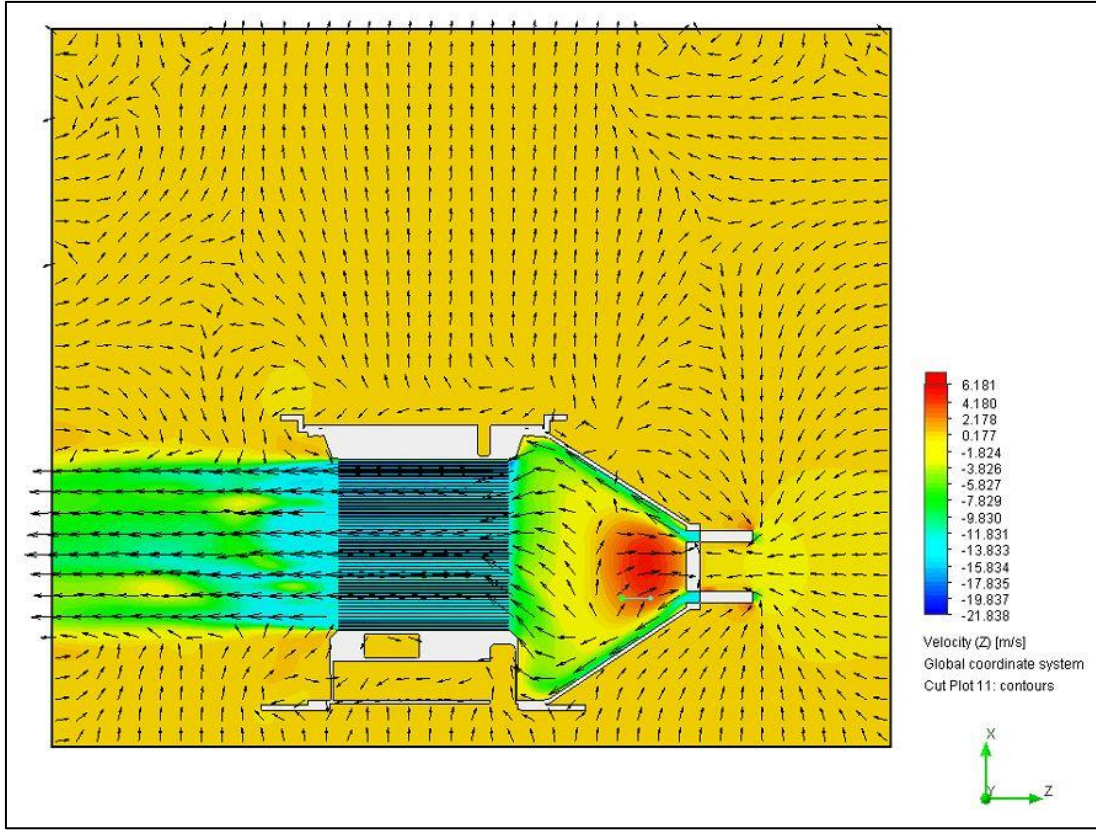
Resim 6.30. Fan performansı %90 iken plakadaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.31. Fan performansı %90 iken karttaki sıcaklık dağılımı

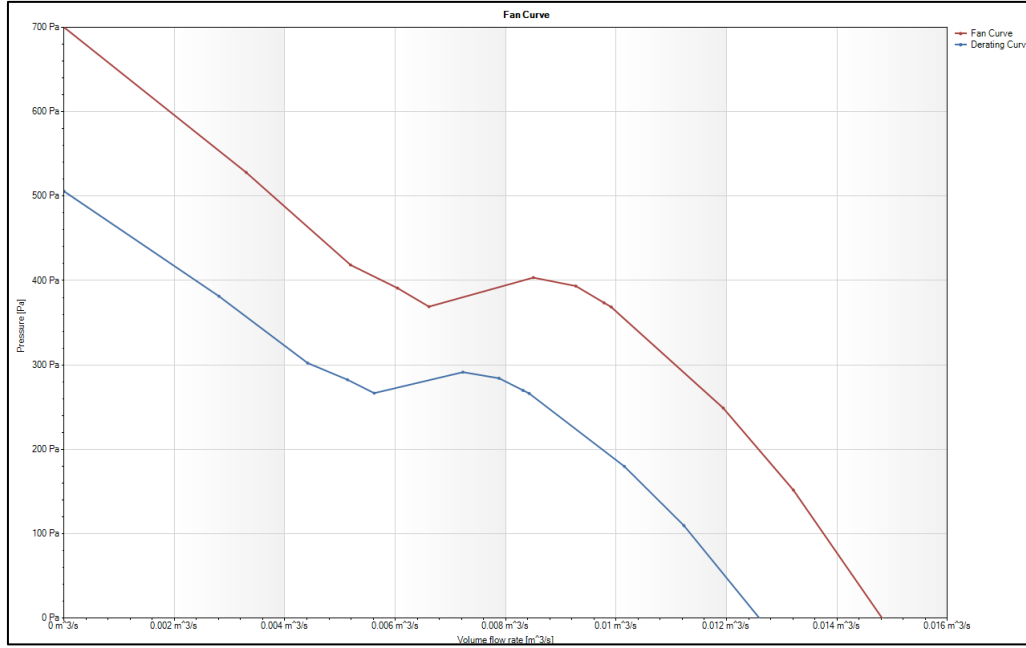


Resim 6.32. Fan performansı %90 iken kapaktaki sıcaklık dağılımı

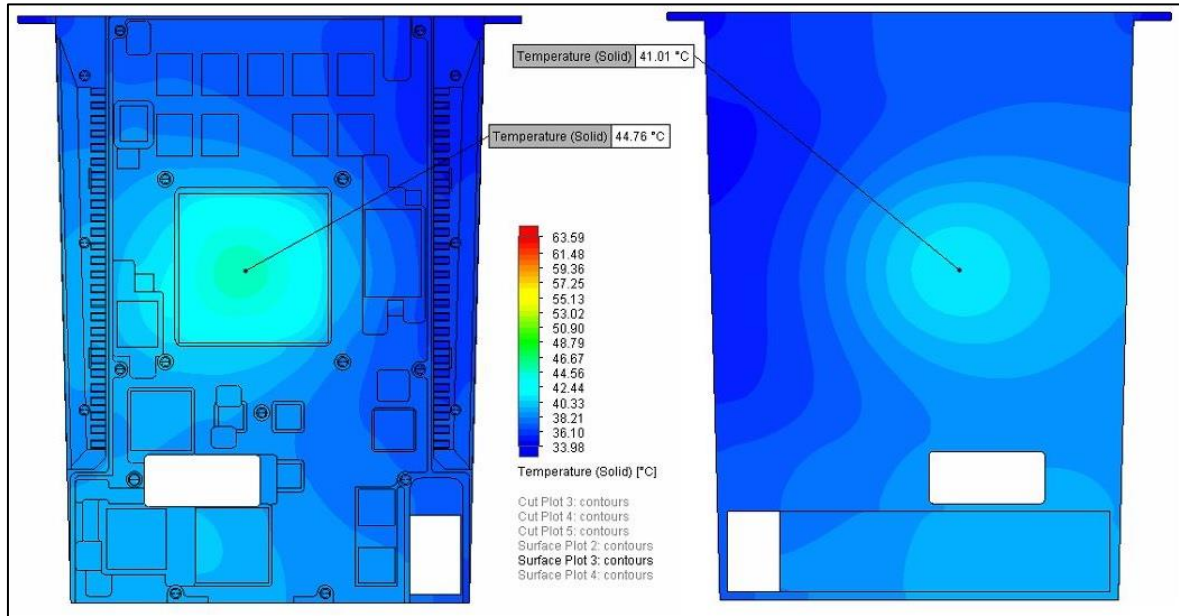


Resim 6.33. Fan performansı %90 iken z eksenindeki hız dağılımı

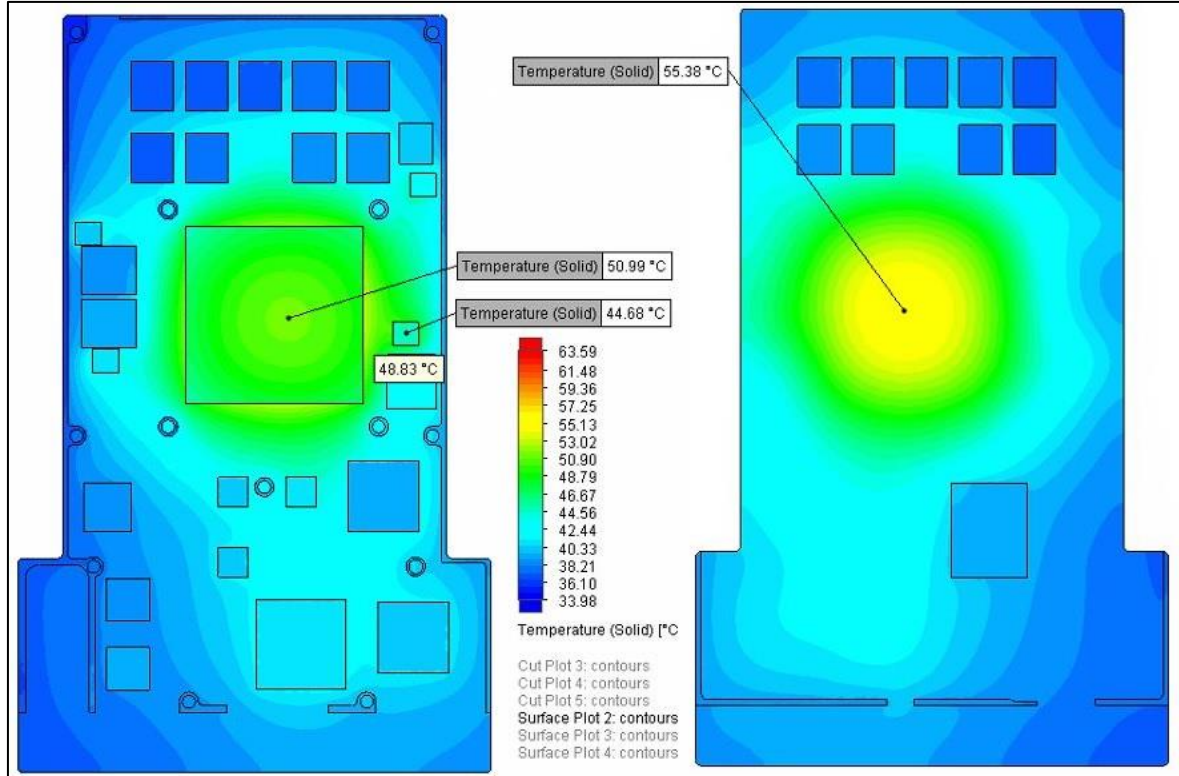
Fan performansı %85 kapasitede olduğu durumda fan eğrisinin grafiği Şekil 6.5'te gösterilmektedir. Analiz sonuçları ise Resim 6.34, Resim 6.35, Resim 6.36 ve Resim 6.37'de gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde M1 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri 50,99°C, M8 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri 44,68°C'dir. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı Resim 6.34'te gösterilmektedir. Burada, M1 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri 44,76°C'dir. Kapakta yer alan sıcaklık dağılımı ise Resim 6.36'da gösterilmektedir. Birimin soğutulmasında etkili olan havanın z eksenindeki hız dağılımı ise Resim 6.37'de gösterilmektedir.



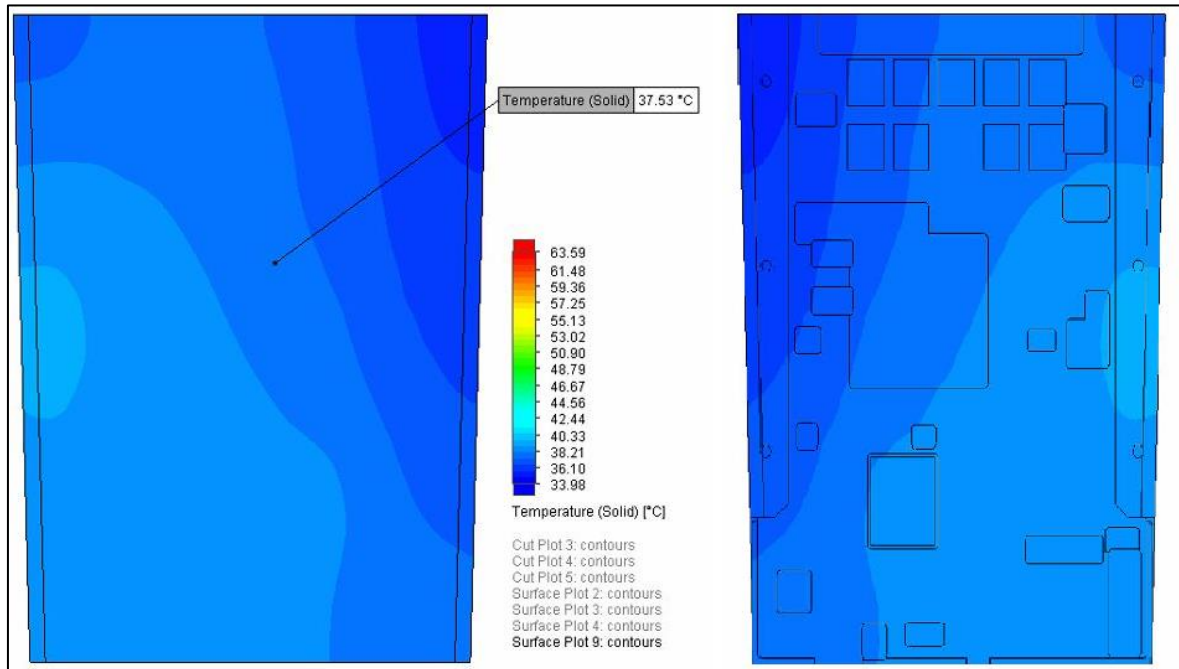
Şekil 6.5. Fan performansı %85 iken fan eğrisi



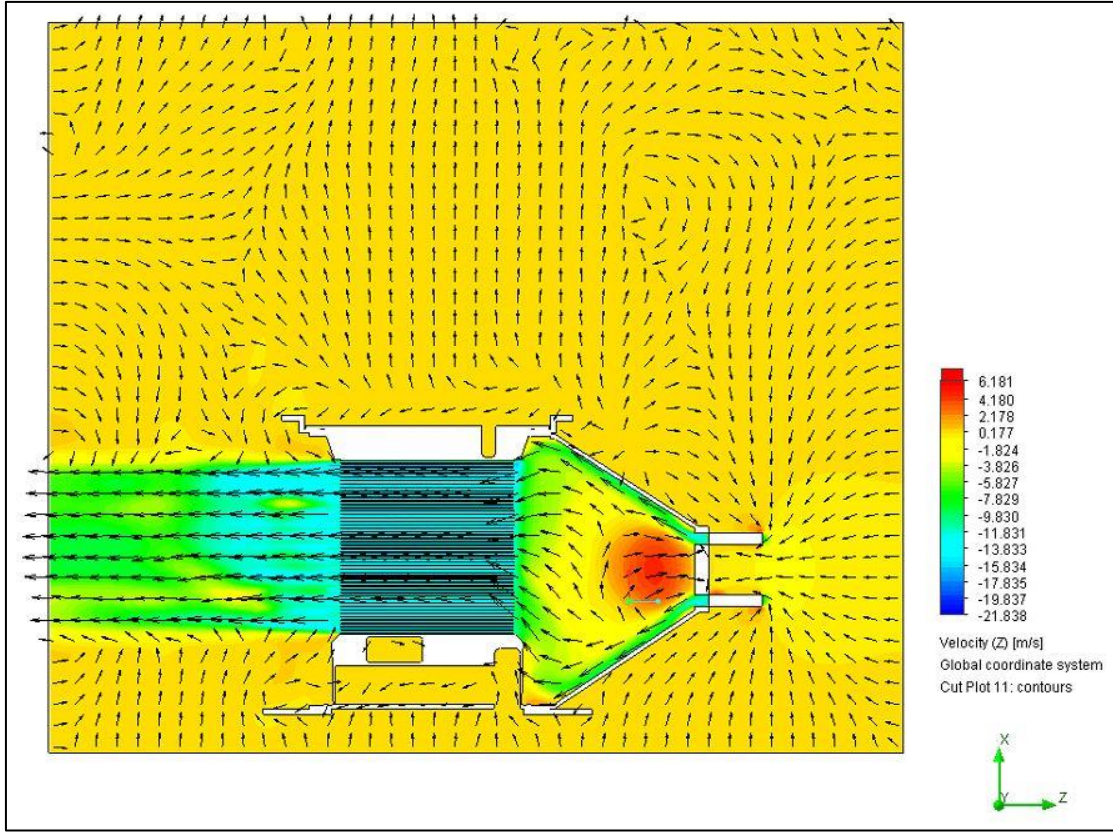
Resim 6.34. Fan performansı %85 iken plakadaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.35. Fan performansı %85 iken karttaki sıcaklık dağılımı

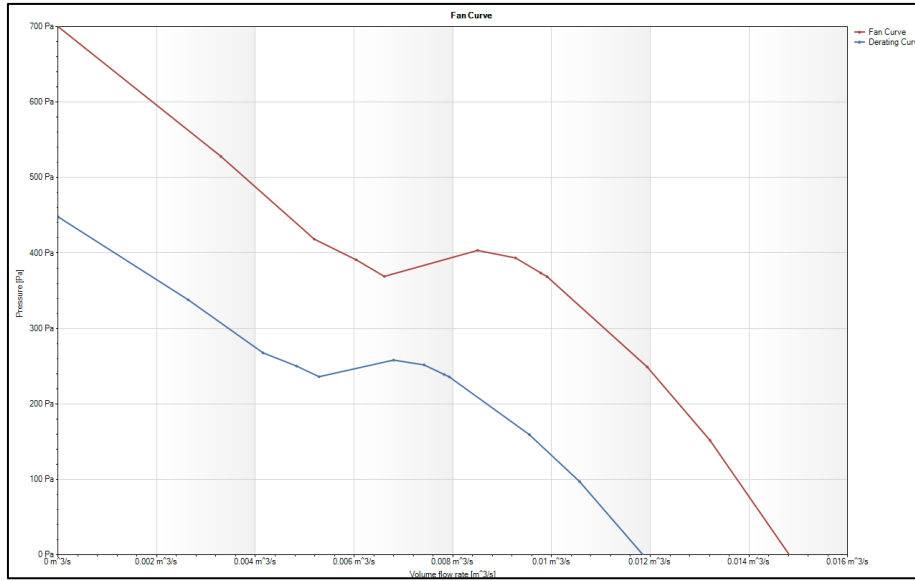


Resim 6.36. Fan performansı %85 iken kapadaki sıcaklık dağılımı

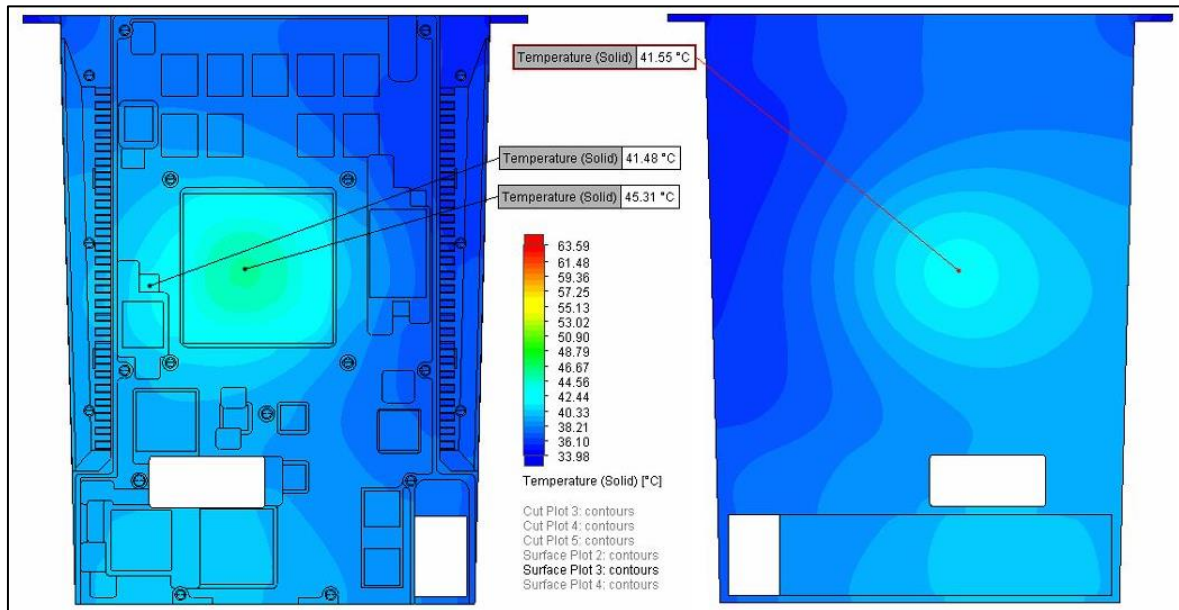


Resim 6.37. Fan performansı %85 iken z eksenindeki hız dağılımı

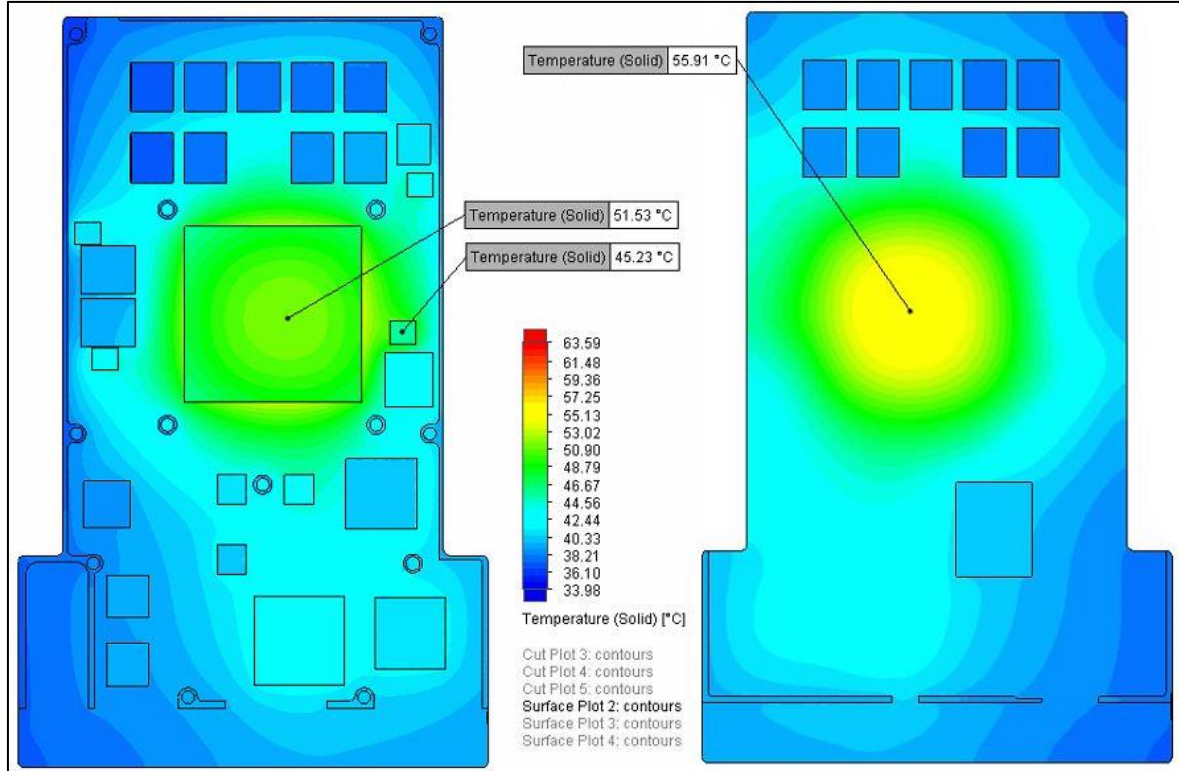
Fan performansı %80 kapasitede olduğu durumda fan eğrisinin grafiği Şekil 6.6'da gösterilmektedir. Analiz sonuçları ise Resim 6.38, Resim 6.39, Resim 6.40 ve Resim 6.41'de gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde M1 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri 51,53°C, M8 entegresi üzerinden ölçülen sıcaklık değeri 45,23°C'dir. Sıcaklığın plaka üzerindeki dağılımı Resim 6.38'de gösterilmektedir. Burada, M1 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri 45,31°C, M8 entegresinin ısıl pedinin bastığı yüzeyde ölçülen sıcaklık değeri ise 41,48°C'dir. Kapakta yer alan sıcaklık dağılımı ise Resim 6.40'ta gösterilmektedir. Birimin soğutulmasında etkili olan havanın z eksenindeki hız dağılımı ise Resim 6.41'de gösterilmektedir.



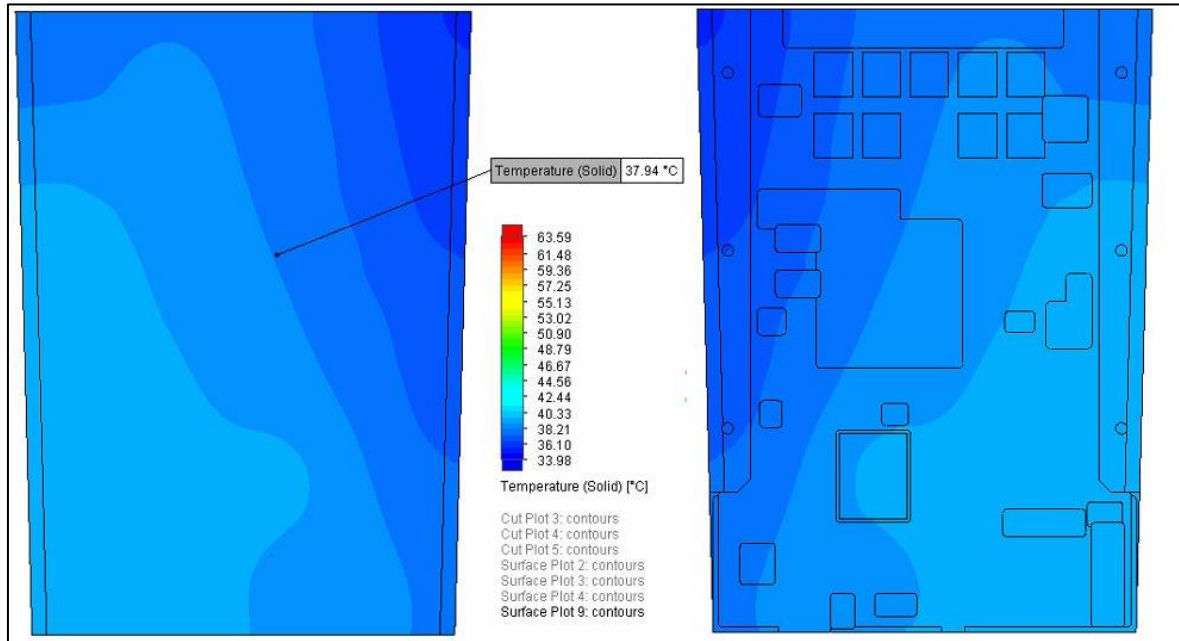
Şekil 6.6. Fan performansı %80 iken fan eğrisi



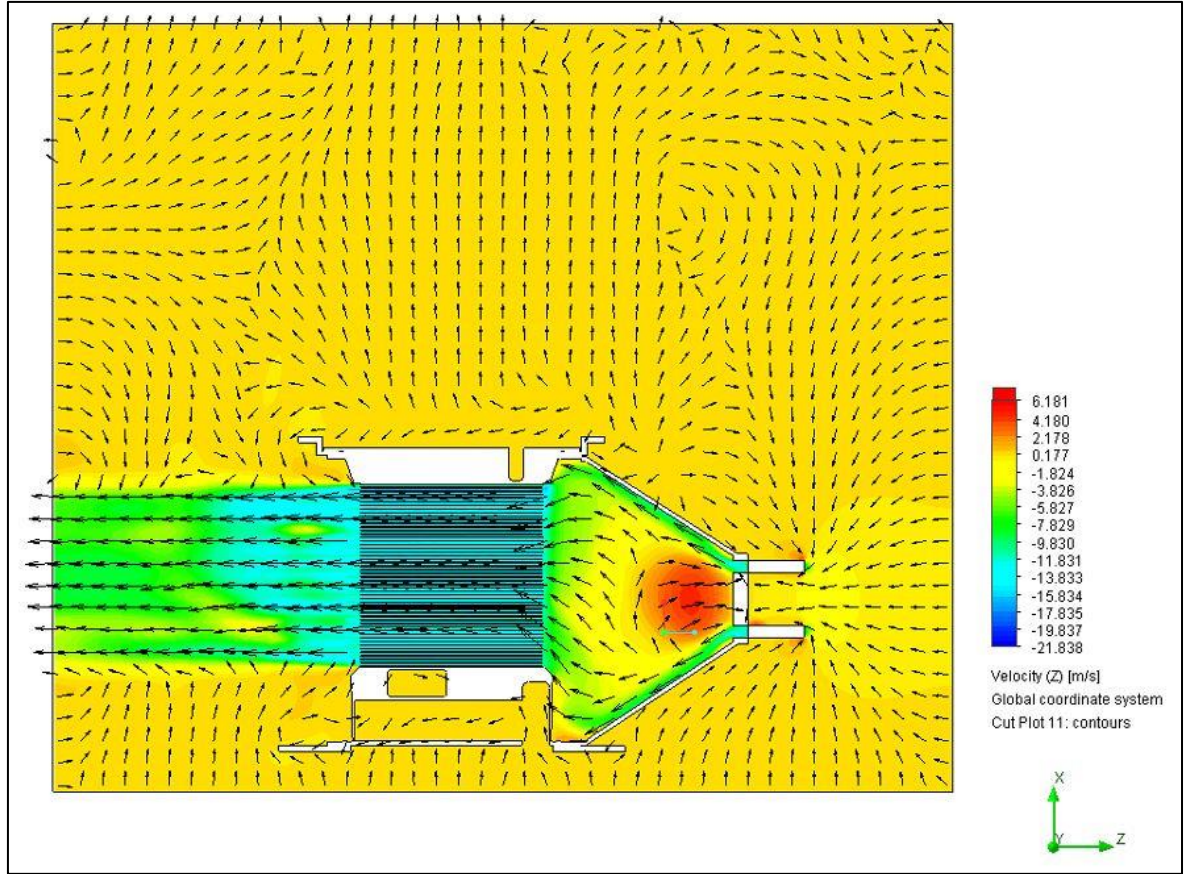
Resim 6.38. Fan performansı %80 iken plakadaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.39. Fan performansı %80 iken karttaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.40. Fan performansı %80 iken kapaktaki sıcaklık dağılımı



Resim 6.41. Fan performansı %80 iken z eksenindeki hız dağılımı

6.3. Geleneksel Zorlanmış ve Doğrudan Hava Akışı ile Soğutma Metodu Analizlerinin Karşılaştırılması

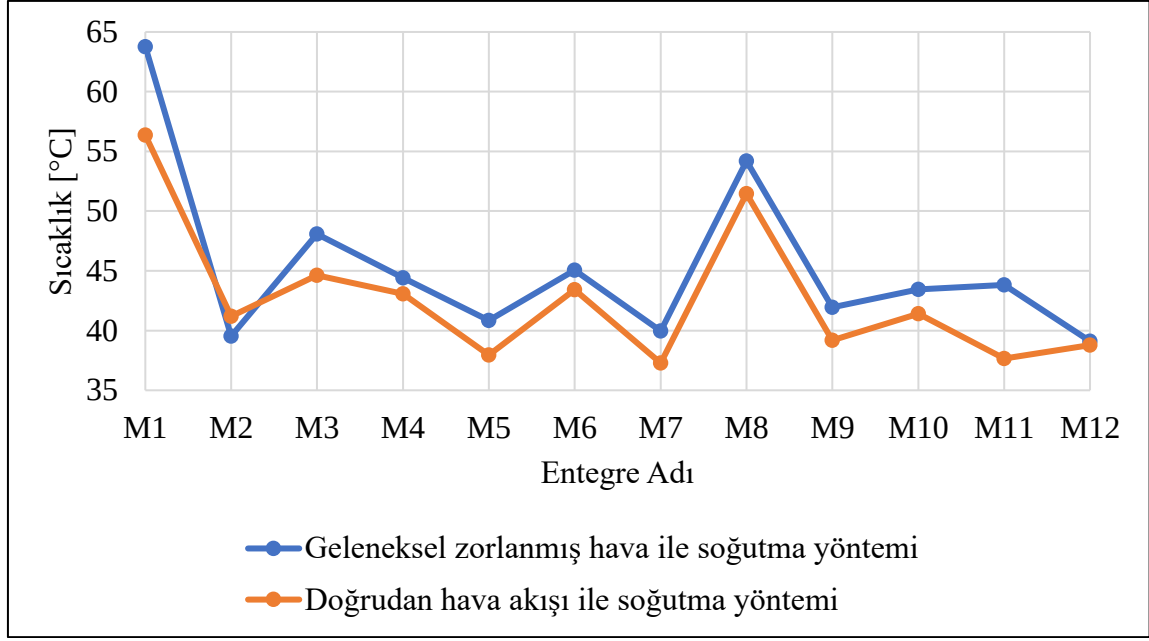
Geleneksel zorlanmış ve doğrudan hava akışı ile soğutma yöntemlerine yapılan analizler sonucunda ölçülen entegre sıcaklıkları Çizelge 6.1’de gösterilmektedir. Bu analizler, fan performansı %100 ve kanatçık aralığı $b=1,5$ mm olduğu durumlardaki sonuçlardır.

Çizelge 6.1. Soğutma yöntemleri sonucunda entegrelerin en yüksek sıcaklık değerleri

Entegre Adı	T_{ghs} (°C)	T_{dhs} (°C)	$T_{ghs} - T_{dhs}$ (°C)
M1	63,77	56,33	7,44
M2	39,52	41,19	-1,67
M3	48,09	44,63	3,46
M4	44,42	43,06	1,36
M5	40,84	37,95	2,89
M6	45,06	43,43	1,63
M7	39,95	37,28	2,67
M8	54,19	51,46	2,73
M9	41,94	39,18	2,76
M10	43,44	41,42	2,02
M11	43,81	37,66	6,15
M12	39,11	38,78	0,33

Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde iletim ile ısıнын aktarımı önemli bir yer tutmaktadır. Isı, karttaki entegrelerden kenarlara doğru aktığı için kenarda bulunan entegrelerin soğuması daha kolay olacaktır. Bu nedenle bu yöntemin kullanımında ısınan malzemeler mümkünse kenarlara yakın konumlandırılmalıdır.

Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde ısı, entegreye yakın mesafede kanatçıklardan geçirilen hava sayesinde uzaklaştırılmaktadır. Bu nedenle bu yöntemin kullanımında yüksek ısı yayan malzemeler mümkünse kanatçıkların hizasında konumlandırılmalıdır. Bu çalışmada M2 entegresinin altında kanatçık yoktur. Bundan dolayı doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde M2 entegresinin sıcaklığının geleneksel yöntemle göre 1,67°C daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Ancak diğer tüm entegreler için daha iyi sonuçlar gözlemlenmektedir. Analizler sonrasında M1 entegresinin sıcaklığı 56,33°C ölçülmüştür. Bu sıcaklık geleneksel hava ile soğutma yöntemine göre 7,44°C daha düşüktür.



Şekil 6.7. Entegre sıcaklıklarının yöntemlere göre kıyaslanması

Entegre sıcaklıkları, yöntemlere göre karşılaştırılmalı olarak Şekil 6.7’de verilmiştir. Entegrelerin soğutulmasından sonra hesaplanan sıcaklık değerleri, entegrelerin emniyetli bir şekilde çalışmasını sınırlandıran sıcaklık değerinin (T_{maks}) altındadır. Ancak bu analizler oda sıcaklığı referans alınarak yapılmıştır. Güvenli çalışma sıcaklığı entegreler için kritik öneme sahiptir. Entegre kritik sıcaklığa yakın bir sıcaklık aralığında çalışıyorsa bu durum entegrenin ömrünün kışalmasına sebep olacaktır. Daha düşük sıcaklıklar, entegrelerin daha uzun ömürlü olmasına ve daha verimli çalışmasına olanak sağlayacaktır.

Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma metodunda birim içerisinde birden fazla kart yer aldığına bu kartların yaydığı ısılar birbirini etkilemektedir. Ancak doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde birim içerisinde birden fazla kart yer aldığına kartlar birbirini ısıl yönden etkileyecektir. Eğer iki yönteme birden fazla kart ile analiz yapılırsa doğrudan hava akışı ile soğutmanın daha etkili bir soğutma sağlaması beklenmektedir.

6.4. Analizlerin Doğrulanması

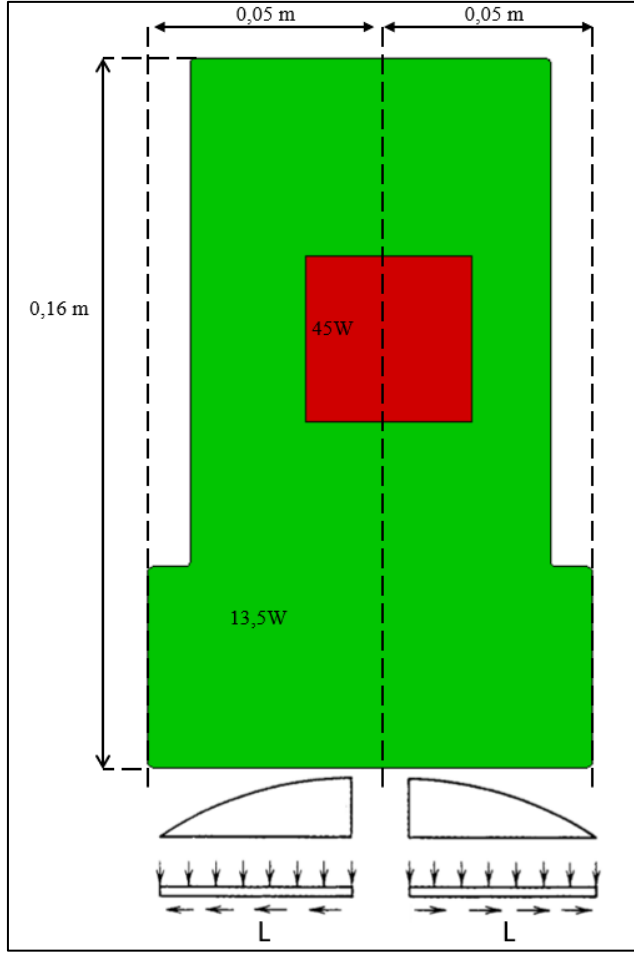
6.4.1. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminin analitik olarak doğrulanması

Tipik bir baskı devre kartında, ısı, entegrenin altındaki ısı emiciye, daha sonra BDK'nın dış kenarlarına akacaktır. Isı emici şerit genellikle yüksek ısı iletkenliğine sahip bakır veya alüminyumdan yapılır. BDK'nın merkezinde maksimum sıcaklık ve kenarlarında minimum sıcaklık oluşacaktır. Bu durum parabolik bir sıcaklık dağılımı üretir. Bir şeridin sadece bir tarafı göz önüne alındığında, L uzunluğundaki açıklık boyunca şeridin küçük bir dx elemanı göz önüne alınarak bir ısı dengesi denklemi elde edilebilir (Steinberg, 1980). Bu denklem Eşitlik 6.1'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\Delta T = \frac{Q \cdot L_q}{2 \cdot k_{Al} \cdot A} \quad (6.1)$$

Bu denklemde Q yayılan ısıyı, L_q ısının akış yolunun uzunluğu, k_{Al} alüminyumun ısı iletkenlik katsayısı ve A kesit alanını ifade etmektedir.

Kullanılan BDK toplam 58,5 W ısı yayan entegrelerden oluşmaktadır. M1 entegresi 45 W ısı yaymaktadır. Kalan 13,5 W ısının karttan yayıldığı varsayımı yapılacaktır. Resim 6.42'de BDK'nın yaydığı ısıların dağılımı gösterilmektedir. Alüminyum plakanın merkezinden kenarlara olan toplam sıcaklık farkı Eşitlik 6.2 ve Eşitlik 6.3'te hesaplanarak sonuç Eşitlik 6.4'te verilmiştir. Kullanılan alüminyum plakanın kalınlığı 3,3 mm ve uzunluğu 147 mm'dir.



Resim 6.42. BDK ısı dağılımı

Kart üzerine dağıtılmış 13,5W için;

$$\Delta T_1 = \frac{Q \cdot L_q}{2 \cdot k_{Al} \cdot A} = \frac{(13,5/2 \text{ Watt})(0,05 \text{ m})}{2(155 \text{ W/mK})(0,147 \times 0,0033 \text{ m}^2)} = 2,24^\circ\text{C} \quad (6.2)$$

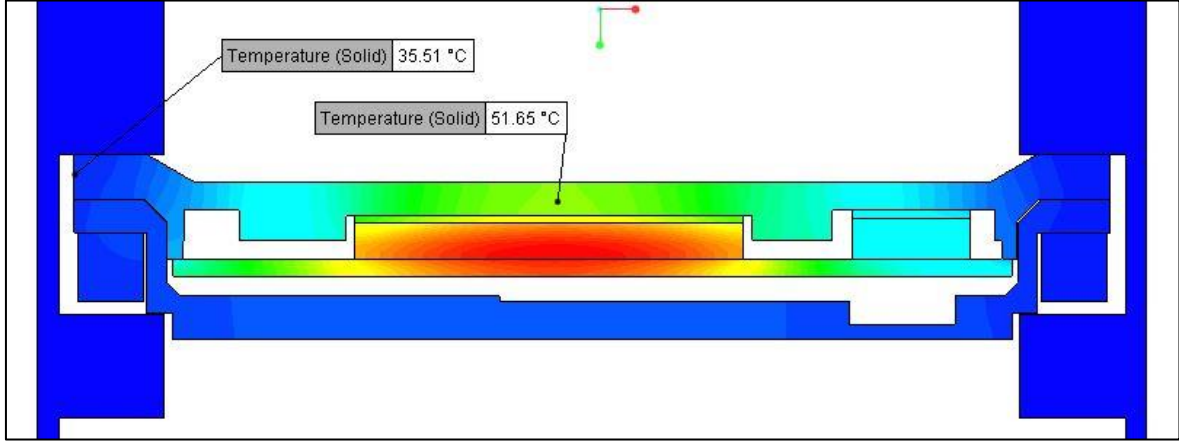
M1 entegresi için;

$$\Delta T_2 = \frac{Q \cdot L_q}{k_{Al} \cdot A} = \frac{(45/2 \text{ Watt})(0,05 \text{ m})}{(155 \text{ W/mK})(0,147 \times 0,0033 \text{ m}^2)} = 14,96^\circ\text{C} \quad (6.3)$$

$$\Delta T_1 + \Delta T_2 = 2,24 + 14,96 = 17,2^\circ\text{C} \quad (6.4)$$

Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yöntemi için yapılan analizler sonucunda alüminyum plakanın merkezi ve kenarı arasındaki sıcaklık dağılımı Resim 6.43'te gösterilmektedir.

Merkezdeki sıcaklık 51,65°C olarak belirlenirken kenar sıcaklığı 35,51°C olarak belirlenmiştir. Analizler sonucu elde edilen sıcaklık farkı Eşitlik 6.5'te verilmiştir.



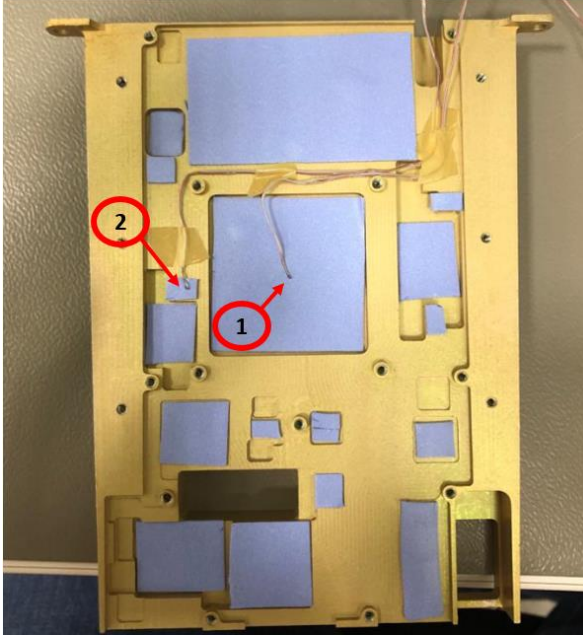
Resim 6.43. Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde sıcaklık dağılımı

$$\Delta T_3 - \Delta T_2 = 51,65 - 35,51 = 16,14^\circ\text{C} \quad (6.5)$$

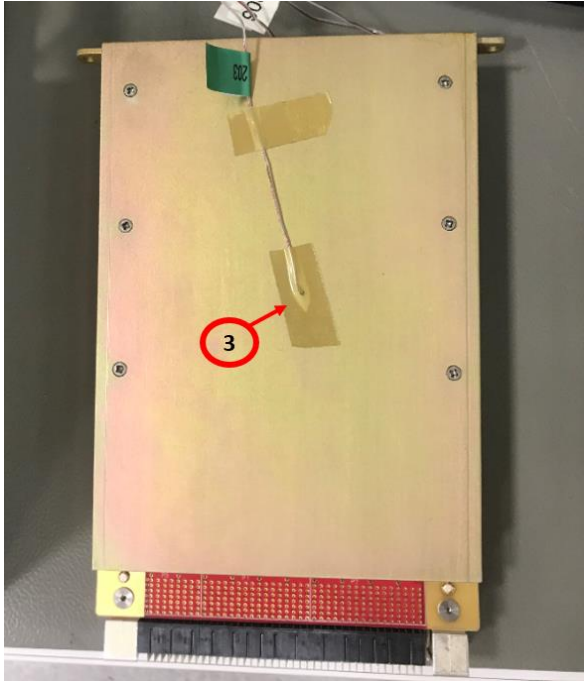
Analitik çözüm sonucu Eşitlik 6.4'te elde edilen sıcaklık farkı ile analizler sonucu Eşitlik 6.2'den elde edilen sıcaklık farkı karşılaştırıldığında 1,06°C fark olduğu gözlemlenmiştir.

6.4.2. Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminin deneysel olarak doğrulanması

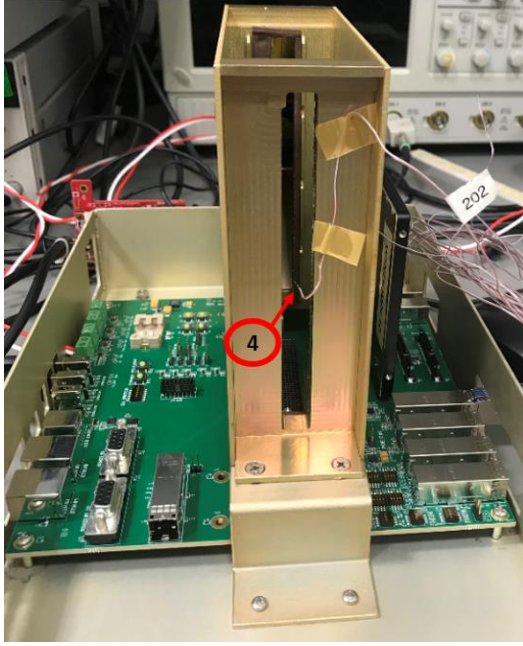
Doğrudan hava akışı için hazırlanan test düzeneğinde takılabilir modül, davlumbaz, fan, şasi, test kartı, güç kaynağı, veri toplayıcısı ve anemometre kullanılmıştır. Ayrıca M1 ve M8 entegrelerinin sıcaklığını ölçmek için entegrelerin ısıl pedlerinin üzerine, kanatçıkların yer aldığı plaka ve kapakta M1 entegresinin olduğu bölge ve hava çıkışında olmak üzere 5 adet ısıl çift kullanılmıştır. Kullanılan ısıl çiftlerin görselleri Resim 6.44, Resim 6.45, Resim 6.46 ve Resim 6.47'de gösterilmektedir. Isıl çiftlerin numaralandırılması, veri okuyucudaki kanallara takılma sırasına göre verilmiştir.



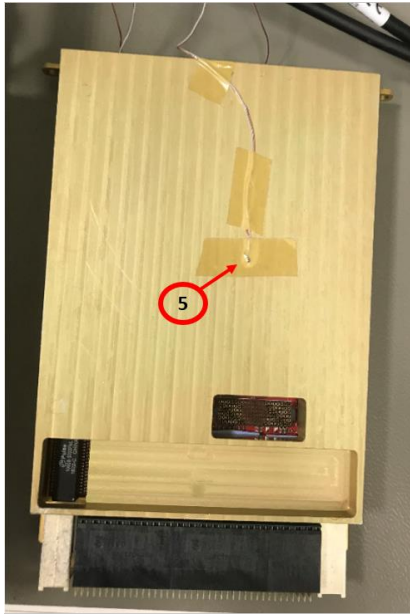
Resim 6.44. M1 ve M8 entegrelerinin sıcaklığını ölçmek için kullanılan ısı çiftleri



Resim 6.45. Kapakta bulunan ısı çifti (Plaka 1)



Resim 6.46. Hava çıkışına yerleştirilen ısıl çift



Resim 6.47. Kanatçıklı plakaya yerleştirilen ısıl çift (Plaka 2)

Isıl çiftlerin takıldığı veri okuyucuda 5 kanalda sıcaklıklar ölçülmüştür. Kullanılan veri okuyucu Resim 6.48’de gösterilmiştir.

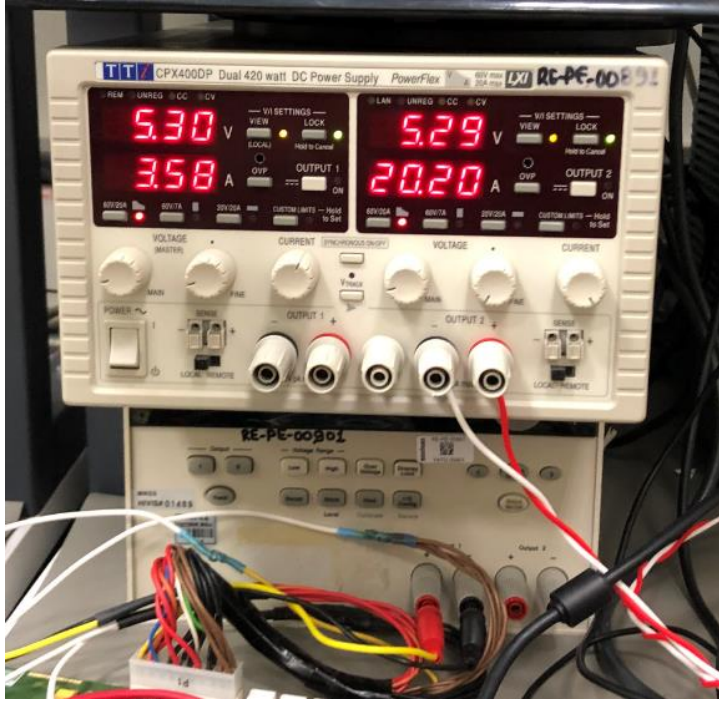


Resim 6.48. Veri okuyucu

Test düzeneğinde kullanılan güç kaynakları Resim 6.49'da ve Resim 6.50'de gösterilmektedir. Resim 6.50'de gösterilen güç kaynağı fana ve baskı devre kartına güç vermektedir.



Resim 6.49. Güç kaynağı



Resim 6.50. Güç kaynağı

Yapılan testin düzeneği Resim 6.51’de gösterilmektedir.



Resim 6.51. Test düzeneği

Soğuk plakada kanatçıklardan çıkan havanın hızını ölçmek için kullanılan anemometre Resim 6.52’de gösterilmektedir. Hava çıkışında anemometreden ölçülen ortalama hız 7 m/s’dir.



Resim 6.52. Hız ölçümü yapılan anemometre

Çizelge 6.2. Doğrudan hava akışı yöntemi ile yapılan test sonuçları

Saat	BDK Akım(A)	BDK Gerilim(V)	BDK Güç(W)	Fan Akım(A)	Fan Gerilim(V)	Fan Güç(W)	T _j (°C)	T _{case} (°C)	T _{case} (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)
	M1	M1	M8	Plaka1	Hava çıkışı	Plaka2						
13:40	Test setup kuruldu. Ortam sıcaklığı 26°C											
13:58	Fan çalıştırıldı											
14:10	Turbo Kapalı											
14:10	%90 Modu											
14:12	8,3	5,28	43,824	0,77	12,21	9,4017	54	47,28	36,07	33,35	31,7	36,34
14:14	8,3	5,28	43,824	0,77	12,21	9,4017	55	47,44	37,22	35,73	32,52	37,23
14:16	8,5	5,28	44,88	0,77	12,21	9,4017	55	48,69	37,6	35,72	32,68	37,02
14:18	8,5	5,28	44,88	0,77	12,21	9,4017	55	49,13	37,8	35,93	32,78	37,94
14:20	8,5	5,28	44,88	0,77	12,21	9,4017	55	48,65	37,84	35,96	32,74	38,04
14:22	8,5	5,28	44,88	0,77	12,21	9,4017	55	49,09	37,9	35,99	33,03	38,32
14:25	8,5	5,28	44,88	0,77	12,21	9,4017	55	48,18	38,03	36,81	33,1	37,96
14:27	8,5	5,28	44,88	0,77	12,21	9,4017	55	47,44	37,95	35,81	33,19	38,57
14:28	%90 Modu Durduruldu											
14:31	4,5	5,28	23,76	0,77	12,21	9,4017	44	38,87	34,63	34,21	31,21	34,39
14:32	Turbo Açık											
14:32	%90 Modu											
14:33	10,7	5,28	56,496	0,77	12,21	9,4017	58	49,06	35,43	33,7	31,73	35,32
14:34	10,7	5,28	56,496	0,77	12,21	9,4017	63	52,86	38,87	35,66	33,3	38,73
14:36	10,7	5,28	56,496	0,77	12,21	9,4017	64	54,55	40,23	37,6	34,29	39,84
14:40	10,7	5,28	56,496	0,77	12,21	9,4017	65	55,02	40,89	39,18	34,98	41,06
14:42	10,7	5,28	56,496	0,77	12,21	9,4017	65	54,96	41,06	39,38	34,96	41,14
14:44	10,7	5,28	56,496	0,77	12,21	9,4017	65	55	41,04	39,48	35,07	41,22
14:44	Turbo Açık											
14:44	%100 Modu											
14:45	11	5,28	58,08	0,77	12,21	9,4017	54	55,76	41,12	38,41	35,02	40,9
14:47	11,08	5,28	58,5024	0,77	12,21	9,4017	63	55,86	41,43	39,43	35,33	41,39
14:48	11,08	5,28	58,5024	0,77	12,21	9,4017	66	56,62	41,35	38,63	35,14	42,09
14:49	11,08	5,28	58,5024	0,77	12,21	9,4017	66	56,45	41,44	39,23	35,17	41,73
14:50	11,08	5,28	58,5024	0,77	12,21	9,4017	66	56,39	41,4	39,4	35,42	41,64
14:51	11,08	5,28	58,5024	0,77	12,21	9,4017	66	56,59	41,55	38,87	36,42	41,98
14:52	11,08	5,28	58,5024	0,77	12,21	9,4017	66	56,3	41,76	39,65	35,47	41,57
14:53	11,08	5,28	58,5024	0,77	12,21	9,4017	66	56,24	41,78	40,05	35,48	41,91

Çizelge 6.2’de görülen M1’in T_j sıcaklık değeri yazılımdan elde edilmiştir. M1 entegresi farklı malzemelerden oluştuğu için ısı iletkenlik katsayısı yaklaşık olarak 7,1 W/(m.K) kabul edilmiştir. Bu değer M1 entegresine benzer entegrelerin ısı iletkenlik katsayısına yakın olduğu için tercih edilmiştir. Test oda sıcaklığında ve Ankara’da gerçekleştirilmiştir. Yapılan test ile aynı ortam sıcaklığında ve basıncında (Ankara’nın ortalama basıncı 93 kPa) hazırlanan analizlerle karşılaştırılması aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Test esnasında fanın çektiği güç 9,4 W'tır. Fan %100 performansta çalıştığında 10,8 W güç harcamaktadır. Bu durumda test esnasında fan %87 performansla çalışmaktadır.
- M1 entegresinin sıcaklığını ölçmek için Resim 6.44'te gösterilen 1 numaralı ısı çift kullanılmış ve 56,24°C olarak ölçülmüştür. Analizlerde fan %90 verimle çalıştığında, bu sıcaklık değeri Resim 6.31'de görüldüğü gibi 50,46°C'dir. Analizlerde fan %85 verimle çalıştığında, bu sıcaklık değeri Resim 6.35'te görüldüğü gibi 50,99°C'dir. Fan testlerde %87 performansla çalıştığı için sıcaklık bu iki değer arasında olacaktır. Analiz ve test sonuçları arasında yaklaşık 6°C fark vardır.
- M8 entegresinin sıcaklığını ölçmek için Resim 6.44'te gösterilen 2 numaralı ısı çift kullanılmış ve 41,78°C olarak ölçülmüştür. Analizlerde fan %90 verimle çalıştığında, bu sıcaklık değeri Resim 6.31'de görüldüğü gibi 44,24°C'dir. Analizlerde fan %85 verimle çalıştığında, bu sıcaklık değeri Resim 6.35'te görüldüğü gibi 44,68°C'dir. Fan testlerde %87 performansla çalıştığı için sıcaklık bu iki değer arasında olacaktır. Analiz ve test sonuçları arasında yaklaşık 2,5°C fark vardır. Bu fark entegrenin ısı iletim katsayısının gerçek değerinin girilmemesinden kaynaklanmaktadır.
- Plaka 1'in sıcaklığını ölçmek için Resim 6.45'te gösterilen 3 numaralı ısı çift kullanılmış ve 40,05°C olarak ölçülmüştür. Analizlerde fan %90 verimle çalıştığında, bu sıcaklık değeri Resim 6.32'de görüldüğü gibi 37,16°C'dir. Analizlerde fan %85 verimle çalıştığında, bu sıcaklık değeri Resim 6.36'da görüldüğü gibi 37,53°C'dir. Fan testlerde %87 performansla çalıştığı için sıcaklık bu iki değer arasında olacaktır. Analiz ve test sonuçları arasında yaklaşık 2,7°C fark vardır.
- Hava çıkışındaki sıcaklığı ölçmek için Resim 6.46'da gösterilen 4 numaralı ısı çift kullanılmış ve 35,48°C olarak ölçülmüştür. Analizlerde fan %90 verimle çalıştığında, bu sıcaklık değeri Resim 6.32'de görüldüğü gibi 32,08°C'dir. Analizlerde fan %85 verimle çalıştığında, bu sıcaklık değeri Resim 6.36'da görüldüğü gibi 32,49°C'dir. Fan testlerde %87 performansla çalıştığı için sıcaklık bu iki değer arasında olacaktır. Analiz ve test sonuçları arasında yaklaşık 3,2°C fark vardır.
- Plaka 2'nin sıcaklığını ölçmek için Resim 6.47'de gösterilen 5 numaralı ısı çift kullanılmış ve 41,91°C olarak ölçülmüştür. Analizlerde fan %90 verimle çalıştığında, bu sıcaklık değeri Resim 6.30'da görüldüğü gibi 40,57°C'dir. Analizlerde fan %85 verimle çalıştığında, bu sıcaklık değeri Resim 6.34'te görüldüğü gibi 41,01°C'dir. Fan testlerde %87 performansla çalıştığı için sıcaklık bu iki değer arasında olacaktır. Analiz ve test sonuçları arasında yaklaşık 1°C fark vardır.

- %87 fan performansında analiz sonuçlarına göre hava çıkış hızı ortalama 7,5 m/s'dir. Test sonuçlarına göre hava çıkış hızı ortalama 7 m/s'dir.

Test ve analizlerin karşılaştırılması özet olarak Çizelge 6.3'te verilmektedir.

Çizelge 6.3. Test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması

	Test Sonuçları [°C]	Analiz Sonuçları* [°C]
M1 Sıcaklığı	56,24	50,73
M8 Sıcaklığı	41,78	44,46
Plaka 1	40,05	37,35
Hava Çıkışı	35,48	32,49
Plaka 2	41,91	40,79

*Analiz sonuçlarında yer alan sıcaklıklar fan performansının %85 ve %90 değerlerindeki ortalama sıcaklıklardır.

Test sonuçlarına göre doğrudan hava akışı ile soğutma sağlayan modülün soğutma etkinliği Eşitlik 6.6'ya göre hesaplanmaktadır. Burada, fanın çektiği tüm gücün ısıya dönüştüğü varsayımı yapılmıştır.

$$SE = \frac{\dot{Q}_{\text{çekilen}}}{\dot{Q}_{\text{giren}}} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T}{\dot{Q}_{\text{BDK}} + \dot{Q}_{\text{Fan}}} = \frac{\rho \cdot V \cdot A \cdot c_p \cdot (T_{\text{hava çıkışı}} - T_{\text{hava girişi}})}{\dot{Q}_{\text{BDK}} + \dot{Q}_{\text{Fan}}} \quad (6.6)$$

$$SE = \frac{55,56 \text{ W}}{67,9 \text{ W}} = 0,818 \quad (6.7)$$

7. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

7.1. Değerlendirme

Bu çalışmada, baskı devre kartlarının soğutulması amacıyla kullanılan geleneksel zorlanmış hava akışıyla ve doğrudan hava akışıyla soğutma yöntemlerinin karşılaştırılması ele alınmıştır. Isıl analizler gerçekleştirilerek sonuçlar değerlendirilmiştir. Sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- 45 W'lık en yüksek güç yoğunluğuna sahip M1 entegresinin sıcaklığı, geleneksel zorlanmış hava ile soğutma yönteminde 63,77°C ölçülmüştür. Bu entegre doğrudan hava akışı ile soğutulduğunda ise sıcaklık değeri 56,33°C ölçülmüştür. Doğrudan hava akışı ile 7,44 °C daha düşük sıcaklık elde edilmiştir.
- Kanatçık aralığı daraldıkça sistemdeki basınç kaybının artar ve buna bağlı olarak fanın debisi azalır. Kanatçık aralığı arttıkça entegrelerin altında kalan kanatçık sayısı azalır. Doğrudan hava akışı ile soğutma metodunda bu bilgiler ışığında yapılan analizlerde, kanatçık aralığı $b=1,2$ mm iken en iyi soğutma sağlanmıştır.
- Fanın çalışma performansı arttıkça çalışma debisi artmakta ve daha iyi soğutma sağlanmaktadır.

7.2. Öneriler

Çalışma sonucunda ileri araştırmalar için şu çalışmaların yapılması önerilmektedir:

- Doğrudan hava akışı ile soğutma yönteminde tasarlanan plaka 1 inç genişliğindedir. Soğutma verimini daha fazla artırmak amacıyla 1,5 inç genişliğinde plaka tasarımı yapılabilir.
- Geleneksel zorlanmış hava ile soğutma metodunda birim içerisine birden fazla kart takıldığında iletimin etkisine bağlı olarak kartların yaydığı ısılar birbirini etkileyecektir. Ancak doğrudan hava akışı metodunda iletimin etkisi en aza indiği için kartların birbirini etkilemesi beklenmemektedir. Her iki yöntemde kullanılan kartların sayısı artırılarak yeni bir çalışma yapıp, yöntemler karşılaştırılabilir.

KAYNAKLAR

- Ahammed, N., Asirvatham, L. G., and Wongwises, S. (2016). Thermoelectric cooling of electronic devices with nanofluid in a multiport minichannel heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 81-90.
- Ali, H. M., Saieed, A., Pao, W., and Ali, M. (2018). Copper foam/PCMs based heat sinks: An experimental study for electronic cooling systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 381-393.
- An, X., Arora, M., Huang, W., Brantley, W. C., and Greathouse, J. L. (2018). *3d numerical analysis of two-phase immersion cooling for electronic components*. Paper presented at the 2018 17th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm).
- Anandan, S. S., and Ramalingam, V. (2008). Thermal management of electronics: A review of literature. *Journal of Thermal Science*, 12(2), 5-26.
- Arik, M., and Bar-Cohen, A. (1998). *Immersion cooling of high heat flux microelectronics with dielectric liquids*. Paper presented at the Proceedings. 4th International Symposium on Advanced Packaging Materials Processes, Properties and Interfaces (Cat. No. 98EX153).
- Assi, I., Mjallal, I., Farhat, H., Hammoud, M., Ali, S., Al Shaer, A., and Assi, A. (2017). *Using phase change material in heat sinks to cool electronics devices with intermittent usage*. Paper presented at the 2017 IEEE 7th International Conference on Power and Energy Systems (ICPES).
- Baby, R., and Balaji, C. (2012). Experimental investigations on phase change material based finned heat sinks for electronic equipment cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(5-6), 1642-1649.
- Cengel, Y., and Cimbala, J. (2013). *Fluid Mechanics Fundamentals and Applications: Third Edition*: McGraw-Hill Higher Education.
- Cengel, Y. A. (2003). *Heat Transfer: A Practical Approach*. In: McGraw-Hill New York.
- Chang, Y.-W., Chang, C.-C., Ke, M.-T., and Chen, S.-L. (2009). Thermoelectric air-cooling module for electronic devices. *Applied Thermal Engineering*, 29(13), 2731-2737.
- Chaudhari, M., Puranik, B., and Agrawal, A. (2010). Heat transfer characteristics of synthetic jet impingement cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(5-6), 1057-1069.
- Chen, H., Li, G., Yang, J., Zhang, F., Liang, M., and Ji, J. (2019). Experimental and Comparison Study on Two Solar Dish Systems with a High Concentration Ratio. *Journal of Thermal Science*, 1-7.
- DiSalvo, F. J. (1999). Thermoelectric cooling and power generation. *Science*, 285(5428), 703-706.

- Driest, E. V. (1956). On turbulent flow near a wall. *Journal of the aeronautical sciences*, 23(11), 1007-1011.
- Emam, M., Ookawara, S., and Ahmed, M. (2019). Thermal management of electronic devices and concentrator photovoltaic systems using phase change material heat sinks: Experimental investigations. *Renewable Energy*, 141, 322-339.
- Florio, L., and Harnoy, A. (2007). Combination technique for improving natural convection cooling in electronics. *International Journal of Thermal Sciences*, 46(1), 76-92.
- Geisler, K. S., Ivan, and Bar-Cohen, A. (2004). *Immersion cooling module for military COTS applications*. Paper presented at the The Ninth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena In Electronic Systems (IEEE Cat. No.04CH37543), Las Vegas, NV, USA, USA.
- Haghighi, S. S., Goshayeshi, H., and Safaei, M. R. (2018). Natural convection heat transfer enhancement in new designs of plate-fin based heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125, 640-647.
- Han, Y., Luan, W., Jiang, Y., and Zhang, X. (2015). Thermal control of electronics for nuclear robots via phase change materials. *Energy Procedia*, 75, 3301-3306.
- Hetsroni, G., Mosyak, A., and Segal, Z. (2001). Nonuniform temperature distribution in electronic devices cooled by flow in parallel microchannels. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 24(1), 16-23.
- Hsu, Y.-T., Li, J.-X., and Lu, M.-C. (2018). Enhanced immersion cooling using two-tier micro-and nano-structures. *Applied Thermal Engineering*, 131, 864-873.
- Huang, H.-S., Weng, Y.-C., Chang, Y.-W., Chen, S.-L., and Ke, M.-T. (2010). Thermoelectric water-cooling device applied to electronic equipment. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(2), 140-146.
- Ijam, A., and Saidur, R. (2012). Nanofluid as a coolant for electronic devices (cooling of electronic devices). *Applied Thermal Engineering*, 32, 76-82.
- JEDEC. (2008). *Two-Resistor Compact Thermal Model Guideline* (JESD15-3). Retrieved from <https://www.jedec.org/>
- Kang, S.-W., Wei, W.-C., Tsai, S.-H., and Yang, S.-Y. (2006). Experimental investigation of silver nano-fluid on heat pipe thermal performance. *Applied Thermal Engineering*, 26(17-18), 2377-2382.
- Kim, K.-S., Won, M.-H., Kim, J.-W., and Back, B.-J. (2003). Heat pipe cooling technology for desktop PC CPU. *Applied Thermal Engineering*, 23(9), 1137-1144.
- Mentor Graphics Corporation. (2016). FloEFD for Creo. Technical Reference.
- Meyer, G. A., and Coleman, R. F. (1989). US4880052A. Retrieved from <https://patents.google.com/patent/US4880052A/>

- Moradikazerouni, A., Afrand, M., Alsarraf, J., Mahian, O., Wongwises, S., and 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.
- Moradikazerouni, A., Afrand, M., Alsarraf, J., Wongwises, S., Asadi, A., and Nguyen, T. K. (2019). Investigation of a computer CPU heat sink under laminar forced convection using a structural stability method. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 134, 1218-1226.
- Moraveji, M. K., and Razvarz, S. (2012). Experimental investigation of aluminum oxide nanofluid on heat pipe thermal performance. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(9), 1444-1448.
- Naphon, P., Wiriyaart, S., Arisariyawong, T., and Nakharintr, L. (2019). ANN, numerical and experimental analysis on the jet impingement nanofluids flow and heat transfer characteristics in the micro-channel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 131, 329-340.
- Pasha, A. A., Raheem, M. A., Islam, N., Juhany, K., Mushtaq, A., and Halkarni, S. (2019). CFD Study of Variable Property Effects on Laminar Micro-convective Heat Transfer. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 1-12.
- Pavlova, A., and Amitay, M. (2006). Electronic cooling using synthetic jet impingement. *Journal of Heat Transfer*, 128(9), 897-907.
- Saha, G., Saha, S., Islam, M. Q., and Akhanda, M. R. (2007). Natural convection in enclosure with discrete isothermal heating from below. *Journal of Naval Architecture and Marine Engineering*, 4(1), 1-13.
- Simons, R. E. (2003). Estimating Parallel Plate-fin Heat Sink Pressure Drop. *Electronics Cooling*, 9.
- Snyder, G. J., Soto, M., Alley, R., Koester, D., and Conner, B. (2006). *Hot spot cooling using embedded thermoelectric coolers*. Paper presented at the Twenty-Second Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement And Management Symposium.
- Steinberg, D. S. (1980). *Cooling techniques for electronic equipment*. New York, Wiley-Interscience.
- Teertstra, P., Yovanovich, M., and Culham, J. (2000). Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks. *Journal of Electronics Manufacturing*, 10(04), 253-261.
- VITA. (2010). ANSI/VITA 48.2-Mechanical Specifications for Microcomputers Using REDI Conduction Cooling Applied to VITA VPX. Retrieved from <https://www.vita.com/Standards>
- VITA. (2017). ANSI/VITA 48.8-Mechanical Standard for Electronic VPX Plug-in Modules Using Air Flow Through Cooling. Retrieved from <https://www.vita.com/Standards>

- Wei, T.-W., Oprins, H., Cherman, V., Van der Plas, G., De Wolf, I., Beyne, E., and Baelmans, M. (2019). Experimental characterization and model validation of liquid jet impingement cooling using a high spatial resolution and programmable thermal test chip. *Applied Thermal Engineering*, 152, 308-318.
- Wei, X., Joshi, Y., and Patterson, M. K. (2007). Experimental and numerical study of a stacked microchannel heat sink for liquid cooling of microelectronic devices. *Journal of Heat Transfer*, 129(10), 1432-1444.
- Yeh, L. (1995). Review of heat transfer technologies in electronic equipment. *Journal of Electronic Packaging*, 117(4), 333-339.
- Zhao, D., and Tan, G. (2014). A review of thermoelectric cooling: materials, modeling and applications. *Applied Thermal Engineering*, 66(1-2), 15-24.
- Zhou, G., Li, J., and Jia, Z. (2019). Power-saving exploration for high-end ultra-slim laptop computers with miniature loop heat pipe cooling module. *Applied Energy*, 239, 859-875.
- Zuo, Z. J., North, M. T., and Wert, K. L. (2001). High heat flux heat pipe mechanism for cooling of electronics. *IEEE Transactions on Components Packaging Technologies*, 24(2), 220-225.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : SAMET, Bilge Büşra
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 01.01.1993, Altındağ
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (553) 633 98 33
 e-mail : bilgebusra.samet@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2015
Lise	Alparslan Anadolu Lisesi	2010

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2018-Halen	Harp Savunma	Mekanik Tasarım Mühendisi
2016-2018	Süreç Savunma	Kablaj Tasarım Mühendisi

Yabancı Dili

İngilizce

Yayınlar

Samet, B. B., Bilgili, M. (2019, Nisan). *Takılabilir Modüllerde Kullanılan Elektronik Kartların Doğrudan Hava Akışı ile Soğutulmasının İncelenmesi*. Paper presented at the 3rd International Symposium on Innovative Approaches in Scientific Studies Section:Engineering and Natural Sciences, Ankara.



GAZİ GELECEKTİR..