



**ELEKTRONİK CİHAZLARDA TERMOELEKTRİK SOĞUTUCU VE ISI
BORUSU SOĞUTMA PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

Gökhan ÇELİK

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

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

EYLÜL 2019

GÖKHAN ÇELİK tarafından hazırlanan “ELEKTRONİK CİHAZLARDA TERMOELEKTRİK SOĞUTUCU VE ISI BORUSU SOĞUTMA PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

.....

Başkan: Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

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

.....

Üye: Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

.....

Üye: Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLU

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

.....

Üye: Doç. Dr. Murat AKTAŞ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, TOBB 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.

Gökhan ÇELİK

24/09/2019

ELEKTRONİK CİHAZLARDA TERMoeLEKTRİK SOĞUTUCU VE ISI BORUSU SOĞUTMA PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Gökhan ÇELİK

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Eylül 2019

ÖZET

Bu çalışmada bir baskı devre kartının üzerinde bulunan 2 adet yonganın termoelektrik soğutucu ve ısı borusu ile soğutma performansı sayısal olarak incelenmiştir. Soğutulacak yongaların tam yükte çalışmalarında ortaya çıkan ısı miktarı $5W$ ($71W/cm^2$) olarak belirlenmiştir. Termoelektrik soğutucu ve ısı borusu ile soğutma sistemleri ayrı ayrı oluşturulmuş ve bu iki ayrı senaryoya göre ANSYS-Icepak paket programı kullanılarak sayısal analiz yapılarak incelenmiştir. Analiz sırasında kullanılan sayısal değerler, termoelektrik soğutucu ve ısı borusu özellikleri paket program kütüphanesinde bulunan değerler ve ticari olarak üretilen ürünlere ait veri sayfalarından elde edilmiştir. Termoelektrik soğutucu ve ısı borusu ile yapılan analizlerde soğutma sistemi performansını etkileyen kritik değerler belirlenmiş ve bu değerler parametrik çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Sistemin performansını incelemek ve geliştirmek adına, olası montaj senaryoları ve ısı alıcı alternatifleri dikkate alınmıştır. Termoelektrik soğutucunun sıcak yüzeyi ile ısı borusunun yoğunlaştırıcı bölümünde etkin bir ısı atımı yapılabilmesi için ısı alıcı kullanılmıştır. Her iki sistemin soğutma performansı da modül dışında bulunan bir fan yardımı ile artırılmaya çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar daha önce yapılan çalışmalar ile karşılaştırılmış ve uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Termoelektrik soğutucu ile yapılan çalışmalarda en düşük yonga sıcaklığı değerleri akım $3 A$ ve fan debisi $22 cfm$ iken, ısı borusu ile yapılan çalışmalarda en düşük yonga sıcaklığı değerleri ısı iletkenlik katsayısı $k=50000 W/mK$, uzunluk $144 mm$ ve fan debisi $22 cfm$ iken elde edilmiştir. Fan debisinin soğutma sistemlerinin performansı üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Uzunluğu $144 mm$ olan ısı borusu $184 mm$ uzunluğundaki ısı borusuna kıyasla daha iyi soğutma performansı sergilemiştir. Termoelektrik soğutucunun $4 A$ ile çalıştırıldığı ve fan debisinin $12 cfm$ olduğu koşulda yonga sıcaklığı kritik çalışma sıcaklığının üzerine çıkmıştır. Isı borusu ile yapılan çalışmalarda tüm koşullarda yonga sıcaklıkları kritik çalışma sıcaklığının altında kalmıştır.

Bilim Kodu : 91427

Anahtar Kelimeler : Termoelektrik soğutucu, ısı borusu, yonga ve elektronik cihaz soğutma, ANSYS-Icepak

Sayfa Adedi : 147

Danışman : Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

İkinci Danışman : Dr. Burak SARI

NUMERICAL ANALYSIS OF THERMOELECTRIC COOLER AND HEAT PIPE
COOLING PERFORMANCE IN ELECTRONIC DEVICES

(M. Sc. Thesis)

Gökhan ÇELİK

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

September 2019

ABSTRACT

In this study, the thermal cooling performance of 2 chips on a printed circuit board studied numerically both using thermoelectric cooler and heat pipe. The amount of heat produced in the full load operation of the chips to be cooled is calculated as 5W (71W/cm²). Thermoelectric cooling and heat pipe cooling systems were created separately and analyzed according to these two scenarios by numerical analysis using ANSYS-Icepak program. Numerical values used during analysis for thermoelectric cooler and heat pipe properties were obtained from the data sheets of the devices and in the program library. During thermoelectric cooling and heat pipe cooling analysis, critical values affecting cooling system performance were determined and these values were compared with parametric studies. In order to examine and improve the performance of the system, possible installation scenarios and heat-receiving alternatives have been taken into consideration. The heat sink is used to remove heat from the hot surface of the thermoelectric cooler and the condenser section of the heat pipe to perform an effective heat dissipation. The cooling performance of both systems was attempted to be discharged with the help of a fan outside the module. The obtained results were compared with previous studies, and compatible results were obtained. The lowest chip temperature values in the studies obtained with thermoelectric cooler are current 3 A and fan flow 22 cfm, while the lowest chip temperature values in the studies obtained with heat pipe are heat conductivity coefficient $k=50000$ W/mK, length 144 mm and fan flow 22 cfm. Fan flow has been shown to be effective on the performance of cooling systems. The heat pipe with length of 144 mm demonstrated better cooling performance compared to the heat pipe with length of 184 mm. When thermoelectric cooler is operated with 4 A and fan flow is 12 cfm chip temperature has risen above the critical operating temperature. Chip temperatures remained below the critical operating temperature in all conditions of the heat pipe models.

Science Code : 91427

Key Words : Thermoelectric cooler, heat pipe, chip and electronic device cooling, ANSYS-Icepak

Page Number : 147

Supervisor : Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR

Co-Supervisor : Dr. Burak SARI

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın oluşması ve tamamlanması süresince göstermiş oldukları sabır, destek ve hoşgörü için sevgili eşim Elif ÇELİK'e, oğlum Atila Uras ÇELİK'e ve kızım Alin ÇELİK'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Maddi ve manevi destekleri ile her zaman yanımda olan annem Beyhan ÇELİK'e, babam Atila ÇELİK'e, kız kardeşlerim Neslihan ve Aslıhan ÇELİK'e ve Yavuz Selim ŞİŞMAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım süresince her türlü desteği sağlayan tez danışmanım, değerli hocam Prof. Dr. Abuzer ÖZSUNAR'a sonsuz teşekkürlerimi arz ederim.

Çalışmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen ve değerli fikirleri ile bana yol gösteren Sn. Burak SARI'ya, Sn. Murat PARLAK'a ve Sn. Ergun Örs'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın oluşmasına ve tamamlanmasına katkı ve desteklerinden dolayı saygıdeğer yöneticilerime, ASELSAN Akademi'ye ve tüm çalışanlarına teşekkürlerimi arz ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	11
3. PROBLEMİN TANIMI VE TEMEL DENKLEMLER.....	27
3.1. Problemin Genel Tanımı	27
3.2. TEC ve Isı Borusu Modellerinin Fiziksel Özellikleri.....	28
3.2.1. TEC ve Isı Borusu Modellemelerinde Yapılan Varsayımlar	34
3.3. Problem Çözümünde Kullanılan Temel Denklemler	34
3.4. Modül Sınır Şartları	40
4. SAYISAL YÖNTEM VE SİMÜLASYONLAR.....	43
4.1. ANSYS-Icepak SAD Kodu	43
4.1.1. Sonlu hacimler yöntemi ve hücre yapısı.....	44
4.1.2. Çözüm tekniği.....	45
4.2. Problemin Hücre Yapısı	45
4.3. Ön Değerlendirme Çözümü.....	46
4.4. Çözümlerin Kontrol Edilmesi ve Doğrulanması	47

Sayfa

5. BULGULAR VE TARTIŞMALAR	59
5.1. TEC ve Isı Borusu Modelleri Sayısal Bulguları.....	60
5.2. Sonuçların Değerlendirilmesi	120
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	127
KAYNAKLAR	131
EKLER.....	135
EK-1. TEC parametrik çalışma tablosu ve sonuçları.....	136
EK-2. Isı borusu parametrik çalışma tablosu ve sonuçları	138
EK-3. Yonga teknik özellikleri	140
EK-4. Yonga boyutları.....	141
EK-5. Fan teknik özellikleri ve boyutları	142
EK-6. Isı borusu performans parametreleri	143
EK-7. Ekran alıntısı.....	144
ÖZGEÇMİŞ	147

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Hava akış hızı değerleri	39
Çizelge 5.1. TEC modelleri sıcaklık sonuçları	123
Çizelge 5.2. 144 mm Isı borusu modelleri sıcaklık sonuçları	124
Çizelge 5.3. 184 mm Isı borusu modelleri sıcaklık sonuçları	125

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Bir termoelektrik soğutucunun kesit görüntüsü.....	3
Şekil 1.2. Bir termoelektrik soğutucu üzerine montaj edilmiş ısı alıcısı	3
Şekil 1.3. Bir ısı borusu içinde çalışma akışkanının hareket ve dolaşım gösterimi.....	5
Şekil 3.1. Baskı devre kartı ölçüleri (mm olarak verilmiştir)	28
Şekil 3.2. Yonganın 3 boyutlu görüntüsü	29
Şekil 3.3. TEC ölçüleri (mm olarak verilmiştir)	29
Şekil 3.4. 144 mm ısı borusunun ölçüleri (mm olarak verilmiştir).....	30
Şekil 3.5. 184 mm ısı borusunun ölçüleri (mm olarak verilmiştir).....	30
Şekil 3.6. TEC’lerde kullanılan ısı alıcısı ölçüleri (mm olarak verilmiştir)	31
Şekil 3.7. Isı borusunda kullanılan ısı alıcısı ölçüleri (mm olarak verilmiştir).....	31
Şekil 3.8. Termoelektrik soğutuculu modelin üç boyutlu görüntüsü (izometrik ve z eksen).....	32
Şekil 3.9. Isı borusu ile yapılan modelin üç boyutlu görüntüsü (izometrik ve z eksen).....	33
Şekil 3.10. Sınır şartı kabinin tanımlanması	41
Şekil 3.11. Sınır şartı kabinin ölçüleri (mm olarak verilmiştir).....	41
Şekil 4.1. Üç boyutlu kartezyen koordinat sisteminde hücre yapısı	44
Şekil 4.2. Üç boyutlu bir hücre için kontrol hacmi.....	45
Şekil 4.3. Ön değerlendirme çözümü sonucu sıcaklık dağılımı (izometrik).....	47
Şekil 4.4. Ön değerlendirme çözümü sonucu sıcaklık dağılımı (z eksen).....	47
Şekil 4.5. Yakınsama kriterlerinin sağlanması	48
Şekil 4.6. Yakınsama kriterleri	49
Şekil 4.7. Termoelektrik soğutucu ile yapılan modelin hücre yapısı (x eksen).....	51
Şekil 4.8. Termoelektrik soğutucu ile yapılan modelin hücre yapısı (y eksen).....	51

Şekil	Sayfa
Şekil 4.9. Termoelektrik soğutucu ile yapılan modelin hücre yapısı (z eksen)	52
Şekil 4.10. Isı borusu ile yapılan modelin hücre yapısı (x eksen)	52
Şekil 4.11. Isı borusu ile yapılan modelin hücre yapısı (y eksen)	53
Şekil 4.12. Isı borusu ile yapılan modelin hücre yapısı (z eksen)	53
Şekil 4.13. Termoelektrik soğutucu ile farklı hücre sayılarında elde edilen yonga sıcaklıkları	54
Şekil 4.14. Isı borusu ile farklı hücre sayılarında elde edilen yonga sıcaklıkları	54
Şekil 4.15. Termoelektrik soğutucunun farklı akım değerlerinde deneysel ve sayısal soğuk yüzey sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması	56
Şekil 4.16. Isı borusu ölçüm noktalarından alınan sıcaklık değerleri	57
Şekil 4.17. Isı borusu doğrulama modeli	58
Şekil 5.1. TEC Akım değeri 1 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları	61
Şekil 5.2. TEC Akım değeri 1 A için yonga sıcaklıkları	62
Şekil 5.3. TEC Akım değeri 1,5 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları	63
Şekil 5.4. TEC Akım değeri 1,5 A için yonga sıcaklıkları	63
Şekil 5.5. TEC Akım değeri 2 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları	64
Şekil 5.6. TEC Akım değeri 2 A için yonga sıcaklıkları	65
Şekil 5.7. TEC Akım değeri 2,5 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları	66
Şekil 5.8. TEC Akım değeri 2,5 A için yonga sıcaklıkları	66
Şekil 5.9. TEC Akım değeri 3 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları	67
Şekil 5.10. TEC Akım değeri 3 A için yonga sıcaklıkları	68
Şekil 5.11. TEC Akım değeri 3,5 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları	69
Şekil 5.12. TEC Akım değeri 3,5 A için yonga sıcaklıkları	69
Şekil 5.13. TEC Akım değeri 4 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları	70
Şekil 5.14. TEC Akım değeri 4 A için yonga sıcaklıkları	71

Şekil	Sayfa
Şekil 5.15. Fan debisi 12 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	72
Şekil 5.16. Fan debisi 12 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları.....	73
Şekil 5.17. Fan debisi 14 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	74
Şekil 5.18. Fan debisi 14 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları.....	74
Şekil 5.19. Fan debisi 16 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	75
Şekil 5.20. Fan debisi 16 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları.....	76
Şekil 5.21. Fan debisi 18 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	77
Şekil 5.22. Fan debisi 18 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları.....	77
Şekil 5.23. Fan debisi 20 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	78
Şekil 5.24. Fan debisi 20 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları.....	79
Şekil 5.25. Fan debisi 22 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	80
Şekil 5.26. Fan debisi 22 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları.....	80
Şekil 5.27. TEC Akım değeri 1 A ve fan debisi 12 cfm için sıcaklık dağılımları	81
Şekil 5.28. TEC Akım değeri 1 A ve fan debisi 12 cfm için hız çizgileri	81
Şekil 5.29. TEC Akım değeri 2 A ve fan debisi 12 cfm için sıcaklık dağılımları	82
Şekil 5.30. TEC Akım değeri 2 A ve fan debisi 12 cfm için hız çizgileri	82
Şekil 5.31. TEC Akım değeri 2,5 A ve fan debisi 20 cfm için sıcaklık dağılımları	83
Şekil 5.32. TEC Akım değeri 2,5 A ve fan debisi 20 cfm için hız çizgileri	83
Şekil 5.33. TEC Akım değeri 3 A ve fan debisi 16 cfm için sıcaklık dağılımları	84
Şekil 5.34. TEC Akım değeri 3 A ve fan debisi 16 cfm için hız çizgileri	84
Şekil 5.35. $k=20000 \text{ W/mK}$ ve 144 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	86

Şekil	Sayfa
Şekil 5.36. $k=20000$ W/mK ve 144 mm için yonga sıcaklıkları.....	87
Şekil 5.37. $k=30000$ W/mK ve 144 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	88
Şekil 5.38. $k=30000$ W/mK ve 144 mm için yonga sıcaklıkları.....	88
Şekil 5.39. $k=40000$ W/mK ve 144 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	89
Şekil 5.40. $k=40000$ W/mK ve 144 mm için yonga sıcaklıkları.....	90
Şekil 5.41. $k=50000$ W/mK ve 144 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	91
Şekil 5.42. $k=50000$ W/mK ve 144 mm için yonga sıcaklıkları.....	91
Şekil 5.43. Fan debisi 12 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	92
Şekil 5.44. Fan debisi 12 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	93
Şekil 5.45. Fan debisi 14 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	94
Şekil 5.46. Fan debisi 14 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	94
Şekil 5.47. Fan debisi 16 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	95
Şekil 5.48. Fan debisi 16 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	96
Şekil 5.49. Fan debisi 18 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	97
Şekil 5.50. Fan debisi 18 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	97
Şekil 5.51. Fan debisi 20 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	98
Şekil 5.52. Fan debisi 20 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	99
Şekil 5.53. Fan debisi 22 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	100
Şekil 5.54. Fan debisi 22 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları.....	100
Şekil 5.55. $k=20000$ W/mK ve 184 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	101
Şekil 5.56. $k=20000$ W/mK ve 184 mm için yonga sıcaklıkları.....	102

Şekil	Sayfa
Şekil 5.57. $k=30000$ W/mK ve 184 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	103
Şekil 5.58. $k=30000$ W/mK ve 184 mm için yonga sıcaklıkları.....	103
Şekil 5.59. $k=40000$ W/mK ve 184 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	104
Şekil 5.60. $k=40000$ W/mK ve 184 mm için yonga sıcaklıkları.....	105
Şekil 5.61. $k=50000$ W/mK ve 184 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	106
Şekil 5.62. $k=50000$ W/mK ve 184 mm için yonga sıcaklıkları	106
Şekil 5.63. Fan debisi 12 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	107
Şekil 5.64. Fan debisi 12 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	108
Şekil 5.65. Fan debisi 14 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	109
Şekil 5.66. Fan debisi 14 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	109
Şekil 5.67. Fan debisi 16 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	110
Şekil 5.68. Fan debisi 16 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	111
Şekil 5.69. Fan debisi 18 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	112
Şekil 5.70. Fan debisi 18 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	112
Şekil 5.71. Fan debisi 20 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	113
Şekil 5.72. Fan debisi 20 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	114
Şekil 5.73. Fan debisi 22 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları.....	115
Şekil 5.74. Fan debisi 22 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları	115
Şekil 5.75. $k=20000$ W/mK, fan debisi 18 cfm ve 144 mm için sıcaklık dağılımları	116
Şekil 5.76. $k=20000$ W/mK, fan debisi 18 cfm ve 144 mm için hız çizgileri	116
Şekil 5.77. $k=30000$ W/mK, fan debisi 18 cfm ve 144 mm için sıcaklık dağılımları	117

Şekil	Sayfa
Şekil 5.78. $k=30000$ W/mK, fan debisi 18 cfm ve 144 mm için hız çizgileri	117
Şekil 5.79. $k=40000$ W/mK, fan debisi 12 cfm ve 184 mm için sıcaklık dağılımları	118
Şekil 5.80. $k=40000$ W/mK, fan debisi 12 cfm ve 184 mm için hız çizgileri	118
Şekil 5.81. $k=50000$ W/mK, fan debisi 22 cfm ve 184 mm için sıcaklık dağılımları	119
Şekil 5.82. $k=50000$ W/mK, fan debisi 22 cfm ve 184 mm için hız çizgileri	119

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 1.1. Termoelektrik soğutucu örneği.....	2
Resim 1.2. Isı borusunun fitil çeşitleri, yukarıdan aşağıya sinterli, yivli ve örgü fitil....	6

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
e	İç enerji (J)
f_x	x-yönünde kuvvet bileşeni (N)
f_y	y-yönünde kuvvet bileşeni (N)
f_z	z-yönünde kuvvet bileşeni (N)
G	Geometrik faktör (cm)
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
Gr	Grashof sayısı
H	Modül sınır şartı yüksekliği (m)
I	Akım (Amper)
k	Türbülans kinetik enerjisi (J)
k	Isı iletkenlik katsayısı (W/mK)
k_{ef}	Efektif ısı iletkenlik katsayısı (W/mK)
k_t	Türbülans ısı iletkenlik katsayısı (W/mK)
k_{tec}	TEC ısı iletkenlik katsayısı (W/mK)
l	Sıfır denklem türbülans modeli karışım uzunluğu (m)
L	Modül sınır şartı uzunluğu (m)
p	Basınç (Pa)
P_0	Giriş şartı basıncı (Pa)
Q	Debi (cfm)
$\dot{q}$	Isı akısı (W/m^2)
q_{yonga}	Yonga ısısı (W)
Q_c	Soğutma ısısı (W)
Re	Reynolds sayısı
Ri	Richardson sayısı
S	Gerilme tensörünün ortalama hız katsayısı
S_{ij}	Ortalama gerilme oranı
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)

Simgeler**Açıklamalar**

T_{amb}	Ortam sıcaklığı (°C)
T_c	Soğuk yüzey sıcaklığı (°C)
T_{buh}	Buharlaştırıcı sıcaklığı (°C)
T_h	Sıcak yüzey sıcaklığı (°C)
T_j	Terminal Sıcaklığı (°C)
$T_{yoğ}$	Yoğuşturucu sıcaklığı (°C)
T_0	Giriş şartı sıcaklığı (°C)
u	Akışkan hızı (m/s)
u	x-yönündeki hız bileşeni (m/s)
v	y-yönündeki hız bileşeni (m/s)
V	TEC gerilimi (Volt)
$\vec{V}$	Hız vektörü
Z	Isı borusu uzunluğu (mm)
ZT	Kalite katsayısı
W	Modül sınır şartı genişliği (m)
w	z-yönündeki hız bileşeni (m/s)
λ	Sabit konum parametresi
Φ	Viskoz dağılım fonksiyonu
κ	von-Karman sabiti
λ	İkinci viskozite sabiti
τ	Viskoz stres
α	Seebeck katsayısı (V/K)
σ	Elektriksel iletim katsayısı (S/m)
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
ξ	Isıl genleşme katsayısı (1/K)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
ρ_0	Sabit yoğunluk (kg/m ³)

Kısaltmalar**Açıklamalar**

AlN	Alüminyum Nitrit
AlO	Alüminyum Oksit
BDK	Baskı Devre Kartı
BeO	Berilyum Oksit
BiSb	Bizmut Antimon
Bi₂Te₃	Bizmut Tellür
CFD	Computational Fluid Dynamics
cfm	Cubic feet per minute
COB	Chip On Board
COP	Performans katsayısı
CPU	Central Processing Unit
DC	Doğru akım
<i>ef</i>	Efektif
DIMM	Dual In Line Memory Module
FMHP	Flat Mini Heat Pipe
FPHP	Plat Plate Heat Pipe
GPU	Graphics Processing Unit
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HP	Heat Pipe
LED	Light Emitting Diode
MHP	Mini Heat Pipe
NB	North Bridge
PbTe	Kurşun Tellür
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
rpm	Revolutions per minute
SAD	Sayısal Akışkanlar Dinamiği
SB	South Bridge
SiC	Silisyum Karbür
SiGe	Silisyum Germanyum
TEC	Termoelektrik soğutucu
VCR	Vapor Compression Refrigeration

1. GİRİŞ

Gelişen dünyada elektronik cihazların hayatımızdaki yeri gün geçtikçe artmakta ve elektronik cihazlardan beklenen performans da artış göstermektedir. Bu konuda Moore Yasası, yarı iletken performanslarının her 18 ayda iki katına çıkacağı tahminini belirtmektedir [1]. Buna ek olarak elektronik cihazların performansları artarken boyutları küçülmektedir. Yarı iletken teknolojisindeki performans artışı elektronik yongalardan daha fazla ısı açığa çıkmasına sebep olmaktadır.

Elektronik bir sistemin güvenilirliği ve ömrü, sistemin içindeki ve çevresindeki elektronik komponentlerin sıcaklık seviyesi ile doğrudan ilgilidir. Elektronik komponentlerde görülen bozulmanın komponent sıcaklıkları ile bağlantılı olduğu görülmüştür. Yongalardaki performans ölçümleri sonucunda 10 °C'lik bir sıcaklık düşüşün devrenin çalışma hızını ortalama %2 oranında arttırdığı tespit edilmiştir [1].

Yukarıda bahsedilen konular değerlendirildiğinde elektronik komponentlerin (özellikle yarı iletken yonga vb. komponentlerin) etkin bir şekilde soğutulmasının önemli bir ölçüt olduğu sonucuna varılmaktadır. Gelişen teknoloji ile üretilen günümüz yongalarında oluşan yüksek ısının ortamdaki uzaklaştırılması geleneksel ısı transferi yöntem ve araçlarının sınırlarını aşmış, yeni ve daha etkin soğutma yöntemlerinin araştırılması gerekliliğini ortaya çıkarmıştır.

Etkin bir soğutma tekniği elde edilebilmesi için aşağıda belirtilen şartların sağlanması gerekmektedir:

- Komponent sıcaklıklarının üretici firma tarafından izin verilen en yüksek çalışma sıcaklık değerlerinin altında tutulması,
- Komponentlerde düzgün bir sıcaklık dağılım profili sağlayarak sıcak nokta oluşumunun engellenmesi,
- Küçük boyutlu parçalara uyumlu olması ve montaj edilebilirliği,
- Yaygın olarak kullanılabilmesi için uzun ömürlü, güvenilir ve ekonomik olması.

Termoelektrik Soğutucular (TEC)

Termoelektrik soğutucular esasen katı hal ısı pompalarıdır. Isı enerjisi, soğutulacak bir bölgeden emilir, soğutulacak komponentin sıcaklığını düşürür ve daha sonra bir ısı alıcısı vasıtasıyla dışarı atılır. Şekil 1.2.'de temel bir montaj şekli belirtilmiştir. Soğutulacak sıcak bölgeye dokunan TEC yüzeyine TEC'in soğuk bağlantı noktası, ısı alıcısına bağlı olan ve ısı atılan yüzeye ise sıcak bağlantı noktası denir. Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri gibi geleneksel soğutma döngülerinin aksine, termoelektrik soğutucuların hareketli mekanik bileşenleri veya akan bir soğutucu akışkanı yoktur. Bunun yanı sıra termoelektrik soğutma, bir soğutma sisteminin buharlaştırıcı ve yoğuşturucu bileşenlerine benzer parçalara sahiptir. Soğuk yüzey bir buharlaştırıcı görevi yaparken, sıcak yüzey yoğuşturucu olarak görev yapar.

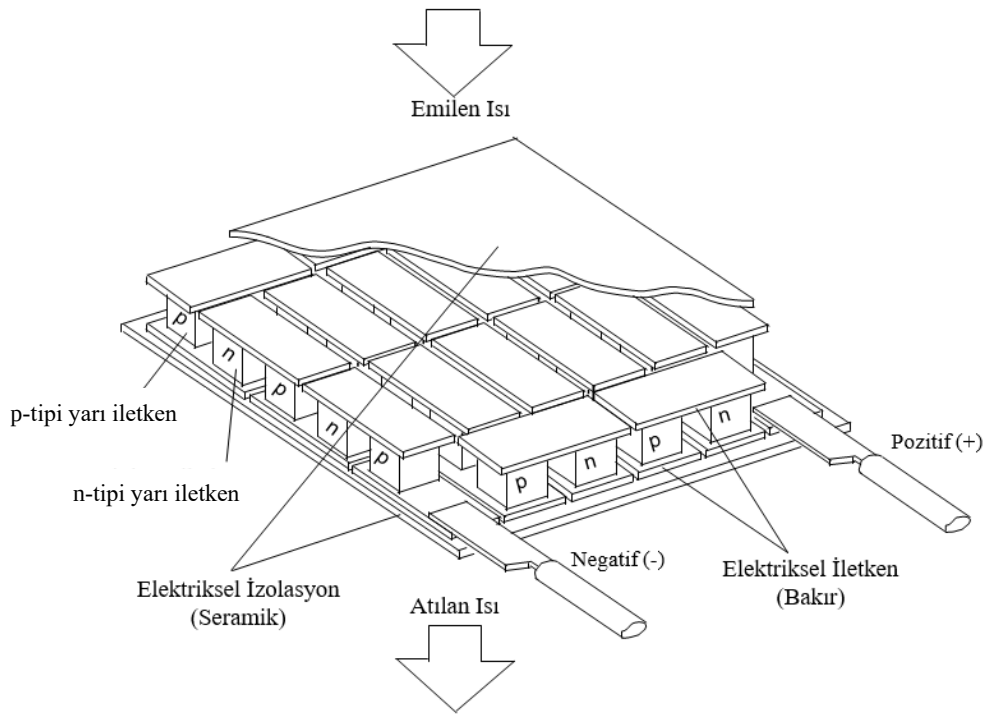


Resim 1.1. Termoelektrik soğutucu örneği [2]

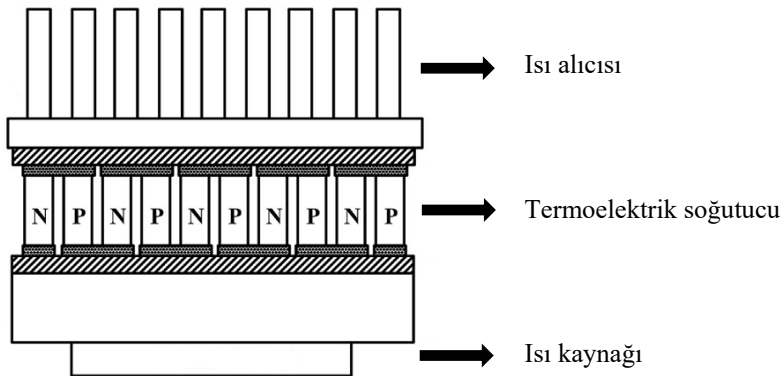
Termoelektrik katı hal ısı pompalarının çalışma prensibi, kristal yarı iletken malzemelerden yapılmış termokuplların kullanımına dayanır. Yarı iletkendeki akım geçirilerek, termokupllar boyunca sıcak ve soğuk bağlantı noktaları arasında 70 °C'ye kadar sıcaklık farkı oluşturulabilir.

Termal enerji, p-tipi yarı iletkenlerdeki düşük enerji seviyesinden n-tipi yarı iletkenlerde daha yüksek bir enerji seviyesine geçerken elektronlar tarafından emilir. Güç kaynağı, elektronları sistem üzerinden taşımak için elektrik akımı sağlar. Sıcak bağlantı noktasında, elektronlar yüksek enerji seviyesinden (n-tipi) daha düşük bir enerji seviyesine (p-tipi) hareket ettikçe enerji bir ısı alıcısına iletilir.

Termoelektrik soğutucular katı hal enerji dönüştürücüsüdür. Bir termoelektrik soğutucu, Şekil 1.1.'de gösterildiği gibi paralel ve elektriksel olarak seri bağlı, termal olarak birleştirilen farklı yarı iletken malzemeden (p ve n tipi) oluşan bağlantı dizilerinden meydana gelir. Üst ve alt plakalar genellikle AlO, BeO veya AlN alaşımları olan seramik malzemelerden yapılmıştır [3]. Bu seramik yapı, yüksek ısı iletkenliği ve elektrik yalıtımının yanı sıra mekanik mukavemet ve sertlik sağlar. Yarı iletken malzemeler ile seramik kısımlar arasındaki bağlantı, yüksek elektriksel ve termal iletkenliğe sahip lehimli bakır malzeme ile yapılır.



Şekil 1.1. Bir termoelektrik soğutucunun kesit görüntüsü



Şekil 1.2. Bir termoelektrik soğutucu üzerine montaj edilmiş ısı alıcısı [4]

TEC’lerde en sık kullanılan yarı iletken malzeme, ayrı n ve p özelliklerine sahip termokupl olarak üretilen Bi_2Te_3 alaşımıdır. Termoelektrik malzemeler genellikle toz metalürji veya erimiş bir fazdan doğrudan kristalleşme ile imal edilir. Her üretim yönteminin kendine özgü bir avantajı vardır, ancak termoelektrik malzemelerin üretiminde doğrudan kristalleşme daha yaygındır. PbTe , BiSb ve SiGe alaşımları diğer bazı TEC malzemeleri olarak farklı uygulamalarda kullanılmaktadır. Düşük çalışma sıcaklığı yarı iletkenlerin tek dezavantajıdır. Bu durum, yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılması için nispeten yeni bir malzeme olan SiC ilavesi ile aşılabılır [5].

Termoelektrik soğutucular genellikle düşük ila orta miktarda ısı yükü sistemi için çözümler sunar. Alternatif soğutma yöntemlerine göre TEC’lerin önemli avantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir,

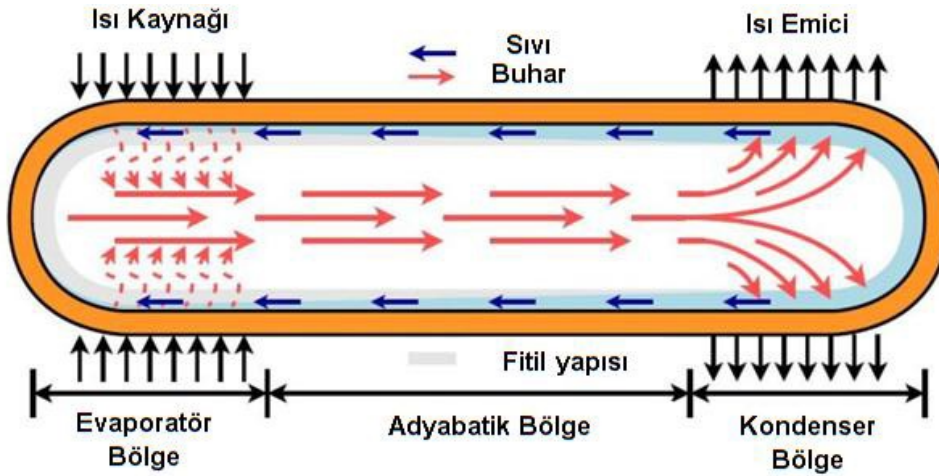
- Hareketli parça olmadığından bakım gerektirmez. Çalışma ömrü uzun, tipik olarak 200000 saatten fazladır,
- Mekanik soğutma sistemlerine kıyasla TEC’ler daha küçük ve daha hafiftir,
- Çok hassas sıcaklık aralıkları ($\pm 0,1$ °C) ile kontrol edilebilirler,
- Mekanik bir soğutma sisteminin aksine sessiz çalışırlar,
- Yerçekimi olamayan ortamlarda çalışabilirler,
- Soğutucu madde içermediği için herhangi bir tehlikeli sıvı veya kimyasal madde kullanmazlar.

Sahip oldukları birçok avantaja rağmen TEC’lerin dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Yüksek sıcaklık ve ısı aktarımı gerektiren durumlarda kullanılamazlar,
- TEC’lerin çalıştırılması için DC akıma ihtiyaç duyulmaktadır,
- En önemlisi ise geleneksel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerine kıyasla COP ve verimlilik oranları daha düşüktür.

Isı Boruları

Isı boruları, ısı kaynağından (buharlaştırıcı, evaporatör) ısı emicisine (yoğusturucu, kondenser), çalışma sıvısının buharlaşma gizli ısısı üzerinden uzun mesafeler boyunca ısı aktaran pasif cihazlardır [6]. Bir ısı borusu, ısı transfer sıvısı içeren içi boş bir borudur. Sıvı buharlaştıkça, ısıyı daha soğuk olan uç olan yoğusturucuya taşır, buhar burada yoğuşur ve daha sonra sıvı halde geri döner. Çalışma sıvısı fitil yapısında oluşan kılcal kuvvetler yardımıyla buharlaştırıcıya geri gönderilir. Isı borularının temel çalışma prensibi Şekil 1.3.'te belirtilmiştir. Isı boruları, bu çalışma prensipleri nedeniyle katı malzemelerden çok daha yüksek ve etkili termal iletkenliğe sahiptir. Bir ısı borusu buharlaştırıcı, yoğusturucu ve adyabatik bölümden oluşur. Buharlaştırıcıda çalışma sıvısı, normal koşulların altındaki bir sıcaklıkta vakum etkisi ile buharlaşır. Adyabatik bölümde, çalışma sıvısının, ısı borusu duvarında bulunan yalıtım nedeniyle, bölüm boyunca ısı transferi değişmez. Yoğusturucuda, çalışma sıvısının buharı, ısı borusunun duvarlarından ısıyı dışarı atarak yoğuşur ve tekrar sıvı faza döner. Oluşan sıvı, ısı borusu içinde bulunan fitil yapısı üzerinden kılcallık etkisi ile tekrar buharlaştırıcıya dönerek soğutma çevrimi oluşturur. Isı borularında bulunan fitil yapılarının örnek görüntüleri Resim 1.2.'de belirtilmiştir.



Şekil 1.3. Bir ısı borusu içinde çalışma akışkanının hareket ve dolaşım gösterimi [7]



Resim 1.2. Isı borusunun fitil çeşitleri, yukarıdan aşağıya sinterli, yivli ve örgü fitil [8]

Isı boruları günümüzde elektronik komponentlerde oluşan ısıyı atmak için kullanılmaktadır. Temel olarak işlemci (CPU, GPU, yonga vb.) üzerine monte edilen aktif veya pasif ısı alıcısı ile ısıyı dağıtır. Isı boruları toz geçirmez, hava ve su sızdırmaz uygulamalarda yoğun olarak kullanılmaktadır.

Isı borularının güç tüketimi yoktur ve hafiftir. Bu özellikler ısı borularını birçok soğutma uygulamasına kıyasla avantajlı kılar. Hareketli veya mekanik parçaları olmadığından bakım gerektirmez. Isı borularındaki soğutucu akışkan, her iki bölüm arasında sadece bir sıcaklık farkı gerektirdiğinden, bu tür bir soğutma sisteminin avantajları, alan ve güç kullanımının sınırlı olduğu yerlerde ortaya çıkar.

Isı borularına şekil verilebilmesi, elektronik bir cihaz veya devre kartında yeterli alanın bulunmadığı durumlarda ısı transferi sağlanabilmesi için kolaylık sağlar. Isı borusunun kabı farklı uygulamalar için farklı şekillere sahip olabilir, ancak çoğu zaman dairesel, düz veya üçgen kesitli kapalı bir boru biçimindedir. Isı borusu kabının ana işlevi, çalışma sıvısını dış ortamdan izole etmektir. Isı borusunun kabı, sıkıştırma veya bükülme durumunda iç boyut ve iç basınç değişimlerini önlemek için yeterince güçlü olmalıdır. Isı borusu yapımında en sık kullanılan malzemeler çelik, bakır, alüminyum ve alaşımlarıdır.

Isı borusunun çalışması, çalışma sıvısının buharlaşması ve yoğunlaşmasına dayandığından, çalışma sıvısı seçimi ve doluluk oranı ısı borusunun tasarımında ve üretiminde önemli bir faktördür. Çalışma sıvısı özellikle ısı borusunun çalışma sıcaklığı aralığına göre seçilir. Bu nedenle, bir çalışma sıvısı seçerken, çalışma sıvısının çalışma sıcaklığı aralığının ısı borusunun çalışma sıcaklığı aralığında olmasına dikkat etmek gereklidir. Isı borusunun düzgün çalışması için çalışma sıvısının seçimi kılcal pompalama mekanizmasının oluşturulması için de kritik önem taşır. Çalışma sıvısı duvar malzemesi ile uyumlu olmalıdır; yani sıvı faz yüzeyi ıslatmalıdır [9]. Isı borusu, çalışma sıvısının üçlü ve kritik noktası arasındaki aralıktaki herhangi bir sıcaklıkta çalışabilir. Çalışma sıcaklıklarına göre ısı boruları aşağıda belirtilen şekilde ayrılır:

- Kriyojenik ısı borusu 1-200 K çalışma sıcaklığı aralığına sahiptir. Helyum, argon, oksijen, neon veya azot gibi gazlar çalışma sıvısı olarak kullanılır,
- Düşük sıcaklıklı ısı borusu 200-550 K çalışma sıcaklığı aralığına sahiptir. Metanol, etanol, amonyak, aseton veya su gibi sıvılar çalışma sıvıları kullanılır,
- Orta sıcaklık ısı borusu 550-700 K çalışma sıcaklığı aralığına sahiptir. Cıva, kükürt veya bazı organik sıvılar (naftalin, bifenil) gibi çalışma sıvıları kullanılır,
- Yüksek sıcaklık ısı borusu 700 K'nin üzerindeki sıcaklıklarda kullanılabilir. Çalışma sıvısı olarak yüksek sıcaklıklarda eriyen ve sıvı halde olan potasyum, sodyum, gümüş gibi metaller kullanılır [6].

Araştırmanın amacı

Bu çalışmada amaç, gerçek bir tasarım problemine uygun bir soğutma çözümü oluşturabilmek için mevcut bir kart takımı üzerinde bulunan iki adet yonganın performansını en yüksek değerde tutacak uygun sıcaklığa indirmek amacıyla en verimli ve en kullanışlı olan soğutma sistemini bulmaktır. Günümüzde elektronik komponentlerin soğutulması için mevcut birçok aktif veya pasif soğutma yöntemi bulunmaktadır (Bir veya iki fazlı mikrokanailli ısı alıcılar, VCR, hava veya su soğutmalı sistemler vb.). Son günlerde kullanımı oldukça yaygınlaşan ve gerek üretim gerekse malzeme teknolojilerinde yaşanan gelişmelerle verimlilikleri ve soğutma kapasitelerinin artırılması konusunda çalışmaların devam ettiği termoelektrik soğutucular ve ısı borularının, gerçek bir tasarım probleminde karşılaştırmalı olarak performansları incelenmiştir. Literatür araştırmasında da görüleceği üzere bu tür bir çalışma sınırlı sayıdadır. Bu çalışmanın yapıldığı ANSYS-Icepak yazılımı özellikle elektronik cihazların ısı analizinde kullanılan güvenilir bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programıdır. Yapılan parametrik çalışmalar ile elde edilen sonuçların ve bulguların ileriki dönemde yapılacak çalışmalarda araştırmacılara katkı sağlayacağı değerlendirilmektedir.

Sınırlamalar

Analiz öncesinde termoelektrik soğutucunun ve ısı borusunun incelenen elektronik kart üzerindeki yerleşimi ve konumu en önemli sınırlayıcı ölçüttür. Soğutucu ekipmanların yerleşimi sırasında kart üzerinde ve modül içerisinde bulunan boşluğun en verimli şekilde kullanılması gerekmektedir. Soğutma sistemi yerleşiminin diğer elektronik komponentlere fiziksel olarak zarar verebilecek ve modül montajına engel olamayacak şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Özellikle ısı borusu yerleşiminde bu ölçüt daha fazla önem kazanmaktadır. Ayrıca bu yongaların soğutulması sırasında açığa çıkan ısıнын kart üzerinde bulunan diğer elektronik komponentlerin sıcaklığını olumsuz etkilemeyecek şekilde modülden dışarı atılması da bir diğer önemli ölçüttür. Modülde kullanılan fan seçimi ve yerleşiminde bu husus göz önüne alınmıştır.

Bir diğer sınırlayıcı ölçüt de termoelektrik soğutucunun güç tüketimi ve çektiği akım değeridir. Elektronik kart ile aynı güç kaynağından beslenen termoelektrik soğutucunun çekeceği en yüksek akım, güç kaynağının sağlayacağı akım değeri ile sınırlıdır. Soğutma işlemi sırasında termoelektrik soğutucu tarafından çekilen yüksek akım, elektronik kart

üzerinde olumsuz etkiler (istenmeyen sinyal gürültüsü, elektromanyetik etkiler) oluşturabilir.

Bu etkilerin en az seviyede tutulabilmesi amacıyla termoelektrik soğutucu tarafından mümkün olan en düşük akım çekilmesi sağlanmalıdır. Yongaların çalışma performansını etkilemeyecek seviyede yeterli soğutma sağlayacak güç tüketilmesi amaçlanmalıdır. Isı borusu ile yapılan analizlerde soğutma işlemi sürence güç tüketmediğinden yukarıda bahsedilen güç tüketimi hususu değerlendirilmemiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde termoelektrik soğutucular ve ısı boruları ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar hakkında genel bilgiler sunulmuştur.

Zhao yaptığı çalışmada, bir termoelektrik soğutma sisteminin verimliliğini artırmayı amaçlamıştır. Bir termoelektrik soğutucunun verimi (COP) sıcak yüzey ile soğuk yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı ile doğru orantılı olduğundan, termoelektrik soğutucunun sıcak yüzeyinde oluşan ısıyı atmak için hava soğutmalı faz değişken soğutucu kullanarak çalışmalar yapmıştır. Hem hava hem de su ısı transfer sıvısı kullanılarak kabuk ve tüpten oluşan faz değiştiren maddeli bir soğutucu modeli önerilmiştir. Matematiksel bir model geliştirilerek modelin deneysel veriler kullanılarak doğrulandığı kabuk ve tüp enerji depolama ünitesinin termal performansını araştırmak için sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Sayısal simülasyon sonuçları ile hem su hem de hava ısı transfer sıvıları için giriş sıcaklıklarının, faz değiştiren bir soğutucu depolama biriminin termal performansı üzerinde önemli ölçüde etkisi olduğu gösterilmiştir. Deneysel testte ortamlar arasında 7 °C sıcaklık farkı elde edilmiş ve termoelektrik soğutma sistemi için ortalama soğutma COP'si 0,87 bulunmuştur [10].

Mathew, Arora, Arora, Dubey, Ali ve Sahasrabuddhe çalışmalarında, bir soğutma ünitesini tasarlayarak TEC'in sıcak ve soğuk yüzeylerine ve ısı alıcısı montaj ederek modellemiştir. Soğutma ortamı olarak hava seçilmiştir. Isı alıcısı malzemesi alüminyum olarak belirlenmiştir. Modelleme ve simülasyon ANSYS-Icepak ile yapılmıştır. Sistemdeki akışı doğru bir şekilde tarif edebilen uygun bir türbülans modeli seçilerek türbülanslı akış modeli oluşturulmuştur. Isı alıcısının yüzeyleri ve TEC modeli, ANSYS-Icepak kütüphanesinden seçilmiştir. Isı alıcıları ile termoelektrik soğutucu arasında bulunan iletken film ihmal edilmiş ve aralarında bulunan temasın da mükemmel olduğu varsayılmıştır. Hesaplamalarda ortam sıcaklığı 35 °C olarak belirlenmiştir. Termoelektrik soğutucunun sıcak ve soğuk yüzeylerinin sıcaklıkları 53 °C ve 14 °C olarak hesaplanmıştır. Türbülans modeli olarak $k-\epsilon$ (kinetik enerji-dağılım) seçilmiştir. Yapılan analizler sonrasında zero equation türbülans modelinin maksimum ve minimum sıcaklıklara ulaşıldığında daha uygun değerler vermesine karşın, $k-\epsilon$ türbülans modelinin sistemin sıcaklık ve hız dağılımında daha hassas görüntü

sağladığı tespit edilmiştir. Cebri konveksiyon etkisi nedeniyle radyasyon etkisi ihmal edilmiştir [11].

Elnaggar, Abdullah ve Mujeebu çalışmalarında, masaüstü bilgisayar işlemcisinin soğutulması için kullanılan u-şekilli bir ısı borusunun performans analizini incelemiştir. Deneyler, sistemi bir ısı kaynağı üzerinde dikey olarak monte ederek gerçekleştirilmiştir. Dikdörtgen bir tünelin içinde fan vasıtasıyla cebri konveksiyon oluşturulmuştur. Toplam termal direnç ve ısı transfer katsayısı, hem doğal hem de cebri konveksiyon için kararlı durum koşullarında, ısı girişini 4 W ile 24 W arasında değiştirerek ve hava hızını 1 m/s ile 4 m/s arasında değiştirerek hesaplanmıştır. Sonuçlar, hava hızı, güç girişi ve ısı borusu konumunun kanatçıklı ısı borularının performansı üzerinde önemli etkilere sahip olduğunu göstermektedir. Isı yükü ve hava hızı arttıkça, toplam termal direncin azaldığı görülmüştür. Elde edilen toplam termal direncin en düşük değeri, ısı yükü 24 W ve hava hızı 3 m/s olduğunda $0.181\text{ }^{\circ}\text{C/W}$ olarak hesaplanmıştır [12].

Yalçinkaya çalışmasında, peltier yarı iletken malzemesinin teknik karakteristiklerini inceleyerek ısıtma ve soğutma ile beraber elektrik üretim yöntemlerini belirleyerek en verimli çalışma modlarının ve kullanım alanlarının tespitini yapmıştır. Peltier malzemesinin ısınan ve soğuyan yüzeylerdeki sıcaklık değerlerinin girişe uygulanan gerilimin oranına, malzemenin boyutlarına, kullanım alanlarına, dış faktörlere göre kapasite değişimi incelenerek tasarım ölçütleri oluşturulmuştur. Yapılan deneysel çalışma esnasında uygulanan akım gerilim değişimine bağlı olarak modül yüzeylerinden termokupl aracılığıyla değerler okunmuştur. Uygulanan akım şiddeti arttıkça modül yüzeylerinde sıcaklık farkının da arttığı tespit edilmiştir. Uygulanan gerilim ise sıcaklık dağılımında ikinci etken faktör olmaktadır. Burada termoelektrik modüllerin her iki kenarındaki sıcaklık farkının artması sıcak yüzeyden alınan ısının o bölgeyi kısa sürede terk etmesine bağlı olmaktadır bu amaçla sıcak kenar tarafına ısı aktarımını hızlandırmak için fan konulmuştur. Kısa süreli dahi olsa fanların durması sıcaklık artışını hızlandırmakta dolayısıyla modüller için bu durum tehlikeli oluşturmaktadır. Gerilimin kesilmesi durumunda soğuk yüzey sıcaklığı hızla sıcak yüzeyden aktarılan ısıyla dengeye gelmektedir. Sistemin ani durma ve çalışma esnasında, modülün termal olarak dengeye gelmeye çalışması sistemi zorlamakta ve verimi düşürmektedir. Buna bağlı olarak soğutma performansının da azaldığı tespit edilmiştir [13].

Yüksel yaptığı çalışmada, kızılötesi lazer cihazı için termoelektrik bir soğutma sistemi geliştirmiştir. Cihazın tanımlı hacmi ve termal koşulları göz önüne alınarak hem deneysel hem de sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır. TEC entegrasyonu ve ısı alıcı optimizasyonu tasarımıdaki ana konulardır. Lazer sisteminin maksimum verimliliği için tüm optik, elektro optik ve mekanik bileşenlerin yerleştirilmesine çok dikkat edilmiştir. Lazer diyotunun ve kristal sıcaklıklarının iyi tanımlanmış dar bir aralıkta tutulması gibi sistem gereksinimlerinin karşılanması, bu çalışma kapsamında önemli bir kısıttır. En uygun olanı bulmak için çeşitli tasarım alternatifleri geliştirilmiş ve analiz edilmiştir. Lazer kaynağındaki aşırı ısı yükünün, kapalı kontrol döngüsünde termoelektrik soğutucular kullanılarak atılması hedeflenmiştir. Isı alıcısı ile montaj edilen TEC modüllerinin performansı deneysel ve sayısal çalışmalar ile değerlendirilmiş ve karşılaştırılmıştır. CFD analizinde radyasyon ile ısı transferi ihmal edilmiştir. Analizde ortalama ısı alıcı başlangıç sıcaklığı 42 °C iken deneylerde bu değer, yaklaşık 39 °C olarak ölçülmüştür. Analizin ağ yapısı iyileştirilerek daha iyi sonuçlar alınabileceği sonucuna varılmıştır [14].

Saengchandr ve Afzulpurkar çalışmalarında, ısı borusu ve termoelektrik soğutucuların avantajlarını birleştirerek bir yongada oluşan ısıнын giderilmesi için yeni bir sistem oluşturmayı amaçlamıştır. Çalışmada elektronik sistemler için yeni bir soğutma sisteminin sayısal analizi yapılmıştır. Bu araştırmada CFD kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonlar sonucunda elde edilen sonuçlar, soğutma verimliliği açısından diğer geleneksel soğutma yöntemleriyle karşılaştırılmıştır. Bu modellemede her bir bileşenin ısı direnci ve sıcaklığı araştırılmıştır. Çipteki en yüksek sıcaklığın kararlı ve 75 °C'nin altında olduğu bulunmuştur. Çalışma sırasında ısı borusu sıcaklığının CPU sıcaklığı ile orantılı olduğu ancak TEC'te ısı alıcısının sıcaklığının yavaşça arttığı gözlenmiştir. Bu durum ısı borusunun açığa çıkan ısıyı çok iyi transfer ettiğini, ancak ısı alıcısı ve TEC için fanın akış hızına bağlı olduğunu göstermektedir. Isı borusunun sıcaklığı düşünüldüğünde, elde edilen grafiğin eğimi göz önüne alınarak, ısı transfer kapasitesinin 200 W olduğu ortaya çıkmaktadır. Ortam sıcaklığının ısı alıcısı nedeniyle arttığı tespit edilmiş ve bu sorunu çözmek için yüksek hacimli bir fan kullanılmıştır. En yüksek çekirdek sıcaklığının termoelektrik soğutma sistemi ile 133 °C ve önerilen kombine soğutma sistemi (TEC ve ısı borusu) ile 74 °C'de olduğu bulunmuştur. Isı emici ve fan arasındaki sistemde ortam sıcaklığının arttığı görülmüştür. Bahsedilen ortam sıcaklığı için TEC soğutma sistemi ile en yüksek değer olan 79 °C ve önerilen kombine soğutma sistemi ile en düşük değer olan 55 °C olduğu bulunmuştur.

Soğutma sistemlerinin çekirdek ve ısı alıcısı arasındaki sıcaklık farkı, her bir soğutma sistemi için 28 °C (ısı borusu), 13 °C (TEC) ve önerilen soğutma kombine sistemi için (TEC ve ısı borusu) 18 °C olarak bulunmuştur. Mevcut her iki soğutma sisteminin de termal dirençleri benzer şekilde ısı yayılmasından sonra artmaktadır. Bu özellik, soğutma sistemlerinin, termal direncin artması nedeniyle soğutma kabiliyetinin yetersiz olduğunu gösterir. Kombine soğutma sisteminde diğer soğutma sistemlerinin aksine termal direnç karakteristiği düşmektedir. Bu davranış, kombine soğutma sistemini, soğutma sisteminin daha az ısıya dirençli olması nedeniyle, bir ısı kaynağından daha iyi ısı transferi yaptığını göstermiştir. Önerilen kombine soğutma sistemi, 200 W ısı yükünü soğutmak için yeterli kapasiteye sahiptir ve sıcaklığı diğer soğutma sistemlerinden daha düşüktür. Tüm bileşenlerin sıcaklığının (CPU, ısı borusu, TEC ve ısı alıcısı) 75 °C'nin altında olduğu görülmüştür. Çalışmalar sonucunda bir soğutma sisteminin termal direncinin soğutma performansı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu anlaşılmıştır. Mevcut her iki soğutma sistemi de yonganın ömrünü kısaltabilir, çünkü sıcaklığın en yüksek sınıra hızlı bir şekilde yaklaşması, yonganın yavaş ısı atılması nedeniyle her zaman yüksek sıcaklıklarda çalışmasına neden olacaktır [15].

Zhang, Mui, ve Tarin çalışmalarında, yüksek güçlü elektronik komponentler için termoelektrik soğutucu performansının analizi yapmıştır. TEC modül parametrelerine ve sistem kısıtlamalarına dayanarak analitik çözümler yapılmıştır. Soğutma gücü (Q_c) sabit tutularak terminal sıcaklığı (T_j) ve terminal sıcaklığı sabit tutularak soğutma gücü için sonuçlar elde edilmiştir. Mevcut analitik yöntemin en önemli avantajı, termoelektrik soğutucu parametrelerine ve geometrik detaylara bağlı kalınmadan çözümlerin elde edilebilmesidir. İki soğutma senaryosu da, yüksek soğutma gücü kapasitelerine sahip iki farklı ticari TEC için mevcut analiz modellerine dayanarak analiz edilmiştir. Analitik sonuçlar, optimize edilmiş akımlara ve soğutmaya dayalı olarak ısıl iyileştirmelerin gerçekleştirilebileceğini göstermiştir. Test ve kullanıcı olmak üzere analitik çözümlerde iki farklı işlemci ısıl yönetim senaryoları belirlenmiştir. Optimizasyon, yüksek soğutma kapasitesine sahip ticari iki TEC için de yapılmıştır. Test senaryosu için işlemci sıcaklığı sabitlenmiş ve TEC'in sıcak yüzeyine sıvı soğutma sistemi monte edilmiştir. Her iki senaryo için en yüksek soğutma gücü yaklaşık 15 A'de elde edilmiştir. İşlemci sıcaklığı, kullanıcı senaryosunda, TEC'ler için hem geliştirilmiş hava soğutma sistemi kullanılarak hem de sıvı soğutma sistemi kullanılarak incelenmiştir. En düşük terminal sıcaklıkları, TEC1 için (SH330W) hava soğutma sistemi ile 8-9 A'de ve sıvı soğutma ile 14-16 A'de elde edilmiştir.

Maksimum soğutma gücü yaklaşık 15 A'de elde edilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda en yüksek soğutma kapasitesinin (200 W) TEC1 ve sıvı soğutma sistemi kullanıldığında elde edildiği görülmüştür [16].

Liang, Li, Chen ve Jiang yaptıkları çalışmada, bir yonganın soğutulması için kullanılan ısı borusu (HP, pasif sistem), termoelektrik soğutucu (TEC) ve buhar sıkıştırırmalı soğutma (VCR, aktif sistem) soğutma sistemlerini karşılaştırmıştır. Isı borusu ve termoelektrik soğutucu için matematiksel model yapılmıştır. HP, tek kademeli TEC, iki aşamalı kaskat TEC, HP ve TEC sisteminin birleşimi ve yağsız doğrusal kompresör kullanan bir VCR sistemi performanslarının karşılaştırılması amacıyla deneysel ölçümler yapılmıştır. Çeşitli sıcaklıklarda elektrik enerjisi girişi ve soğutma kapasitesi açısından değerler elde edilmiş ve sonuçlar karşılaştırıldığında hem modellemelerde hem de ölçümlerde değerlerin birbirine yakın olduğu görülmüştür. HP ve TEC'in birlikte kullanıldığı soğutma sisteminin verim katsayısının (COP), HP ile geliştirilmesine bağlı olarak, 10 °C'lik bir soğuk yüzey sıcaklığında, soğutma kapasitesinin %53 oranında arttığı görülmüştür ayrıca COP değerinde de 0,1 artış olmuştur. Isı borusunun, yüksek sıcaklıklarda soğutma için daha verimli olduğu görülmüştür. İki aşamalı kaskat TEC sisteminin daha düşük sıcaklıklarda soğutma için kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. VCR sisteminde, diğer tüm teknolojilere göre daha düşük sıcaklıkta çok daha yüksek ısı akısı (200 W/cm²) elde edilmiştir. Matematiksel model ile deneysel sonuçlar arasında %3'lük hata yüzdesi olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca COP değerlerinde de %18 oranında tutarsızlık tespit edilmiştir. Isı borusu ve termoelektrik modellerde deneysel sonuçlara çok yakın performans verileri elde edilmiştir. Termoelektrik sistemin 10 V gerilimde en iyi şekilde çalıştığı tespit edilmiştir. 80 °C sıcak yüzey ve 39 °C soğuk yüzey sıcaklığında COP 1,5 ve soğutma kapasitesi 49 W olarak hesaplanmıştır. VCR sisteminin, her hangi bir TEC sisteminden çok daha yüksek soğutma kapasitesine ve COP katsayısına sahip olduğu görülmüştür [17].

Zaghdoudi, Maalej, Mansouri ve Sassi yaptıkları deneysel çalışmada, yüksek güçlü elektronik bileşenlerin soğutulması için mini ısı borusu (MHP) konseptini doğrulamayı ve düz ısı borusuna montaj edilen mini kanalların potansiyel avantajlarını belirlemeyi amaçlamıştır. Paralel dikdörtgen mikro kanallardan oluşan bir kılcal yapı da dahil olmak üzere düz bir mini ısı borusu (FMHP) prototipi üretilmiş ve FMHP için bir dolum aparatı geliştirilmiştir. Isı borusunun termal direncini, test edilen FMHP ile aynı boyutlara sahip olan bakır plakanın ısı iletimi ve termal direnci ile karşılaştırmış ve farklı ısı yükleri için elde

edilen ısı transfer iyileştirme oranları gösterilmiştir. Ayrıca, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu bölümlerindeki ısı transferi analiz edilmiştir. Bu çalışmanın teorik bölümünde, akışkan akışının buharlaşma ve yoğunlaşma sırasında ısı ve kütle transfer süreçleri ile birlikte düşünüldüğü eksenel mikro kanallara sahip bir FMHP'nin ayrıntılı bir matematiksel modeli geliştirilmiştir. Model, buharlaştırıcı, adyabatik bölge ve yoğuşturucu bölgeleri için yazılan kütle, momentum ve enerji tasarrufu denklemlerine dayanmaktadır. Çeşitli mikrokanal şekillerini simüle etmeye izin veren model ile FMHP'nin maksimum ısı transfer kapasitesi, en uygun sıvı kütlesi ve FMHP boyunca akış ve termal parametreleri tahmin edilebilmiştir. Deneysel ve matematiksel model sonuçları arasındaki karşılaştırma, sayısal modelin FMHP boyunca eksenel sıcaklık dağılımını tahmin etmek için yeterlidir. Isı yükünün artması, buharlaştırıcının termal direncini azaltır ve FMHP boyunca uzunlamasına eğik yüzey nedeniyle yoğuşturucunun termal direncini artırır. Buhar akışının oluklardaki sıvı akışı üzerindeki etkisi, sıvı-buhar ara yüzünün eğriligi ile azalır. Buharlaştırıcıda ısı esas olarak sıvının duvara çok yakın olduğu kısa ince film bölgesinde aktarılır. Isı transferini iyileştirmek için bir FMHP kesitindeki mikro bölüm sayısı mümkün olduğunca yüksek olması gerektiği sonucuna varılmıştır. Üçgen mikrokanallar için ısı transfer hızı köşelerdeki büyük basınç düşüşleri ile sınırlıdır bununla birlikte, buhar basıncı damlaları ihmal edilemez. Buhar fazının termal direnci, sıvı filmdeki ve duvardaki enine termal dirençten daha önemlidir. Böylece, üçgen kesitin artırılması, sıvı ve buhar akış kesitlerinin artmasını ve dolayısıyla kılcal sınırın artmasını ve buhar termal direncinin azalmasını sağlar. FMHP'nin termal performansları, çalışma sıvısının miktarına bağlıdır, yüksek miktarda olması yoğuşturucuda aşırı birikmeye ve çok az miktarda olması buharlaştırıcının kurummasına neden olur. Her iki durumda da, ısı transfer alanları azalır ve sıvı termal direnç artar. Buharlaşma ve yoğunlaşmanın eksenel yönde düzgün bir şekilde meydana geldiği, buharlaşmanın sadece buharlaştırıcı bölümünde meydana geldiği ve yoğunlaşmanın sadece yoğuşturucu bölümünde meydana geldiği varsayımları, yalnızca eksenel duvar iletimi ihmal edilebiliyorsa geçerlidir. Sıvı yük miktarı arttıkça, etkili ısı borusu uzunluğundaki azalmaya bağlı olarak maksimum kılcal sınır yavaş bir şekilde artar, ancak termal direnç çok daha hızlı artar [18].

Mathew ve Hotta çalışmalarında, FR-4 (cam takviyeli epoksi laminat malzeme) ile yapılan bir güç kaynağı kartına monte edilen yedi adet yongadan karışık konveksiyon ısı transferi özelliklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Amaç, farklı yerlerde konumlandırılmış bu yongaların en uygun ısı performansı elde edilebilmesi için kart üzerindeki yerlerini

belirlemektir. Optimum yapılandırma, boyutsal olmayan bir geometrik mesafe parametresi (λ) tanımlanarak ve yapısal algoritma kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yongaların kararlı halde sıcaklık dağılımını belirlemek için sayısal simülasyonlar ANSYS-Icepak kullanılarak gerçekleştirilmiştir ve geleneksel yöntemlerle karşılaştırıldığında, kart üzerinde bulunan yongalarının düzenlenmesi için en uygun yöntem olduğu belirtilmiştir. Kararlı durum sayısal incelemeleri, en uygun yapılandırmaları belirlemek için karta farklı pozisyonlarda monte edilen yedi özdeş olmayan dikdörtgen şeklinde yonga için karışık konveksiyon altında gerçekleştirilmiştir. Yonga sıcaklıklarının, yonga boyutu, kart üzerindeki konumu ve ısı akısına bağlı olduğu görülmüştür. Yongaların boyutu ve kart üzerindeki konumları, boyutsal olmayan konum parametresi (λ) tanımlanarak karakterize edilmiştir. Karışık konveksiyon genellikle fan soğutmalı sistemlerde bulunur ve cebri konveksiyon yerçekiminden önemli ölçüde etkilendiğinde ortaya çıkar. Karışık konveksiyon Richardson numarası ile karakterize edilmiştir. Mükemmel bir karışık konveksiyonda Richardson numarası 1'e eşittir. Bu çalışmada, karışık konveksiyon hızı 31 m/s olarak hesaplanmıştır. Bu hız için, Reynolds sayısı 33000 olarak hesaplanmıştır ve dolayısıyla akışın laminar olduğu varsayılmıştır. Yonga sıcaklığının yonganın boyutlarına, baskı devre kartı üzerindeki konumlarına ve ısı akısı değerlerine bağlı olduğu görülmüştür. Daha fazla güç tüketen yongaların baskı devre kartının alt tabaka tabanına yerleştirilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır [19].

Annapragada, Salamon, Kolodner, Hodes ve Garimella çalışmalarında, soğutma modunda çalıştırılan bir termoelektrik soğutucuyu (TEC) ısı alıcının performansını karakterize etmek için deneysel bir sistem geliştirmiştir. Deneyleri simüle etmek için sayısal bir model oluşturulmuştur. Çalışmada omik ısıtma, Peltier etkisi, Thomson etkisi, Seebeck katsayısı ve elektriksel iletkenlik konuları değerlendirilmiştir. Sayısal simülasyonlar ve deneylerde TEC'de bulunan bağlantılarda oluşan elektriksel temas direncini elde etmek için tutarlı bir karakterizasyon metodolojisi geliştirilmiştir. Test edilen modülün elektriksel temas direnci yaklaşık $1,0 \times 10^{-9} \Omega m^2$ olarak belirlenmiştir. Tahminler, TEC'in performans özelliklerine (ΔT_{max}) göre elde edilen elektriksel kontak direnci ile tutarlıdır. TEC'in soğuk yüzeyindeki (T_c) ve sıcak yüzeyindeki (T_h) sıcaklıkların yanı sıra ortam sıcaklığı (T_{amb}), termokupl kullanılarak ölçülmüştür. Termokupllar $\pm 0,5^\circ C$ 'lik bir belirsizliğe sahiptir. Isı dağıtıcısı içine açılmış kanala yerleştirilen termokupl ile soğuk yüzey (T_c) sıcaklığı ölçülmüştür. Isı alıcısı yüzeyi üzerine yerleştirilen termokupl ile sıcak yüzey sıcaklığı (T_h) ölçülmüştür. Gerilim ve akım ölçümlerindeki belirsizlik sırasıyla ± 1 mV ve ± 1 mA olarak bulunmuştur. TEC'in sıcak ve soğuk yüzeylerine sabit sıcaklık sınır koşulları (Dirichlet sınır koşulu)

uygulanmıştır. Düzgün Dirichlet sınır koşulunun geçerliliği, simülasyona dahil olan ısı emici geometrisi ile simülasyonlar yoluyla doğrulanmıştır. Sıcaklık yayılımının düzgün olduğu ve sıcak yüzeydeki en sıcak ve en soğuk sıcaklık arasındaki farkın, sıcaklık ölçümündeki belirsizlik sınırı içinde olan $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den az olduğu belirlenmiştir. TEC'in diğer taraflarının adyabatik olduğu varsayılmıştır. Mevcut model yanlardan ısı transferini içerebilirken, mevcut uygulamada yanlardaki iyi ısı yalıtımı nedeniyle eksenel ısı akışı olduğu varsayılmıştır. Yanlardaki ısı kaybının ısı girişinin $\%0,1$ 'inden daha az olduğu tahmin edilmiş ve dolayısıyla eksenel ısı akışı geçerli bir varsayım olduğu değerlendirilmiştir. Simülasyonlardan birinden çıkarılan sonuçta, TEM kalınlığı boyunca sıcaklık değişimi $T_h=46,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_c=-14,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $I=2,4\text{ A}$ olarak bulunmuştur. Seramik plakalardaki ve lehimdeki sıcaklık değişiminin doğrusal olduğu, omik ısıtma nedeniyle bağlantı bölgesinde parabolik olduğu tespit edilmiştir [20].

Wang, Cen, Jiang ve Cao çalışmalarında, yoğuşma yüzeyinde birçok paralel mikro kanatçık olan döküm düz plaka ısı borusu (FPHP) tasarlamış ve imal etmiştir. Yüksek güçlü LED (ışık yayan diyot) COB'u (baskı devre kartı üzerinde yonga) soğutmak için kullanılan bu FPHP'nin termal performansını incelemek için deneysel bir sistem de kurulmuştur. Deneylerden, yeni FPHP'nin geleneksel FPHP'den ısı dağılımında daha etkili olduğu bulunmuştur. Yeni FPHP'nin termal direnci $\%10-15$ azaltıldığında, yeni FPHP'nin yoğunlaşma yüzeyindeki sıcaklık bütünlüğü geleneksel FPHP ile karşılaştırıldığında yaklaşık olarak aynı seviye olduğu görülmüştür. Ek olarak yeni FPHP ile LED COB soğutma işlemi için sayısal simülasyon da gerçekleştirilmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçlarının, yeni FPHP'nin etkinliğini daha da doğrulayan deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Çoklu LED COB yongaları, bir bakır taban plakası, floresan jel ve iki pimden oluşan bütünleşmiş bir pakettir. Entegre edilen yonga sayısına göre LED COB gücü 20 W, 30 W veya 50 W olarak belirlenmiştir. FPHP'nin yoğunlaşma yüzeyine kanatçıkları olan bir ısı emici bağlanmıştır. Buna ek olarak, LED COB ve buharlaşma yüzeyi arasındaki teması geliştirmek için yoğunlaşma yüzeyi ve ısı emici arasına termal iletken macun ($5\text{ W/m}^{\circ}\text{C}$) uygulanmıştır. FPHP'nin çalışma sıvısı olarak, yüksek termal dengeye sahip olması, yüksek sıcaklıklarda hidrojen ve oksijene kolayca ayrışmaması, yüksek gizli ısıya sahip olması, bakır ile uyumlu olması, yüzey gerilimi yeterli kılcal kuvvet sağlayabilmesi ve toksik olmaması nedenlerinden dolayı damıtılmış su seçilmiştir. FPHP'nin kalınlığı 6 mm ve alanı 100 cm^2 'dir. LED COB alanı $12,24\text{ cm}^2$ 'dir. Isı emicinin kanatçıkları 6063 alüminyum alaşımından yapılmıştır. LED sabit bir akım devresi tarafından

beslenmektedir. DC güç kaynağının çıkış akımını ayarlanarak LED COB çalıştırılmıştır. Çekilen LED COB akımı 600 mA, 900 mA ve 1500 mA için güç sırasıyla 20 W, 30 W ve 50 W olarak bulunmuştur. Altı farklı termokupl ($\pm 0,3$ °C) ile FPHP üzerinden sıcaklıklar ölçülmüştür. Bu termokupllardan 4 adedi FPHP'nin yoğunlaştırıcı ve ısı alıcısı bölümüne ve 1 adedi de LED COB ile FPHP arasına yerleştirilmiştir. Kalan termokupl ile de ortam sıcaklığı ölçülmüştür. Çalışma sıvısının dolum oranı (sıvı hacminin örgü gözenekleri de dahil olmak üzere FPHP boşluğunun toplam hacmine oranı) yaklaşık %40'tır. Daha iyi başlatma özellikleri ve termal performans için FPHP deneyler sırasında her zaman yatay pozisyonda olmuştur. Artan ısı yükü ile buharlaşma yüzeyinin ve yoğunlaşma yüzeyinin arasındaki sıcaklık farkı daha büyük hale gelir. Bu, LED COB'un artan ısı yükü ile ısı transfer miktarı arttığından beklenen bir sonuçtur. Yeni FPHP'nin buharlaşma yüzeyi ile yoğunlaşma yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı, aynı güç yükünde geleneksel FPHP'den daha küçüktür. LED COB güç yükü 50 W olduğunda, geleneksel FPHP için bu sıcaklık farkı yaklaşık 8,86 °C iken yeni FPHP için 7,74 °C olduğu görülmüştür. Bu gözlem, yeni FPHP'nin ısı transfer kabiliyeti açısından geleneksel FPHP'den daha iyi olduğunu göstermiştir. LED COB soğutma sistemi için Ansys-Icepak sayısal modeli oluşturulmuştur. Simülasyon sonuçları ile deneysel veriler uyumludur. Deneysel sonuçlarda olduğu gibi sayısal sonuçlarda da yüksek güçlü LED COB'da oluşan ısıнын atılmasında yeni tasarlanan FPHP'nin daha üstün olduğunu göstermiştir [21].

Gawande ve Nakate çalışmalarında, kabin içerisinde bulunan yongaların ve ısı emicisinin fan yardımı ile soğutulması işleminin ısı analizini, Ansys-Icepak programı ile gerçekleştirmişlerdir. Modellemede bir dizi varsayım yapılmıştır baskı devre kartındaki tüm küçük ve düşük güçlü komponentler ihmal edilmiştir. İncelenen sunucudaki CPU'lar ve yonga setleri ana ısı kaynakları olarak belirlenmiştir. Termal modelleme, yüksek güçlü elektronik cihazların soğutulmasındaki en büyük zorluklardan biridir. Simülasyonlar, sunucudaki hava akışı ve ısı transferi analizini araştırmak için gerçekleştirilmiştir. Ana kart izotropik FR4 malzeme ile modellenmiştir. CPU modelleme için kompakt iletim modeli kullanılmıştır. Güç dağılımı 80 W'tır. Termal ara yüz malzemesi olarak termal gres kullanılmıştır. Sunucu içerisinde bulunan kartlar ve kablolar fan akışına engel olduğundan kuboid olarak modellenmiştir. Monte edilen fanların, ilgili veri sayfalarından elde edilen fan eğrilerine göre toplam güç dağılımının 225,939 W olduğu varsayılmıştır. Hücre boyutu, incelenen sunucu boyutlarının 1/20'sinden az olacak şekilde ayarlanmıştır. Programda bulunan Mesher-HD özelliği kullanılmış düğüm sayısı 536503 ve hücre sayısı 496291 olarak

hesaplanmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmalar arasındaki en yüksek sıcaklık farkının $8,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu hesaplanmıştır. Sunucu içeriğinde tespit edilen sıcaklık aralığı $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $90,774\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir. Deneysel ölçümde sadece komponentlerin yüzey sıcaklığı ölçülmüştür ve yonga sıcaklığı analiz ile tespit edilmiştir. En uygun hava akışı modeli program kullanılarak oluşturulmuştur. Tüm bileşenler izin verilen maksimum sıcaklıkta çalışmaktadır. En yüksek sıcaklık DIMM soketinde gözlenmiştir. Sunucu bileşenlerinin malzeme özellikleri hakkında yapılacak ayrıntılı inceleme ile ısı analiz sonuçlarının doğruluğunu arttıracaktır. Etkili soğutmanın olmadığı yerlerde yüksek sıcaklık olduğu sonucuna varılmıştır. Mevcut problem için fan kapasitesi ve hava akışı iyileştirilmesinin ısının daha iyi atılmasına yardımcı olacağı sonucuna varılmıştır [22].

Tan ve Demirel çalışmalarında, bir CPU ve ana kartın sıcaklığını ve performansını incelemek için üç farklı soğutma sistemi incelemiştir. CPU'nun sıcaklık özellikleri ve performansı bir hava soğutmalı ısı alıcısı, su soğutma sistemi ve termoelektrik soğutucu ile deneysel olarak incelenmiştir. CPU, yonga seti ve diğer bilgisayar bileşenlerini aşırı ısınmaya karşı korumak için çeşitli soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Bu soğutma uygulamaları alüminyum veya bakırdan üretilen ısı alıcısı, ısı borusu, su soğutma sistemi ve termoelektrik soğutucu ile yapılmıştır. Isı alıcısı, termoelektrik soğutucu ile birlikte kullanılmıştır. Isı borusu ile birlikte, sınırlı olan soğutma kapasitesi sorunu çözmek için yüksek hızda fan kullanılmaktadır ve bunun sonucunda olağanüstü ve istenmeyen bir gürültü ortaya çıkmaktadır. Isı borusu, 2950 rpm'nin altındaki hızda çalışan fan ile ısı alıcısına kıyasla daha iyi termal performansa sahiptir. Kullanılan malzemelerin diğer soğutma sistemlerine kıyasla soğutma açısından daha karmaşık ancak daha verimli olduğu diğer bir yöntem de su soğutma sistemidir. Su soğutma sistemleri, hava ile soğutma sistemlerine göre daha yüksek ısı transfer katsayılarına sahiptir. Sıvı soğutmalı bir sistemin performansı ısı alıcısının kanal boyutlarına, kanallardan akan sıvının hızına, radyatör kanatçıklarının yüzey alanına ve ısı dağılımı için mevcut hava akışına bağlıdır. Su soğutma sisteminde kullanılan malzemeler arasında yüksek ısı iletkenliği bakır bloklar, radyatör, su pompası, konektörler, su hortumları, su akış göstergesi ve su deposu bulunmaktadır. Su, soğutma işlemi için hortumlar yardımıyla monte edilmiş bakır bloktan geçer. Soğutulan komponentin ısıyla ısınan su önce radyatörde (yoğusturucu) soğutulur ve ardından döngüsünü tamamlamak için tanka geri döner. Sonuç olarak, soğutulacak komponent üzerindeki ısı, bu döngü ile uygun bir çalışma sıcaklığına indirgenebilmiştir. Termoelektrik soğutucunun COP değeri, ortam sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ iken yaklaşık 0,3-0,5 olarak hesaplanmıştır. COP değerinin, TEC'in

soğutulacak komponent ile temas kalitesini, termal ara yüzleri ve ısı eşanjörlerinin etkinliğini geliştirerek arttırılabileceği değerlendirilmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlara göre en yüksek CPU sıcaklığı sırasıyla su soğutma ile 41,452 °C, ısı borusu ile 45,108 °C, ısı alıcısı ile 39,837 °C ve termoelektrik soğutucu ile 35,587 °C olarak bulunmuştur. Tam yükte CPU ve anakart sıcaklıkları sırasıyla ısı alıcısı ile 62 °C ve 45 °C, su soğutma sistemi ile 51 °C ve 36 °C ve termoelektrik soğutucu ile 47 °C ve 33 °C olarak bulunmuştur. Termoelektrik soğutucunun soğuk yüzeyi CPU ve yonga setine ve su soğutma sisteminin bakır blokları, ısıyı dağıtmak için termoelektrik soğutucunun sıcak yüzeyine monte edilmiştir. Bu sistem diğer soğutma sistemleri ile karşılaştırıldığında, CPU'nun ortalama ve maksimum sıcaklıklarının termoelektrik soğutma ile 5-15 °C arasında azaldığı tespit edilmiştir. Test sonuçlarına göre, termoelektrik soğutma sisteminin sürekli çalışma koşullarında diğer iki sistemden daha iyi soğutma performansına sahip olduğu sonucuna varılmıştır. Buna ek olarak, değişen iş yükü altında en iyi CPU performansı derecesi termoelektrik soğutucu ile elde edilmiştir [23].

Liu, Zhao, Yang, ve Tang çalışmalarında, bir CPU soğutması amacıyla mikro termosifon soğutma sistemi ile birlikte termoelektrik mini soğutucu önerilmiştir. Öncelikle termoelektrik soğutucu için ısı ve elektrik gücün tek boyutlu uygulanmasına bağlı olarak matematiksel bir ısı transferi modeli oluşturulmuştur. Analitik sonuçlar, maksimum COP ve Q_c arasındaki ilişkiyi verim ölçüsü (ZT) ile göstermektedir. Termoelektrik soğutucunun çalışma voltajının, ısı kaynağının güç girişinin ve termoelektrik soğutucu sayısının, soğutma sisteminin performansı üzerindeki etkisini araştırmak için tam ölçekli deneyler yapılmıştır. Deneysel sonuçlar, soğutma üretiminin termoelektrik çalışma voltajının yükseltilmesiyle arttığını göstermiştir. CPU ısı kaynağının yüzey sıcaklığı, güç girişinin artmasıyla doğrusal olarak artmış ve prototip CPU güç girişi 84 W'a eşdeğer olduğunda en yüksek sıcaklık 70 °C'ye ulaşmıştır. Hava ve ısı kaynağı yüzeyi arasındaki yalıtım, düşük yüzey sıcaklığı nedeniyle yoğunlaşmayı önlemektedir. Buna ek olarak, termoelektrik soğutucunun boyutu CPU boyutuyla iyi eşleştğinde soğutma sisteminin termal performansını artacağı değerlendirilmiştir. Ayrıca, en uygun çalışma voltajını belirlemek için performans katsayısı hesaplanmıştır. Farklı çalışma voltajı için zaman ile COP değişimi pasif soğutma nedeniyle 0 V için hesaplanmamıştır. Maksimum COP, 10 V ve 12 V çalışma voltajına sahip 65 W güç girişi için yaklaşık 1,7'dir. Zamana bağlı çalışmada 12 V gerilimde hesaplanan COP'nin, 10 V'da hesaplanan COP'den daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. 12 V çalışma voltajının, en düşük yüzey sıcaklığının, maksimum soğutmanın ve daha iyi COP değerinin elde

edilmesi sebebiyle bu soğutma sistemi için en uygun çalışma voltajı olduğu sonucuna varılmıştır. Isı alıcısı ile birlikte kullanılan termoelektrik soğutucunun performansı ve ısı borusu ile birlikte kullanılan termoelektrik soğutucunun performansı da karşılaştırmalı olarak araştırılmıştır. İlk olarak ısı kaynağı güç girişinin soğutucu performansı üzerindeki etkisi, sabit termoelektrik soğutucu voltajı (12 V) ve giriş hava akımı oranı ($28,5 \text{ m}^3/\text{h}$) ile incelenmiştir. Termoelektrik soğutucu sayısı dört adettir. Ortam havasının sıcaklığı ve bağıl nemi sırasıyla 12°C ve %60 civarındadır. Isı kaynağı gücü, döngü ısı borusu için 15 W ile 84 W arasında değişmektedir. Isı kaynağı gücü aralığı, 70°C olan maksimum sıcaklık değerine göre belirlenmiştir. 70°C 'den yüksek yüzey sıcaklığı, bilgisayarların bozulmasına neden olur. Yüzey sıcaklığının ısı kaynağı güç girişi ile arttığı gözlemlenmiştir. Kararlı durum için harcanan zaman, güç girişi ile pozitif olarak artar. Bu sistemdeki sıcaklık dağılımı termoelektrik soğutucuların termal analizine bağlı olarak çıkarılmıştır. Analitik sonuçlar, verim ölçüsü (ZT) en yüksek değere ulaştığında COP ve Q_c 'nin asimptotik olarak maksimuma ulaştığını göstermektedir. Tam ölçekli deneysel kurulum, termoelektrik çalışma voltajı arttığında kararlı duruma ulaşmak için daha uzun süre alabileceğini göstermiştir. Soğutma üretimi termoelektrik çalışma voltajının artan bir fonksiyonudur COP ise termoelektrik akım ile farklı dağılım göstermiştir. Isı kaynağı yüzey sıcaklığı, ısı kaynağının güç girişine paralel olarak artar. Isı kaynağında 84 W güç girişine göre, maksimum yüzey sıcaklığı sabit çalışma altında 70°C sıcaklığındadır. Termoelektrik soğutucunun soğutma kapasitesi, güç girişinin artmasıyla sürekli olarak artmamıştır. Sonuç olarak, ısı kaynağı sıcaklığının, güç girişi kritik 84 W değerini aştıktan sonra zamanla aniden arttığı tespit edilmiştir [24].

Orhan çalışmasında, bir bilgisayarın soğutulması sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal model ticari CFD yazılımı ANSYS-Icepak kullanılarak analiz edilmiştir. Hücre yapısı seçimi, ayırıklaştırma şemaları ve türbülans modellerinin etkileri ile sonuçları karşılaştırılmalı olarak sunulmuştur. CFD sonuçları ile karşılaştırılması için bir deneysel çalışma yapılmış ve kasa içinde kritik yerlerden bazı ölçümler alınmıştır. Sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile uyum içinde olduğu bulunmuştur. Hesaplama hatası dışında, yakınsama da dikkate alınması gereken önemli bir husustur. Çözümün nerede durdurulacağına karar vermek için yakınsama ölçütleri belirlenmelidir. Doğru bir çözüm elde etmek için yeterli sayıda yineleme yapılmalı ve bir değişkenin artık değerleri önceden belirlenmiş bir değerin altına düşmelidir. Bu değer kullanıcı tarafından belirlenir ve bu çalışmada süreklilik ve momentum denklemleri için 10^{-4} ve enerji denklemi için 10^{-7} olarak seçilmiştir. Hesaplama alanındaki çeşitli kritik konumlar

hız, basınç ve sıcaklık açısından izlenmelidir. Ardışık yinelemelerde bu değerler önemli ölçüde değişmezse, bu durum yakınsama göstergesidir. Makul bir hücre seçimi için üç farklı konfigürasyon oluşturulmuştur. Birincisi 144034 elemanlı kaba bir ağıdır. Bu ağ konfigürasyon, programda varsayılan hücre parametrelerini koruyarak elde edilmiştir. İkincisi 598211 elementli ve sonuncusu 938037 elementli daha hassas bir hücre yapısıdır. Hücre konfigürasyonları için parametreler, özellikle büyük değişkenliklerin bulunduğu bölgelerde daha da hassas hücre elde etmek üzere ayarlanmıştır. Üç farklı hücre yapılandırılmasının amacı, çözümün hücre sayısında bağımsız olduğunu tespit ve kontrol edebilmektir. Bu kapsamda yapılandırmalar sonrası analizlerden elde edilen sonuçların önemli ölçüde değişmediği görülmüştür. Tüm türbülans modelleri arasında en yaygın olan iki model kullanılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bunlar sıfır denklem (zero-equation) türbülans modeli ve $k-\epsilon$ (kinetik enerji-dağılım) türbülans modelidir. Türbülans modeller arasında, sıfır denklem, genelleştirilmiş haliyle, tüm türbülanslı akışlara uygulanabilir ve en basit türbülans modeli olarak düşünülebilir. Öte yandan, $k-\epsilon$ türbülans modeli en çok kullanılan iki denklem türbülans modeli olarak kabul edilir. Bununla birlikte, diğer tüm türbülans modelleri gibi, bazı dezavantajları vardır. Çalışma yapılan modeldeki en büyük sorun, sıfır denklem modeline kıyasla duvar hesaplamaları yapmanın zor ve pahalı olmasıdır. Duvar fonksiyonlarını kullanabilmek için hücre oluşturulurken dikkat edilmelidir. Izgara yoğunluğu, yakın duvar bölgesinde güçlü bir şekilde değişen $k-\epsilon$ 'yi çözebilmek için makul olmalıdır. Sonuçlar, $k-\epsilon$ modelinin sıfır denklem türbülans modeli üzerinde üstün bir performansa sahip olmadığını göstermiştir. Yapılan çözümlerde $k-\epsilon$ modelinin daha uzun zaman aldığı görülmüştür. Bu nedenle, sıfır denklem türbülans modelinin, bilgisayar kasası içindeki türbülanslı özellikleri çözmek için kullanılabilir olduğu değerlendirilmiştir. Çalışmanın modelleme aşamasında birkaç varsayım ve basitleştirmeyi yapılmıştır. Bilgisayar kasasındaki her ayrıntıyı modellemek mümkün olmadığından, yalnızca kritik bileşenler modellenmiştir. Transistörler, kondansatörler, kablolar vb. gibi bileşenler diğer bileşenler gibi akışı etkilemediğinden modellenmemiştir. Öte yandan, ısı borusu sistemi ve bazı komponentler gibi kritik bileşenleri modellerken bazı zorluklarla karşılaşmıştır. Isı borusu sisteminin karmaşık geometrisi nedeniyle basitleştirmelerle modellenmiştir. Sistemin boruları, çok yüksek eksenel iletkenliğe sahip dikdörtgen bloklar olarak modellenmiştir. Deneysel sonuçlardan elde edilen sıcaklık farklarının 28 °C ortam sıcaklığında hata yüzdesi de dahil olmak üzere CFD sonuçlarıyla karşılaştırılması kapsamında; NB ısı alıcısı deneysel 6,6 °C sayısal 7 °C hata oranı %5,7, SB ısı alıcısı deneysel 15,1 °C sayısal 14 °C hata oranı %7,3, ısı borusu bloğu deneysel 10,4 °C sayısal

11,4 °C hata oranı %9,6, Güç Kaynağı deneysel 3,9 °C sayısal 4,2 °C hata oranı %7,7 olarak elde edilmiştir [25].

Literatürde yapılan çalışmalarda belirlenen bir problemin çözümü hem sayısal hem de deneysel olarak elde edilmiş ve her iki çalışma ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak sayısal sonuçların doğruluğu ve güvenilirliği hakkında değerlendirmeler yapılmıştır. Literatür araştırması sırasında incelenen çalışmaların bilinen soğutma sistemlerinin soğutma kapasitelerinin ve verimliliklerinin artırılması üzerine yoğunlaştığı görülmektedir. Mevcut çalışmalarda, kullanılan soğutma sistemlerinin verimliliklerinin artırılması amacıyla malzeme özellikleri, soğutucu akışkanların fiziksel yapısı, konum açıları, geometrik ölçüleri, kullanılan diğer yardımcı aktif veya pasif soğutma elemanlarının tüm sistem üzerine olan etkileri gibi değişken parametreler üzerinde araştırmalar yapıldığı görülmektedir. Buna ek olarak sayısal çözümlerde kullanılan türbülans modellerinin de çözümlere olan etkileri araştırılmış ve yine deneysel çalışmalarla elde edilen sonuçlar ile kıyaslanmıştır.

Mevcut çalışmada problemin doğru tanımlanması ve yapılan modellemelerin uygunluğunun sağlanabilmesi amacıyla, literatürde yapılan çalışmalarda kullanılan problem tanımlama yaklaşımları göz önünde bulundurulmuştur. Mevcut çalışmada belirtilen problemin çözümünde karışık konveksiyon rejimine göre çözüm elde edilmesi amacıyla yapılması kullanılan denklemler, gereken hesaplamalar ve elde edilen sonuçların yorumlanması için de literatürde yapılan benzer çalışmalardan faydalanılmıştır. Problemin çözümünde kullanılacak türbülans modeli, literatürde bulunan çalışmalar arasından, mevcut problem tanımına ve hesaplamalar sonrasında elde edilen Reynolds sayısına uygun olarak seçilmiştir.

Literatür çalışmalarından elde edilen en önemli sonuç hem TEC'in sıcak yüzeyinin hem de ısı borusu yoğuşturucusunun etkin bir şekilde soğutulması ile elde edilen soğutma kapasitesinin ve dolayısıyla verimliliğin artıyor olmasıdır. Özellikle TEC içerisinde, akım ile oluşan ısının uygun bir yöntemle dışarı atılmaması durumunda ısı bir direnç oluşturduğu ve soğutma performansına olumsuz etki gösterdiği görülmüştür. Isı borusu yoğuşturucu bölgesinde etkin bir ısı atımı yapılmadığında yeterli miktarda soğutucu akışkan sıvı faza dönüşmeyecek bu nedenle buharlaştırıcı bölümünde yeterli sıvı bulunmadığından etkin bir soğutma yapılamayacaktır. Soğutma verimliliğinin artırılması amacıyla yapılan modellere fan eklenmiş ve fan hızının soğutma sistemleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yapılan

Çalışmada tek başına fan kullanılmasının yeterli soğutma yapamadığı ancak kullanılan diğer soğutma sistemlerinin verimliliklerinin arttırdığı sonucuna varılmıştır.

Sayısal özümelerde kullanılacak analiz modelleri oluşturulurken baskı devre kartı ve modül fiziksel özelliklerine bağlı kalınarak, literatürde bulunan çalışmalardan elde edilen bilgiler ile sınır şartları belirlenmiştir. Modellemelerin tamamlanması sonrasında analizin doğru sonuçlar vermesi amacıyla Ansys-Icepak programında tanımlanacak komponentler ve özellikleri ile problem çözümünde sonuçlara etki edecek temel çözüm ayarları ve çözüm parametreleri belirlerken yine literatürde yapılan çalışmalardan faydalanılmıştır. Problem özümlelerinde en sık kullanılan türbölans modeli literatürde yapılan çalışmalar doğrultusunda belirlenmiştir.

3. PROBLEMİN TANIMI VE TEMEL DENKLEMLER

Bu bölümde problemin sayısal metotla çözülmesi için gerekli tanımlamalar yapılmıştır. Problemde analiz edilen fiziksel modellere ait sayısal değerler verilmiştir. Problemin çözümünde kullanılan temel denklemler belirtilmiştir. Ayrıca problemin sınır şartları ile ilgili bilgiler sunulmuş ve çözümlerde kullanılan sayısal akışkanlar dinamiği paket programı ve çözüm yaklaşımı ile ilgili açıklamalar yapılmıştır.

3.1. Problemin Genel Tanımı

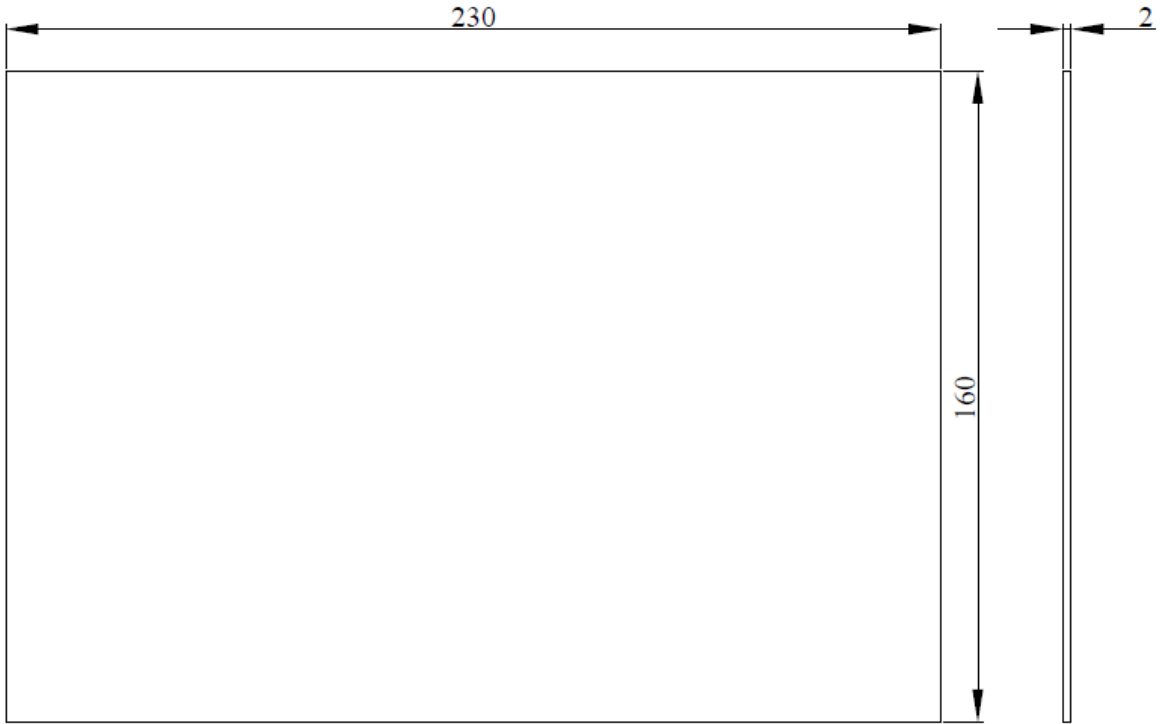
Bu problemde bir baskı devre kartı üzerinde bulunan 2 adet özdeş yonganın, kararlı durumda ve sabit ısı yükü ile termoelektrik soğutucu ve ısı borusu kullanılarak soğutma performansı incelenmiştir. TEC ile farklı akım, ısı borusu ile farklı uzunluk ve ısı iletkenlik değerleri ile soğutma işleminde hem yongaların hem de diğer komponentlerin sıcaklık değerleri hesaplanmış ve iki soğutma sisteminin performansı karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Sınır şartları baskı devre kart takımının montaj edildiği modülün geometrisine ve özelliklerine uygun şekilde belirlenmiştir. Isıl performansı analiz edilen yongaların ısı yükleri 5W ve kritik çalışma sıcaklıkları da 85 °C olarak belirlenmiştir. Bir diğer ısı kaynağı olarak baskı devre kartı üzerine lehimlenen 4 adet kondansatörün ısı yükü 0,2 W olarak belirlenmiştir. Toplam ısı yüküne etkisi çok az olmasına rağmen baskı devre kartı üzerinde sıcak nokta oluşturma ihtimali göz önüne alınarak modellere kondansatörler de dahil edilmiştir. Bazı değerleri program kütüphanesinden seçilerek oluşturulan termoelektrik soğutucu modelinin çalışabileceği en yüksek akım değeri 4A'dır. Bu nedenle parametrik çalışmalar kapsamında yapılan analizlerde termoelektrik soğutucunun çalışma akım değeri aralığı 1 A-4 A olarak belirlenmiştir. Problemde kullanılan ısı borusu modeli, program kütüphanesinde probleme uygun hazır ısı borusu modeli (makro) bulunmadığından, literatürde yapılan çalışmalar da göz önüne alınarak, blok ve malzeme özellikleri programda tanımlanarak oluşturulmuştur. Isı borusunun ile soğutma işlemi kapsamında yapılan parametrik çalışmalarda programa girilen ısı iletkenlik değeri aralığı 20000 W/mK-50000 W/mK olarak belirlenmiştir ayrıca parametrik çalışmalar kapsamında 144 mm ve 184 mm olmak üzere iki farklı ısı borusu modellenmiştir. İki soğutma sisteminde de kullanılan ısı alıcılarının malzemesi 6061-T4 kalite alüminyum olarak belirlenmiştir.

3.2. TEC ve Isı Borusu Modellerinin Fiziksel Özellikleri

Sayısal olarak incelenen modellerin ve bu modellere ait alt bileşenlerin özellikleri ayrı ayrı belirtilmiştir.

Baskı Devre Kartı

Baskı devre kartı ilk ve son katmanı 35 μm ve orta katları 70 μm kalınlığında FR-4 malzemeden üretilmiştir. Yapılan modelde modül içerisinde sadece tek bir baskı devre kartı bulunduğundan raf miktarı 1 olarak girilmiştir. İlk ve son katlarda toplam alana oranla metal oranı %20 ara katlarda %60 olarak belirlenmiştir. Programa ait parametre seçim ekran alıntıları Ek-7’de belirtilmiştir.



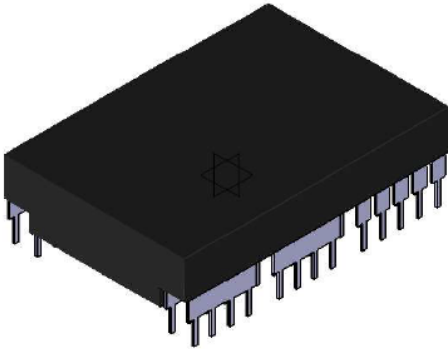
Şekil 3.1. Baskı devre kartı ölçüleri (mm olarak verilmiştir)

Kondansatör

Kondansatörlerin çapı 8 mm, yüksekliği 6 mm ve toplam gücü 0,2 W'dır.

Yonga

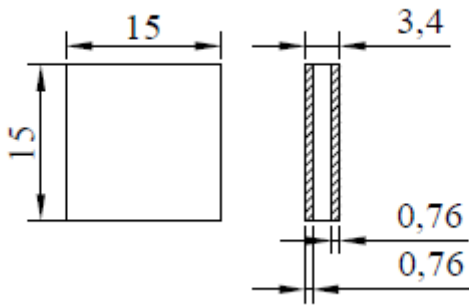
Yongaların özellikleri üretici tarafından yayınlanmış veri sayfasında belirtildiği şekilde programa girilmiştir. Yongaların eni 22 mm, boyu 32 mm, kalınlığı 4 mm ve üst yüzey alanı 704 mm²'dir. Yongaların ısı yükleri 5W olarak seçilmiştir. Programa ait parametre seçim ekran alıntıları Ek-7'de belirtilmiştir.



Şekil 3.2. Yonganın 3 boyutlu görüntüsü

Termoelektrik Soğutucu

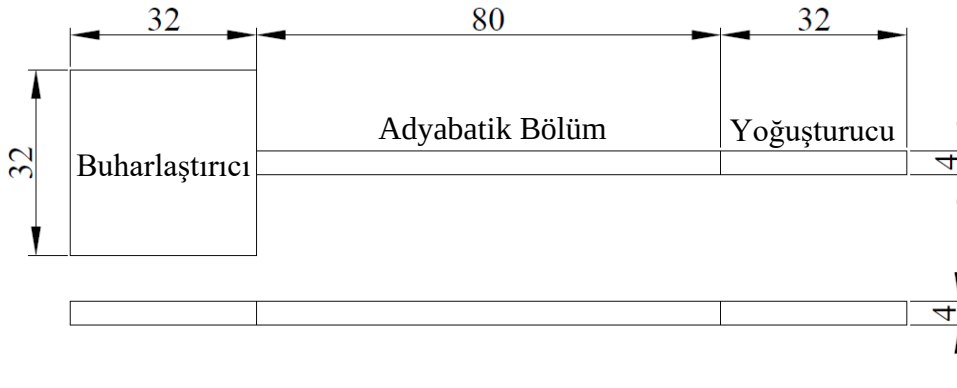
Termoelektrik soğutucuların eni ve boyu 15 mm ve kalınlığı 3,4 mm'dir. Hem soğuk hem de sıcak yüzeylerde bulunan seramik kalınlıkları 0,76 mm'dir. Programa ait parametre seçim ekran alıntıları Ek-7'de belirtilmiştir.



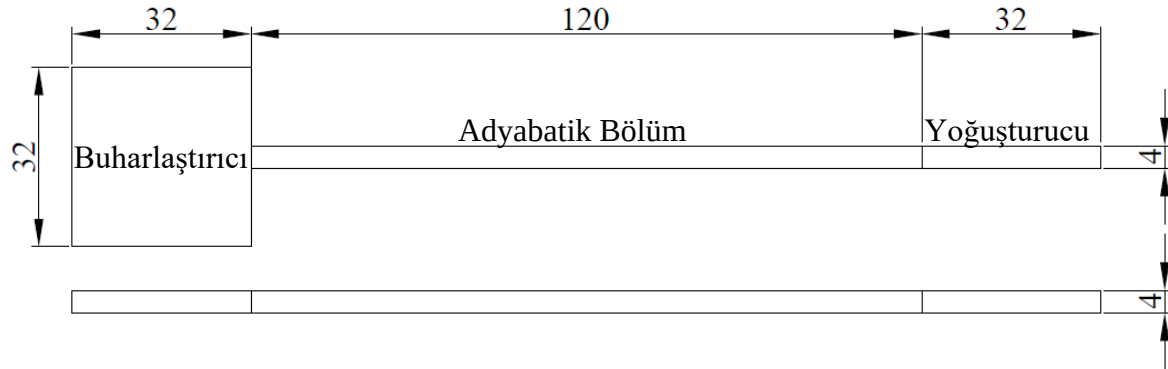
Şekil 3.3. TEC ölçüleri (mm olarak verilmiştir)

Isı Borusu

Isı borusu modellemesi, literatürde yapılan çalışmalara ve program eğitim dokümanına uygun olarak programın blok katı şekil ve malzeme oluşturma özelliği kullanılarak modellenmiştir. Isı boruları 3 farklı bölge olacak şekilde oluşturulmuştur. Bunlar sırasıyla buharlaştırıcı, adyabatik bölüm ve yoğuşturucudur. Buharlaştırıcı kısmı düz plaka ısı borusu olarak tanımlanmıştır. Modellemelerde kullanılan her iki ısı borusunda da buharlaştırıcı ve yoğuşturucu uzunluğu 32 mm olarak belirlenmiştir. Isı boruları arasındaki fark adyabatik bölüm uzunluğudur, 144 mm olan ısı borusunda adyabatik bölüm 80 mm, 184 mm olan ısı borusunda adyabatik bölüm 120 mm olarak belirlenmiştir. Isı borularının kalınlıkları 4 mm olarak belirlenmiştir, her iki ısı borusu da düz ısı (flat heat pipe) borusudur.



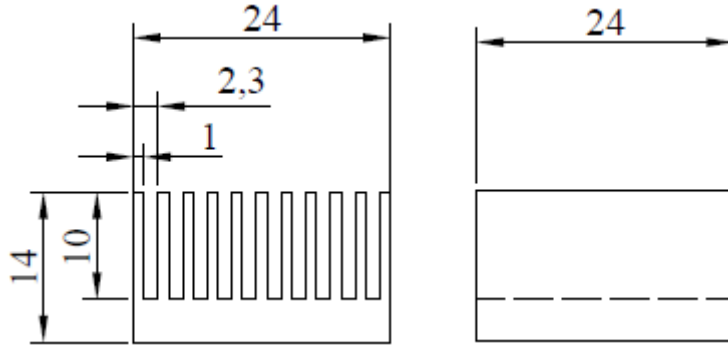
Şekil 3.4. 144 mm ısı borusunun ölçüleri (mm olarak verilmiştir)



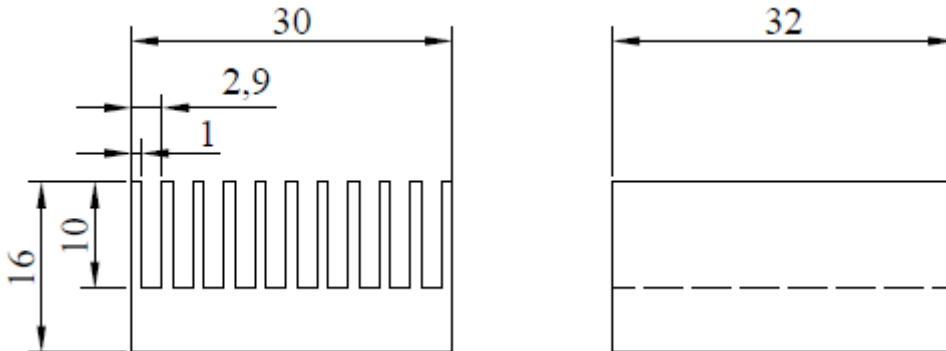
Şekil 3.5. 184 mm ısı borusunun ölçüleri (mm olarak verilmiştir)

Isı Alıcıları

İki soğutma sisteminde de kullanılan ısı alıcılarının malzemesi 6061-T4 kalite alüminyum olarak belirlenmiştir. Isı alıcılarının ölçüleri aşağıda belirtilmiştir. TEC ve ısı borusu için kullanılan ısı alıcıları soğutma sistemlerinin boyutlarına göre belirlenmiştir.



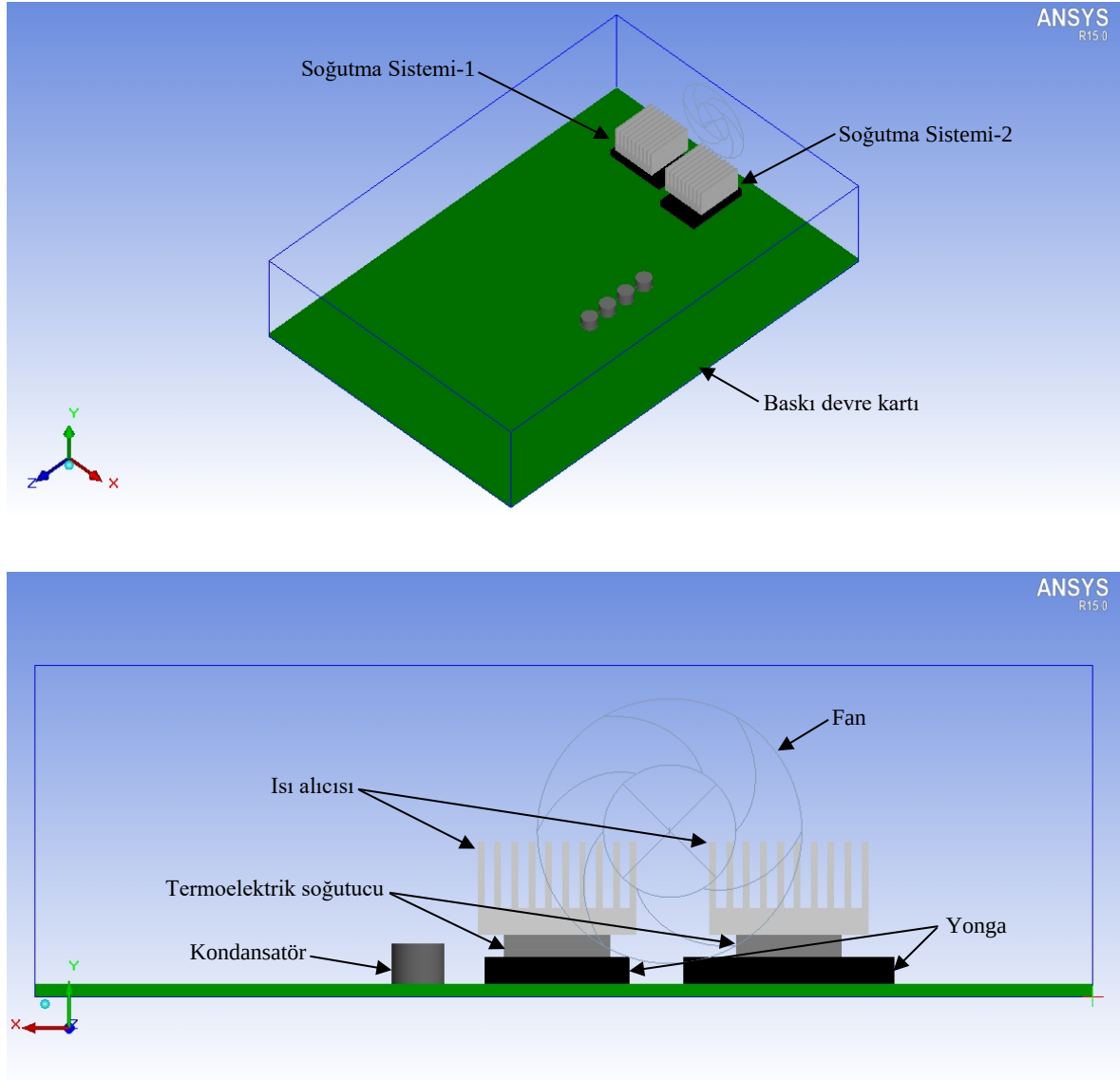
Şekil 3.6. TEC’lerde kullanılan ısı alıcısı ölçüleri (mm olarak verilmiştir)



Şekil 3.7. Isı borusunda kullanılan ısı alıcısı ölçüleri (mm olarak verilmiştir)

Termoelektrik soğutucu ile yapılan modelleme

Termoelektrik soğutucu kullanılarak analiz yapılan modelin görüntüleri Şekil 3.8.'de sunulmuştur.



Şekil 3.8. Termoelektrik soğutuculu modelin üç boyutlu görüntüsü (izometrik ve z eksen)

3.2.1 TEC ve Isı Borusu Modellemelerinde Yapılan Varsayımlar

Termoelektrik soğutucu ve ısı borusu ile soğutma performansının incelendiği sayısal analizlerde, literatürde yapılan çalışmalar da göz önüne alınarak, çevreye radyasyon ile olan ısı transferi ihmal edilmiştir. Baskı devre kartı üzerinde bulunan ancak ısı transferine etkisi olmayan diğer küçük komponentler (kondansatör, direnç, diyot vb.) modele dahil edilmemiştir. Yapılan analizlerde termoelektrik soğutucu ve ısı borusu buharlaştırıcısı ile yongalar arasında bulunan temasın mükemmel olduğu varsayılmıştır. Termoelektrik soğutucunun soğuk ve sıcak yüzey seramik plakaları boyunca ısı yükünün düzgün olduğu varsayılmıştır [14]. Termoelektrik soğutucunun soğuk ve sıcak yüzeyleri haricinde kalan yüzeyleri adyabatik olarak kabul edilmiştir [20]. Normal şartlarda montaj sırasında termoelektrik soğutucu ve ısı borusu buharlaştırıcısı ile yongalar arasına uygulanan ince film termal macunun ısıl direnci ihmal edilmiştir. Termoelektrik soğutucunun sıcak yüzeyinin ve ısı borusu yoğunlaştırıcısının soğutulmasında kullanılan ısı alıcıları arasında bulunan termal macunun ısıl direnci de ihmal edilmiştir, burada da temasın mükemmel olduğu varsayılmıştır.

3.3. Problem Çözümünde Kullanılan Temel Denklemler

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde kullanılan denklemler kütlenin korunumu, Newton'un ikinci yasası ve termodinamiğin birinci yasası olmak üzere üç temel fizik kanunundan türetilmiş olup Navier-Stokes denklemleri olarak bilinmektedir. Navier-Stokes denklemleri kütle korunum, momentum korunum ve enerji korunum denklemlerinden oluşmaktadır [26].

Kütle korunum (süreklilik) denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir [26]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

Eşitlik 3.1'de hız vektörünün diverjansı açık halde yazıldığında Eşitlik 3.2 elde edilir [26].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

Problem zamana bağlı çözülmediğinden $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ olur.

Momentum ve enerji korunum denklemleri, sıkıştırılabilirlik ve türbülans etkileri dahil olmak üzere genel olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir [25]:

x-Momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (3.3)$$

y-Momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (3.4)$$

z-Momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (3.5)$$

Enerji korunum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e \vec{V}) = -p \nabla \cdot \vec{V} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi + \dot{q} \quad (3.6)$$

Newtonian akışkan için viskoz stres (τ) denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\tau_{xx} = \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.7)$$

$$\tau_{yy} = \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.8)$$

$$\tau_{zz} = \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3.9)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (3.10)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (3.11)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (3.12)$$

Problem kararlı halde çözüldüğünden denklemlerde bulunan tüm zamana bağlı parametreler ve ρf (body force) eşitlikleri sadeleştirilmiştir. Problemde yüksek viskoziteli ve yüksek hızlı bir akış olmadığından viskoz dağılım fonksiyonu (Φ) ihmal edilmiştir. Çözümde kullanılacak momentum ve enerji korunum denklemlerinin sadeleşmiş halleri aşağıda verilmiştir [25], yer çekimi ivmesi (g) $-y$ yönünde $9,807 \text{ m/s}^2$ 'dir.

x-Momentum denklemi:

$$\nabla \cdot (u\vec{V}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (\mu_{ef} \nabla u) + \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial(\rho \overline{u'^2})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right] \quad (3.13)$$

y-Momentum denklemi:

$$\nabla \cdot (v\vec{V}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (\mu_{ef} \nabla v) + \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'^2})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right] - g\xi(T - T_0) \quad (3.14)$$

z-Momentum denklemi:

$$\nabla \cdot (w\vec{V}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (\mu_{ef} \nabla w) + \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right] \quad (3.15)$$

Enerji korunum denklemi:

$$\nabla \cdot (e\vec{V}) = -\frac{p}{\rho} \nabla \cdot \vec{V} + \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (k_{ef} \nabla T) \quad (3.16)$$

Efektif viskozite μ_{ef} ve efektif ısı iletkenlik k_{ef} değerleri türbülans etkisi nedeniyle moleküler ve türbülans bileşeninin toplamına eşittir [25].

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t \quad (3.17)$$

$$k_{ef} = k + k_t \quad (3.18)$$

Reynolds stresleri ortalama hız gradyenleri ile ilişkilendirilir. Reynolds stresleri aşağıda belirtilen şekilde modellenebilir, i veya j x , y ve z yönündeki değişkenlerin 3 bileşeni olarak ifade edilmektedir [25].

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_{ef} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.19)$$

Genellikle türbülans modelleri, ortalama ve değişken miktarlarda Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemlerini üretmek için orijinal kararsız Navier-Stokes denklemlerini değiştirmek isterler. Bu denklemler çalkantılı dalgalanmanın çözümü için bir ihtiyaç olmadan türbülans etkileri modellemek istediklerinde sadece ortalama akış miktarlarını temsil ederler (tüm ölçeklerde türbülanslı alanlar modellenmektedir). Türbülans modelleri denklemleri elde etmek için kullanılan istatistiksel ortalama prosedürü nedeniyle RANS denklemi tabanlı istatistiksel türbülans modelleri olarak isimlendirilirler. RANS denklemlerinin simülasyonları doğrudan sayısal simülasyonlara göre hesaplama çabasını büyük ölçüde azaltmakta ve genellikle pratik mühendislik hesaplamalarında benimsenmektedir. Ayrıca, ek akışkan gerilmeleri gibi ortalama işlemi dalgalanan miktarlarda ek bilinmeyen terimleri ortaya çıkmıştır. Bu terimler doğrudan tanımlanması zor ve bu nedenle daha fazla bilinmeyenleri olan türbülans ya da Reynolds gerilmeleridir [27].

ANSYS-Icepak programı dahilinde bulunan ve sık kullanılan iki temel türbülans modeli olan sıfır denklem (zero equation) ve k - ϵ (k türbülans kinetik enerjisi, ϵ türbülans yayılım değeri) türbülans modelleri karşılaştırıldığında;

- k - ϵ türbülans modelinin dairesel olmayan kanallarda özellikle tam gelişmiş akışlarda yeterli hassasiyette çözüm sağlamaması,
- k - ϵ türbülans modelinin sadece türbülanslı akışlar için geçerli olması,
- Sıfır denklem (zero equation) türbülans modelinin elektronik cihazlarda kullanımı için geliştirilmiş olması,
- Sıfır denklem (zero equation) türbülans modeli ile çözümlerin k - ϵ türbülans modeline kıyasla daha kısa sürmesi

nedenleriyle problemin çözümünde ANSYS-Icepak programı dahilinde bulunan sıfır denklem (zero equation) türbülans modeli kullanılmıştır.

Sıfır denklem (zero equation) türbülans modeli denklemi aşağıda belirtildiği gibi tanımlanır [25]:

$$\mu_t = \rho l^2 S \quad (3.20)$$

Karışım uzunluğu (mixing length) l ise aşağıda belirtildiği gibi tanımlanır:

$$l = \min(\kappa d, 0,09 d_{max}) \quad (3.21)$$

Burada d duvara olan uzaklık, $\kappa = 0,419$ ise von Karman sabitidir. Gerilme tensörünün ortalama hız katsayısı S aşağıda belirtildiği gibi tanımlanır:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.22)$$

Ortalama gerilme oranı S_{ij} aşağıda belirtildiği gibi tanımlanır:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.23)$$

Termoelektrik soğutucularda performans parametresi olan ZT (kalite katsayısı, figure of merit) aşağıda belirtilen denklem ile hesaplanır:

$$ZT = \frac{\alpha^2 \sigma}{k_{TEC}} \quad (3.24)$$

Seebeck katsayısı ise aşağıda belirtilen denklem ile hesaplanır:

$$\alpha = \frac{V}{(T_h - T_c)} \quad (3.25)$$

Mevcut çalışmada ZT ve Seebeck katsayısı ayrıca hesaplanmamış bunun yerine program kütüphanesinde bulunan hazır değerler kullanılmıştır.

Reynolds sayısı aşağıda belirtilen denklem ile hesaplanır:

$$Re = u \frac{d}{\nu} \quad (3.26)$$

En yüksek ve en düşük Reynolds sayıları, fan debi değeri her iki modelde de en yüksek olan 22 cfm ve en düşük olan 12 cfm için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kinematik viskozite (ν) değeri 25 °C sıcaklıkta hava için $1,54e-5$ olarak alınmıştır, d fanın hidrolik çapı olup 0,01 m'dir. Yapılan analizlerden fan debisine göre elde edilen en yüksek ve düşük hava akış hızı değerleri Çizelge 3.1.'de belirtilmiştir.

Çizelge 3.1. Hava akış hızı değerleri

Debi	TEC modeli akış hızı (u)	Isı Borusu modeli akış hızı (u)
22 cfm	11,39 m/s	11,32 m/s
12 cfm	6,18 m/s	6,17 m/s

Bu değerler kullanılarak TEC ile yapılan modellerde Reynolds sayısı en yüksek 7396,1 ve en düşük 4013, ısı borusu ile yapılan modellerde Reynolds sayısı en yüksek 7350,7 ve en düşük 4006,5 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan Reynolds sayısı değerleri $Re > 4000$ değerinden yüksek olması nedeniyle akışın türbülans olduğu görülmüştür.

Grashof sayısı aşağıda belirtilen denklem ile hesaplanır:

$$Gr = \frac{g d^3 \xi \Delta T}{\nu^2} \quad (3.27)$$

Denklemde ΔT (K) değeri, havanın geçtiği yüzeyin sıcaklığı ile hava sıcaklığının farkıdır, d fanın hidrolik çapı olup 0,01 m'dir. En yüksek ve en düşük Grashof sayısı hesaplanırken baskı devre kartı üzerinde bulunan tüm komponentlerin sıcaklığı ile havanın sıcaklığı arasındaki en yüksek ve en düşük sıcaklık farkı alınmıştır. TEC ile yapılan modellerde Grashof sayısı en yüksek 5625,6 ve en düşük 3516, ısı borusu ile yapılan modellerde Grashof sayısı en yüksek 5065 ve en düşük 4502 olarak hesaplanmıştır [19].

Richardson sayısı aşağıda belirtilen denklem ile hesaplanır:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (3.28)$$

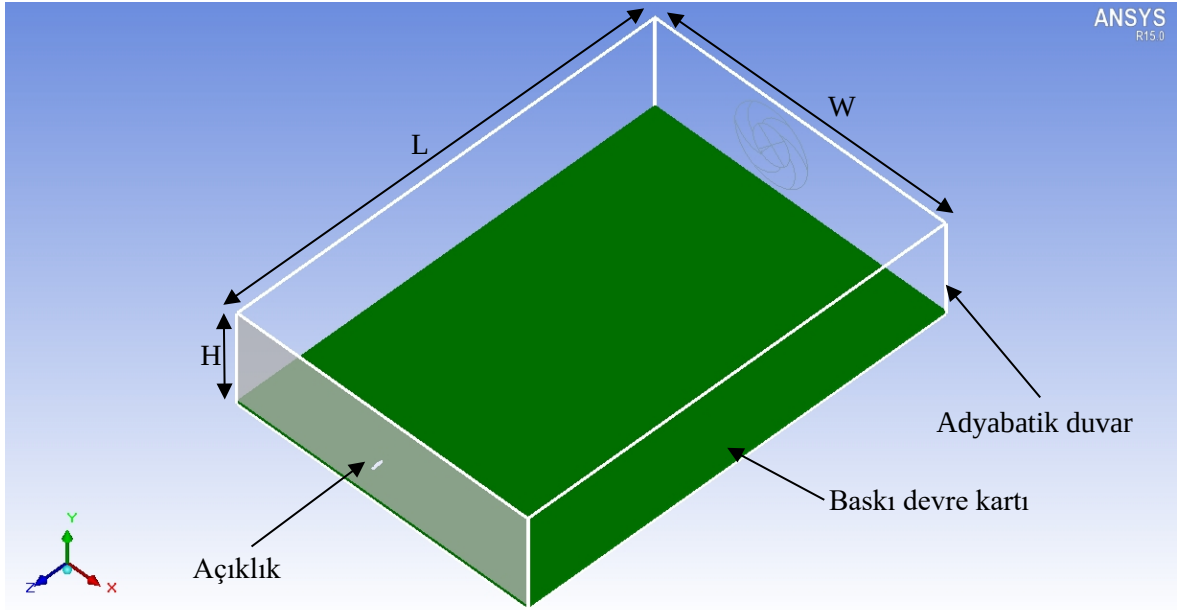
Karışık konveksiyon rejimi Richardson sayısı $0,01 < Ri < 10$ aralığında ise oluşmaktadır [35]. Elde edilen Grashof ve Reynolds sayıları ile Richardson sayısı hesaplandığında TEC ve ısı borusunun 22 cfm fan debisi ile yapıldığı modellerde en yüksek sonuçlar sırasıyla $6,43e-5$ ve $8,33e-5$, 12 cfm fan debisi ile yapıldığı modellerde en düşük sonuçlar sırasıyla $3,5e-4$ ve $3,16e-4$ olarak hesaplanmıştır. Elde edilen Richardson sayıları 0,01 değerinden küçük olduğundan yapılan modellerde zorlanmış konveksiyon rejimi olduğu sonucuna varılmıştır. Böylece mevcut çalışmada problem zorlanmış konveksiyon şartlarına göre incelenmiştir. Bu kapsamda analizlerde yerçekimi etkisinde olan akışın da incelenebilmesi için problem çözümünde Boussinesq modeli kullanılmıştır. Boussinesq modeli ile sıcaklığa göre değişen akışkan yoğunluğu aşağıda belirtilen denklem ile hesaplanır:

$$\rho = \rho_0 (1 - \xi(T - T_0)) \quad (3.29)$$

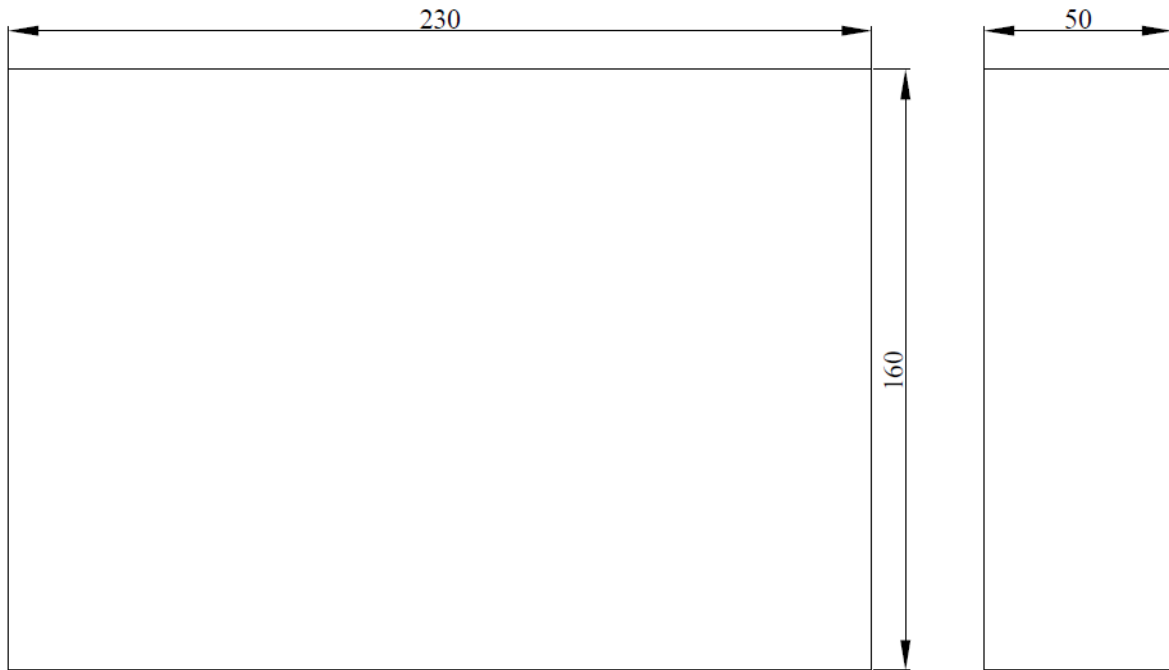
Denklemden ρ_0 sabit hava yoğunluğu, T_0 hava giriş sıcaklığı ve ξ ısı genleşme katsayısıdır. Boussinesq denklemi problemin çözümünde kullanılan y yönündeki momentum denklemi olan Eşitlik 3.14'e eklenmiştir.

3.4. Modül Sınır Şartları

Modeller oluşturulurken modül duvarlarının etkisi ihmal edilmiş ve analiz yapılan modellerde sınır şartları, baskı devre kartının montajı sonrasında modül içerisinde sahip olduğu hacim ve fiziksel koşullar göz önüne alınarak belirlenmiştir. Bu kapsamda programda kabin yüzeyleri adyabatik duvar olarak belirlenmiş sadece kabinin fan karşısında olan duvarı açıklık olarak tanımlanmıştır. Kabin tanımlamasını belirten görsel Şekil 3.10.'da ve ölçüleri Şekil 3.11.'de verilmiştir. Analizlerde ortam sıcaklığı 25°C olarak belirlenmiştir. Yongaların ısı yükleri 5 W olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.10. Sınır şartı kabinin tanımlanması



Şekil 3.11. Sınır şartı kabinin ölçüleri (mm olarak verilmiştir)

Mevcut problemde, modelin tanımlanması için değişkenlere ait giriş, çıkış ve sınır şartlarının belirtilmesi gerekmektedir. Modülün alt, üst ve yan yüzeyde kaymanın olmadığı kabulü ile hız sınır şartları aşağıda belirtilmiştir:

$$u \Big|_{y=0} = 0, \quad u \Big|_{y=H} = 0, \quad u \Big|_{x=0} = 0 \quad (3.30)$$

$$v \Big|_{y=0} = 0, \quad v \Big|_{y=H} = 0, \quad v \Big|_{x=0} = 0 \quad (3.31)$$

$$w \Big|_{y=0} = 0, \quad w \Big|_{y=H} = 0, \quad w \Big|_{x=0} = 0 \quad (3.32)$$

Yongalar nedeniyle oluşan ısının homojen olduğu kabul edilerek sınır şartı aşağıda belirtilmiştir:

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = q_{yonga} \quad (3.33)$$

Yan duvarların adyabatik olduğunu kabul edilerek sıcaklık sınır şartı aşağıda belirtilmiştir:

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0 \quad (3.34)$$

Giriş şartları aşağıda belirtilmiştir:

$$u \Big|_{z=0} = 0, \quad v \Big|_{z=0} = 0, \quad w \Big|_{z=0} = w_0 \quad (3.35)$$

$$T \Big|_{z=0} = T_0, \quad (3.36)$$

Çıkış şartları aşağıda belirtilmiştir:

$$\frac{\partial u}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0 \quad (3.37)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad P \Big|_{z=L} = 0 \quad (3.38)$$

Burada T_0 ortam sıcaklığı (25 °C) ve P_0 açık hava basıncıdır. Hava giriş hızı (w_0) sisteme fan ile giren havanın hızına eşittir. Bu hız fan debisi kullanılarak hesaplanmaktadır.

4. SAYISAL YÖNTEM VE SİMÜLASYONLAR

Sayısal akışkanlar dinamiği, akışkanlar mekaniği, ısı ve kütle transferi problemlerinde sayısal metot ve geliştirilen algoritmalar ile bu problemlerin çözülerek analiz edildiği çeşitli yöntemleri kapsamaktadır. Bu çalışmada bir yonganın termoelektrik soğutucu ve ısı borusu yardımı ile soğutulması işleminin ısı analizinde ANSYS-Icepak paket programı kullanılmıştır. Programın sunduğu modelleme makroları ve hazır ürün kütüphaneleri kullanılarak hızlı ve doğru çözüm elde edilmesi amaçlanmıştır. Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde ANSYS-Icepak paket programı ile yapılan ısı analizlerde elde edilen sonuçların deneysel çalışmalarla elde edilen sonuçlara oldukça yakın sayısal sonuçlar elde edildiği görülmektedir.

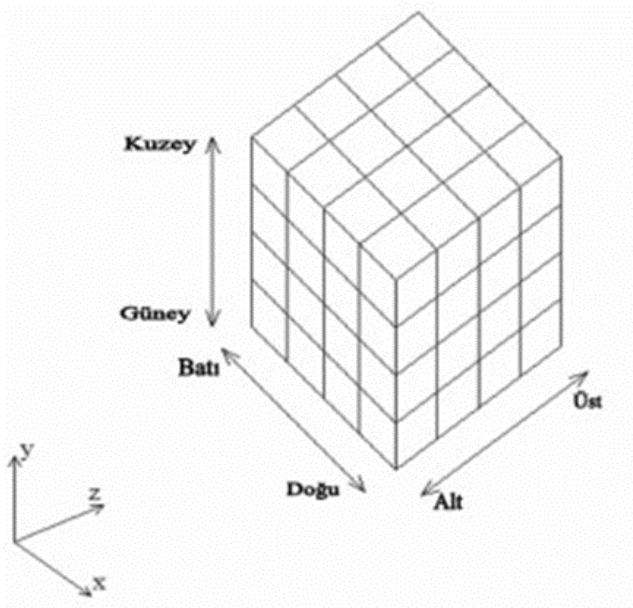
4.1. ANSYS-Icepak SAD Kodu

ANSYS-Icepak yazılımı, elektronik cihazların ve bileşenlerinin ısı analizinde güvenilir bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programıdır. Temelde yapısal olmayan ağ tabanlı sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır. ANSYS-Icepak ileri hesaplama teknolojisini güvenilir, otomatik hücre yapısı oluşturma özelliği ile birleştirip çeşitli elektronik problemlerde kolay ve güvenilir çözüm sağlamaktadır. ANSYS-Icepak paket programının ileri seviye ağ yapısı algoritmaları elektronik bileşenlerin gerçek şeklini yansıtan yüksek kaliteli ağ modeli oluşturmaktadır. Otomatik olarak analiz edilecek modelle uyum sağlayan sayısal ağ yapıları mevcuttur. Kartezyen koordinatlarla uyumlu geometrilere, düzgün olmayan geometrilere ve analiz edilecek modelde çok farklı boyutlar içeren geometrilere uygun dörtgen, üçgen, altı yüzlü, dörtyüzlü, prizma (kama), piramit ve karışık elemanlı sayısal ağ yapıları mevcuttur. Aynı elektronik soğutma modelinde çeşitli bileşen ölçülerini içeren problemlerde, ara yüzlerde uyumluluğu sağlamak için ağ yoğunlaştırılabilir. Bunların yanı sıra büyük modellerde istenilen bölgelerde hesaplama hataları ile çözüm (yakınsama) hatalarını optimize etmeyi sağlayan ağ yapısını düzenlemek için çeşitli parametreler mevcuttur. Programa tanımlanan yakınsama kriteri sağlandığında program otomatik olarak yineleme (iterasyon) işlemini durdurur. ANSYS-Icepak çözümleyicisi tüm akışkanlar mekaniği problemleri ve tüm ısı transfer yöntemlerini (iletim, taşınım, ışıınım) kararlı ve kararsız rejim şartlarında simüle etmektedir. Birleşik ısı transferi problemlerinde çoklu ağ yapısı planı

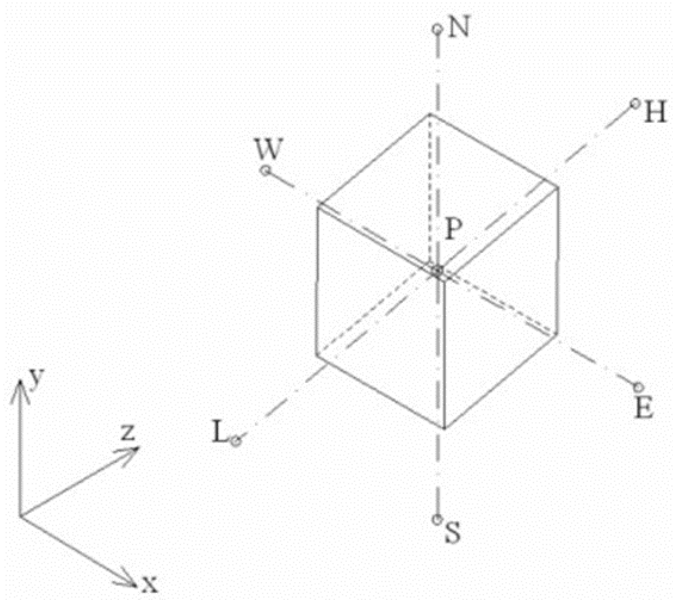
çözümün yakınsamasını hızlandırmaktadır. ANSYS-Icepak paket programının son işlemcisi kaliteli, nitelikli grafikler ve raporlar sunmaktadır [28].

4.1.1. Sonlu hacimler yöntemi ve hücre yapısı

Sonlu hacimler yöntemi, üç ana sayısal çözüm tekniğinden (sonlu farklar, sonlu elemanlar, spektral metotlar) sonlu farklar metodunun özel bir şekli olarak geliştirilmiştir. Şu an mevcut sayısal akışkanlar dinamiği kodlarının ANSYS-Icepak dahil birçoğunda bu yöntem kullanılmaktadır. Sonlu hacimler yönteminin sayısal algoritması aşağıdaki üç basamaktan oluşmaktadır. Birinci basamakta, çözüm alanındaki bütün kontrol hacimlerinde akışı temsil eden korunum denklemlerinin integrasyonu gerçekleştirilir. Daha sonra ikinci basamakta integre edilmiş denklemlerde, taşınım, iletim ve kaynak terimleri gibi akışı temsil eden terimler sonlu farklar tipi yaklaşımlarla yerine konur. Bunun sonucunda integral formundaki denklemler cebirsel denklem sistemlerine dönüştürülür. Son basamakta cebirsel denklemler iteratif yöntemlerle çözülür. Fiziksel korunum prensipleriyle sayısal algoritma arasındaki belirgin ilişki sonlu hacimler metodunu özellikle mühendisler arasında daha cazip ve anlaşılır kılmıştır. Şekil 4.1.'de üç boyutlu kartezyen koordinat sisteminde hücre yapısı ve Şekil 4.2.'de üç boyutlu bir hücre için kontrol hacmi görülmektedir [28].



Şekil 4.1. Üç boyutlu kartezyen koordinat sisteminde hücre yapısı [28]



Şekil 4.2. Üç boyutlu bir hücre için kontrol hacmi [28]

4.1.2. Çözüm tekniği

Sayısal olarak analiz edilecek modellemeler kararlı rejim şartlarında kartezyen koordinat sisteminde çözülmüştür. ANSYS-Icepak yapısal olmayan ağ tabanlı sonlu hacimler metodunu kullanır. Ayrık çözücü, SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations), SIMPLEC (SIMPLE-Consistent) ve PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operator)'yu içeren basınç tabanlı ayrık çözücü algoritmaları kullanılır [28].

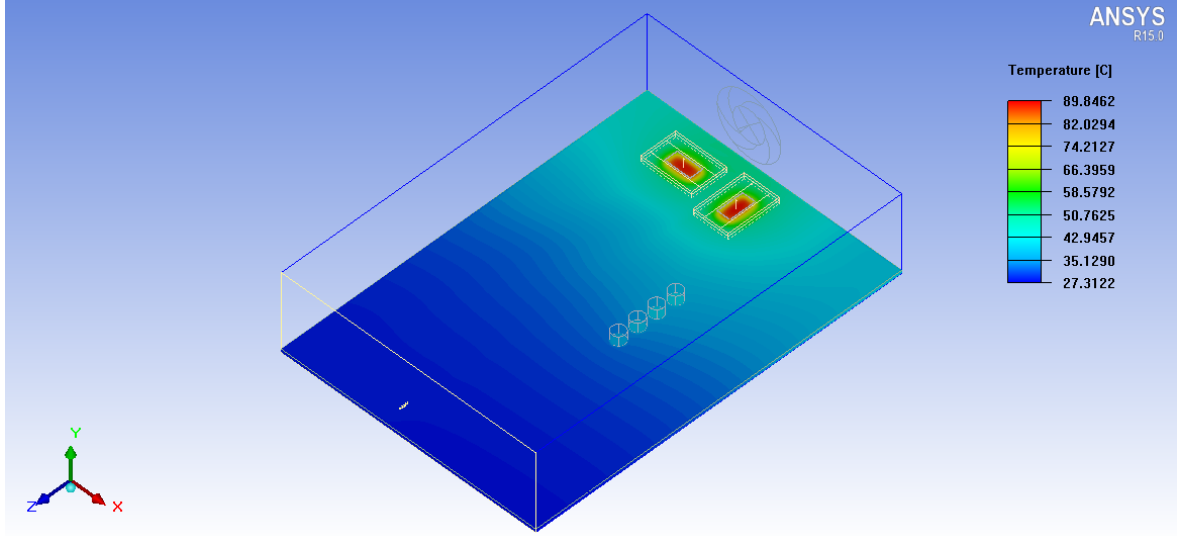
4.2. Problemin Hücre Yapısı

Baskı devre kartı üzerinde bulunan ısı kaynaklarının (yongalar ve kondansatörler) olduğu bölgelerde hücre yoğunluğu arttırılmış, maksimum eleman boyutları ve minimum boşluk gibi parametreler düzenlenerek çözümlerin doğruluğu arttırılmıştır. Literatürde yapılan çalışmalarda da görüldüğü üzere Ansys-Icepak programı altyapısında bulunan Mesher-HD özelliği kullanılarak kritik bölgelerde hücre yoğunluğu ve kalitesi çözüme uygun olarak düzenlenmiştir. Çözüm hücre yapısından bağımsız hale getirilmiş ve hücre kalitesi arttırılmıştır. Hücrelerin kalitesini etkileyen iki parametre vardır bunlar eğrilik (skewness) ve en-boy oranıdır. Kaliteli bir hücrenin her zaman küp şeklinde olması beklenir ancak problemde bulunan bileşenlerin geometrik yapıları nedeniyle küp şeklinde elemanlara sahip olmak her zaman mümkün olmamaktadır. Bu durumda yüksek en-boy oranı ve eğriligi olan

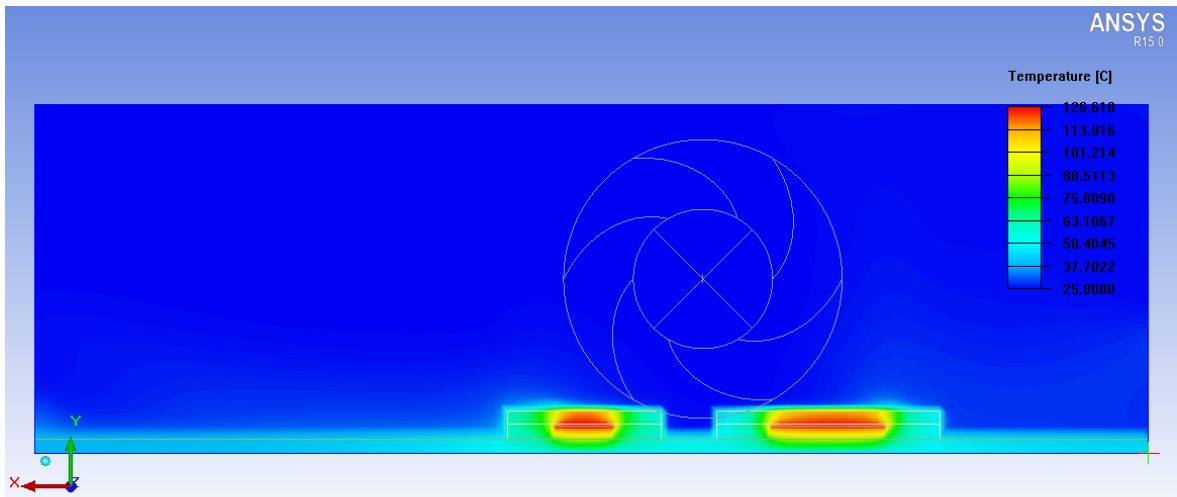
eleman miktarını en az seviyede tutmak analiz sonuçlarının daha tutarlı olmasını sağlayacaktır. Programda hücre kalitesi değeri 0 ile 1 arasındadır. Kaliteli hücre yapısı elde edilebilmesi için bu değerin mümkün olduğunca 1'e yakın olması gerekmektedir. Üç boyutlu bir analizde eğrilik kalite değerinin 0,25 ile 0,5 arasında olması sonuçları doğru ve güvenilir olabilmesi için yeterli olacaktır [29].

4.3. Ön Değerlendirme Çözümü

Termoelektrik soğutucu ve ısı borusu ile soğutma kullanılmadan, baskı devre kartı, fan, yongalar ve kondansatörler ile yapılan ön değerlendirme modeli Ansys-Icepak programı ile analiz edilerek modülde oluşan sıcaklık ve akış dağılımı incelenmiştir. Yapılan analizde türbülans modeli olarak sıfır denklem (zero equation) türbülans modeli kullanılmıştır. Analiz sonuçları incelendiğinde, yongaların çekirdek sıcaklıklarının 126 °C'nin ve baskı devre kartında ise yongaların bulunduğu bölgede 89 °C'nin üzerine çıktığı görülmüştür. Sıcaklık değerleri teorik hesaplamalar ile örtüşmektedir. Elde edilen bu sıcaklık değerlerinin baskı devre kartında ve yongalarda kalıcı ve onarılamaz hasarlara neden olacağı değerlendirilmiştir. Ayrıca yongaların çalışma sıcaklığı 120 °C'nin üzerine çıktığı durumda koruma devresinin akımı keserek yongayı aşırı ısınarak yanmaktan koruduğu bilinmektedir. Devre dışı kalan yongalar nedeniyle modülün görev yapmadığı ve kullanım sırasında birçok görev ve haberleşme hatalarına sebep olduğu tecrübe edilmiştir. Analiz sonucunda baskı devre kartı için elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 4.3.'te ve yongalar için elde edilen sıcaklık dağılımı Şekil 4.4.'te belirtilmiştir.



Şekil 4.3. Ön değerlendirme çözümü sonucu sıcaklık dağılımı (izometrik)



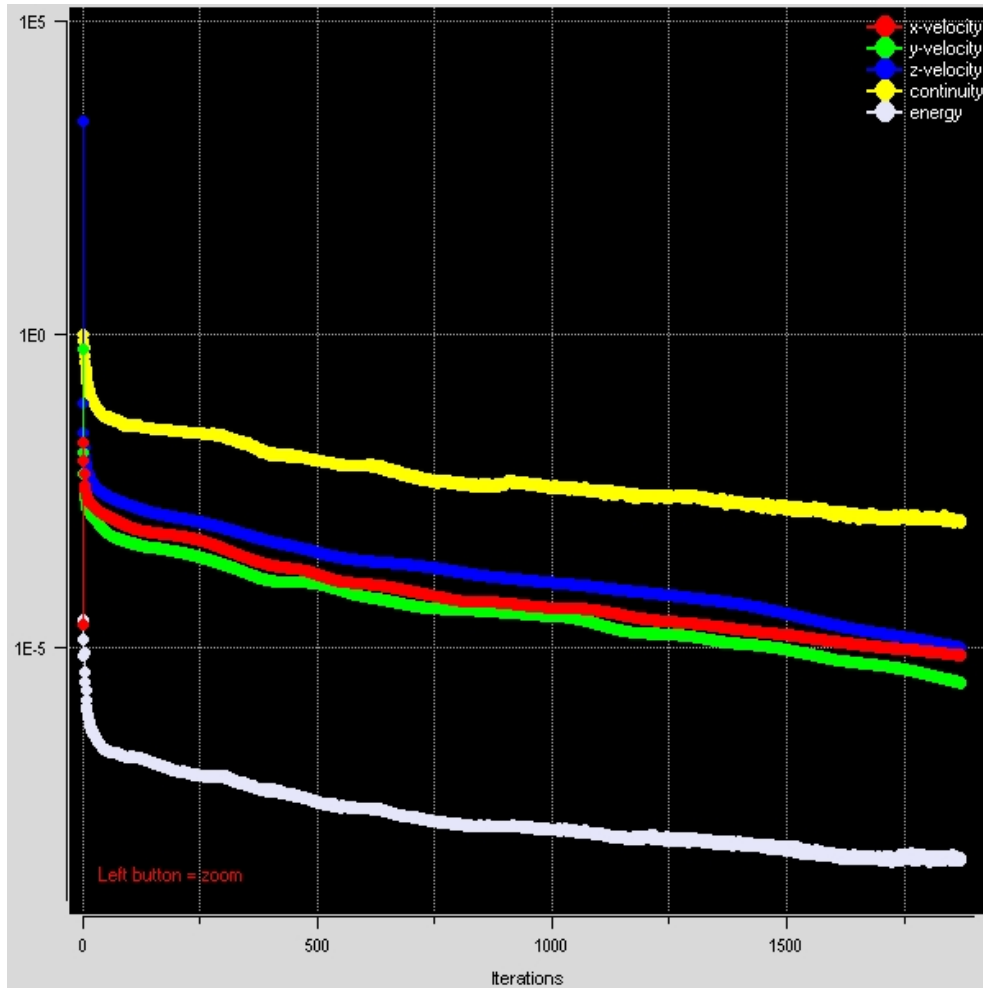
Şekil 4.4. Ön değerlendirme çözümü sonucu sıcaklık dağılımı (z eksen)

4.4. Çözümlerin Kontrol Edilmesi ve Doğrulanması

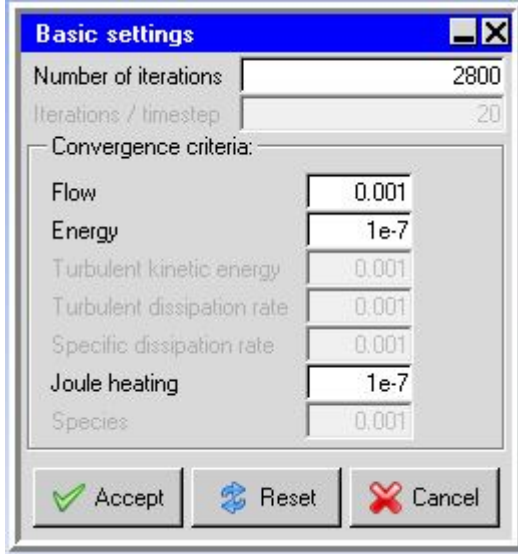
ANSYS-Icepak programı ile elde edilen çözümlerin doğru ve geçerli olabilmesi bazı kriteri sağlaması gerekmektedir. Bu bölümde bahsedilen kriter ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Ayrıca elde edilen sonuçlar literatürde yapılmış deneysel çalışmalar ile karşılaştırılarak sonuçların doğruluğu kontrol edilmiştir.

Çözümün yakınsaması

Çözümün yakınsaması için problemin sayısal çözümü boyunca tüm yakınsama kriterlerinin azalarak belirlenen değerlerin altına ulaşması gerekmektedir. ANSYS-Icepak'de yakınsama değerleri, programda tanımlı olan veya kullanıcı tarafından belirlenen değerlerin altına düştüğünde yineleme (iterasyon) sayısı tamamlanmadan otomatik olarak çözüm sonlanmaktadır. Yapılan tüm analizlerde belirlenen yakınsama değerleri Şekil 4.6.'da sunulmuştur. Problemin tüm sayısal çözümlerinde yakınsama kriterleri sağlanmıştır. Ayrıca çözümlerde kullanılan türbülans modelleri de yakınsama kriterini sağlamıştır. Yakınsama kriterlerinin sağlandığı Şekil 4.5.'te görülmektedir.



Şekil 4.5. Yakınsama kriterlerinin sağlanması



Şekil 4.6. Yakınsama kriterleri

Çözümün yineleme (iterasyon) sayısından bağımsız olması

Karmaşık geometrilerde ve akış olan problemlerde yineleme (iterasyon) sayısına bağlı olarak çözüm değişebilmektedir. Yeterli yineleme (iterasyon) sayısı belirlenmediğinde yakınsama sağlanmasa dahi sonuç elde edilebilmektedir. Ancak elde edilen bu sonuçlar hatalı olacaktır. Bu yüzden yineleme (iterasyon) sayısı artırılarak çözüm tekrarlanmalı ve yakınsama değerlerinin sağlandığına bakılmalıdır. Yapılan analizlerin tümünde yineleme (iterasyon) sayısı 2800 olarak belirlenmiştir. Yakınsama değerleri sağlanan tüm analizlerde yineleme (iterasyon) sayısı bu değerin altında kalmıştır. ANSYS-Icepak'de yakınsama kriterleri sağlandığında çözüm otomatik olarak tamamlandığından, yineleme (iterasyon) sayısı arttırılsa dahi çözümün yakınsadığı ve yineleme (iterasyon) sayısından bağımsız olduğu Şekil 4.5.'te ve Şekil 4.6.'da görülebilmektedir.

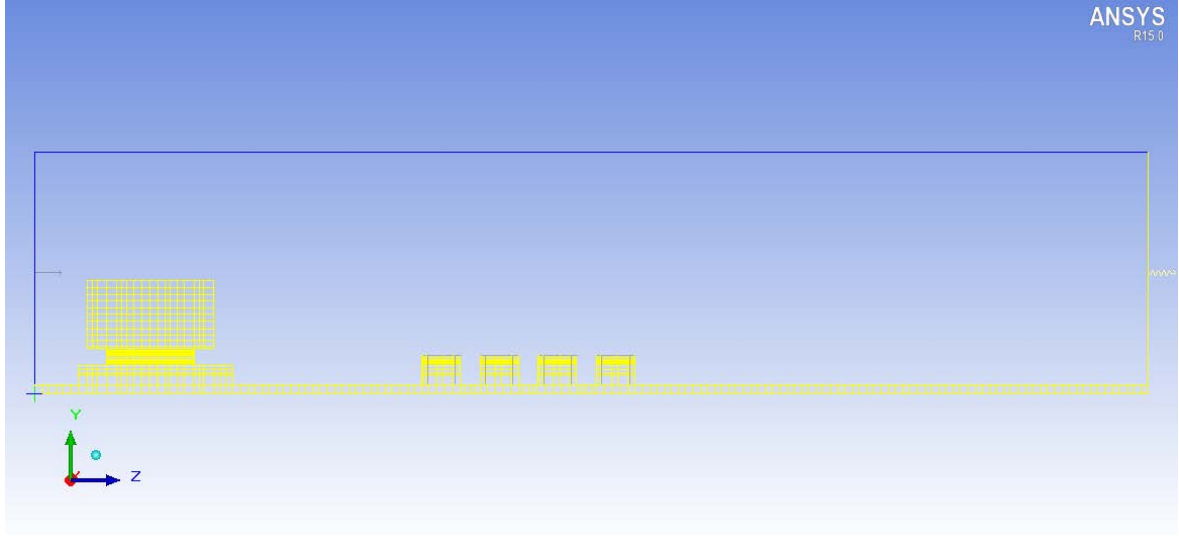
Korunum denklemlerinin sağlanması

Problemin çözümünü doğrulamak için enerjinin korunumu, momentumun korunumu ve süreklilik denklemlerinin sağlanıp sağlanmadığı da kontrol edilmelidir. Analizlerde momentum ve kütle korunumu ile süreklilik denklemlerinin Şekil 4.6.'da belirtilen yakınsama kriterleri değerlerine ulaştığı görüldüğünden korunum denklemlerinin sağlandığı söylenebilir.

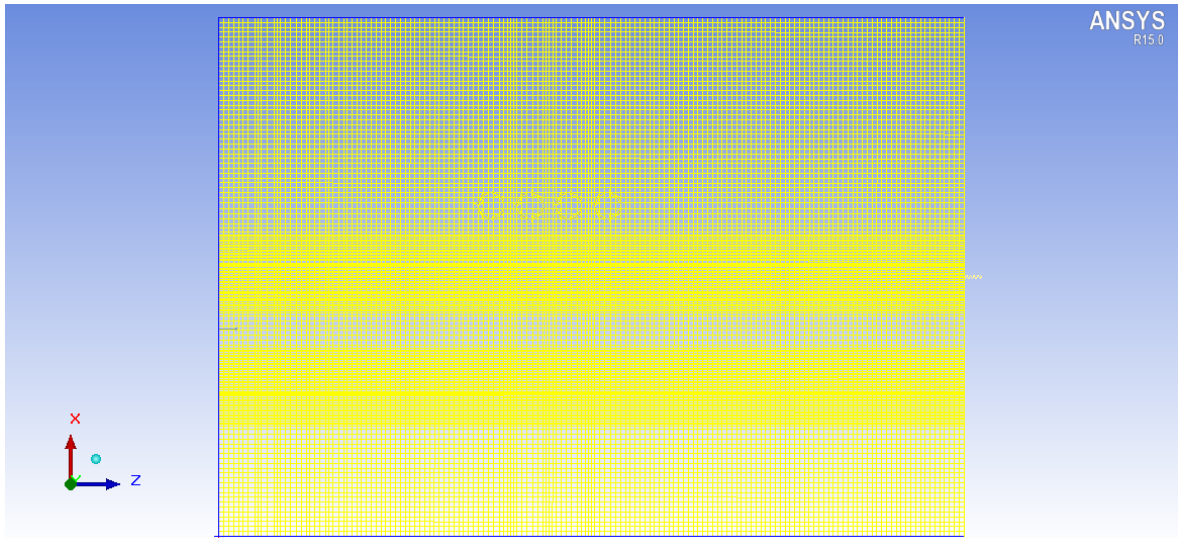
Çözümün hücre yapısından bağımsız olması

Çözümün doğru ve geçerli olması için kontrol edilmesi gereken bir diğer kriter de çözümün hücre sayısı ve dağılımından bağımsız olmasıdır. Bunu kontrol etmek için her analizde hücre sayısı artırılarak denemeler tekrar edilmeli ve sonuçlardaki değişiklik önemsenmeyecek derecede küçük olduğunda, elde edilen en uygun hücre sayısı ile çözümlere devam edilmelidir. Burada amaç çözüm süresinin kısaltılabilmesi amacıyla en uygun hücre sayısını tespit edebilmektir. Hücre sayısının gereksiz artırılması, hesaplama süresinin uzamasına ve yuvarlatma hatasına sebep olmaktadır. Çözümün doğruluğunun ve hassasiyetinin artırılması amacıyla hücre sayısı ısı kaynağına yakın olan kritik bölgelerde artırılmıştır. Programda bulunan Mesher-HD özelliği ile istenilen bölgelerde hücre şekli ve sayısı geometriye göre değiştirilebilmektedir. Termoelektrik soğutucu, ısı borusu, yonga, fan ve kondansatörlerin hücre yapılarının daha sık olduğu görülebilmektedir. Modellerin hücre yapıları Şekil 4.7. ve Şekil 4.12. arasında gösterilmiştir.

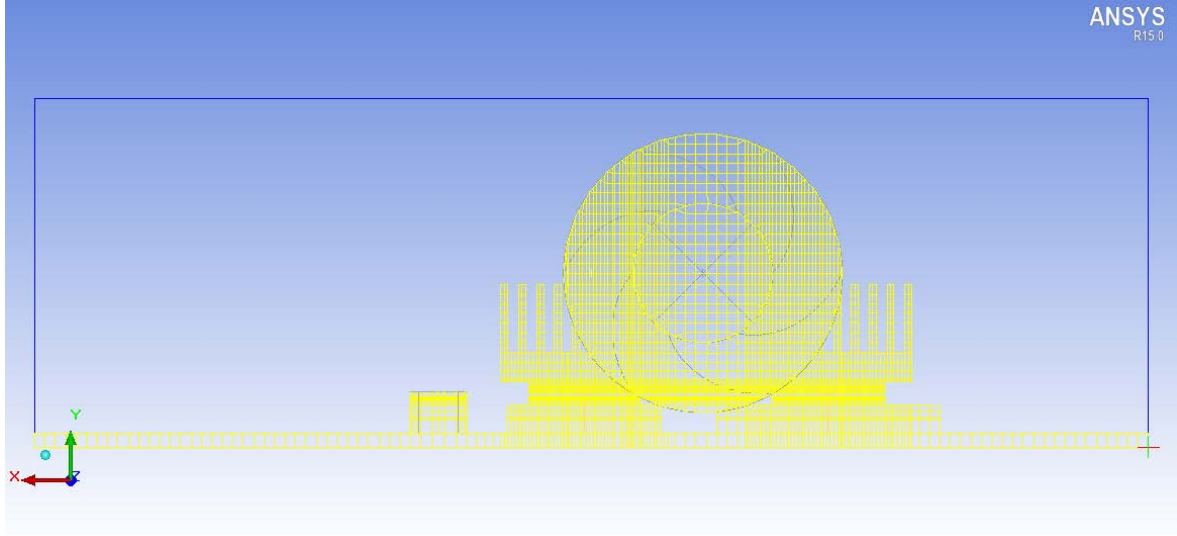
Termoelektrik soğutucu ve ısı borusu ile soğutma modellerinde iki farklı hücre sayısı belirlenmiştir. Termoelektrik soğutucu için en uygun hücre sayısı 1446175 ve ısı borusu için en uygun hücre sayısı 1037536 olarak bulunmuştur. Hücre sayısının artırılması sonuçlara önemli bir katkıda bulunmazken çözüm sürelerini de oldukça arttırmaktadır. En uygun hücre sayısı yapılan denemeler sonrasında elde edilen sıcaklık değerleri karşılaştırılarak bulunmuştur. Çözümlerin hücre sayısından bağımsız olduğu Şekil 4.13. ve Şekil 4.14.'te belirtilmektedir.



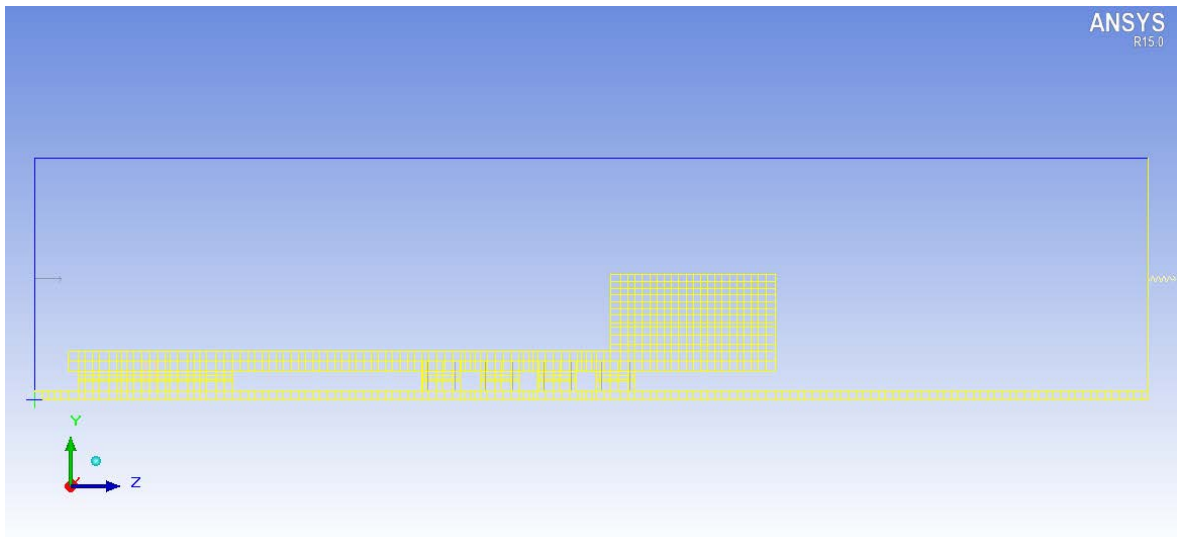
Şekil 4.7. Termoelektrik soğutucu ile yapılan modelin hücre yapısı (x eksen)



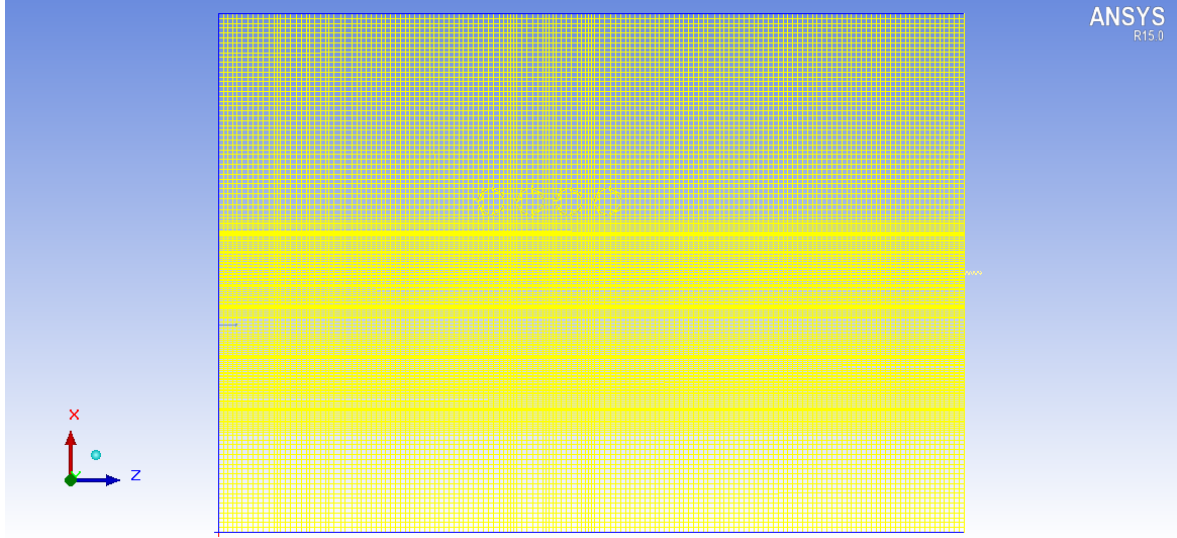
Şekil 4.8. Termoelektrik soğutucu ile yapılan modelin hücre yapısı (y eksen)



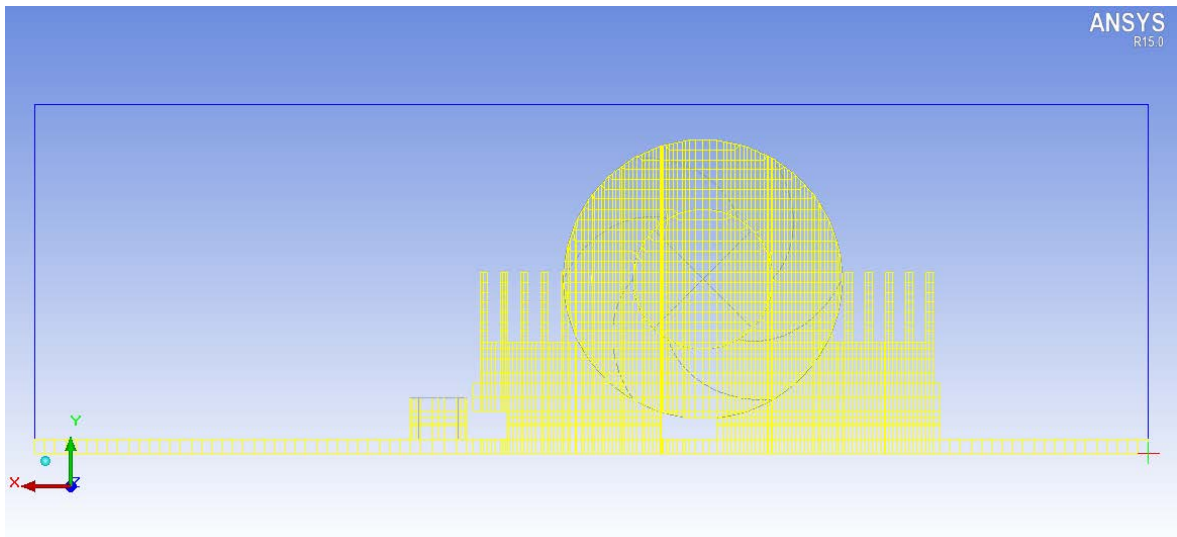
Şekil 4.9. Termoelektrik soğutucu ile yapılan modelin hücre yapısı (z eksen)



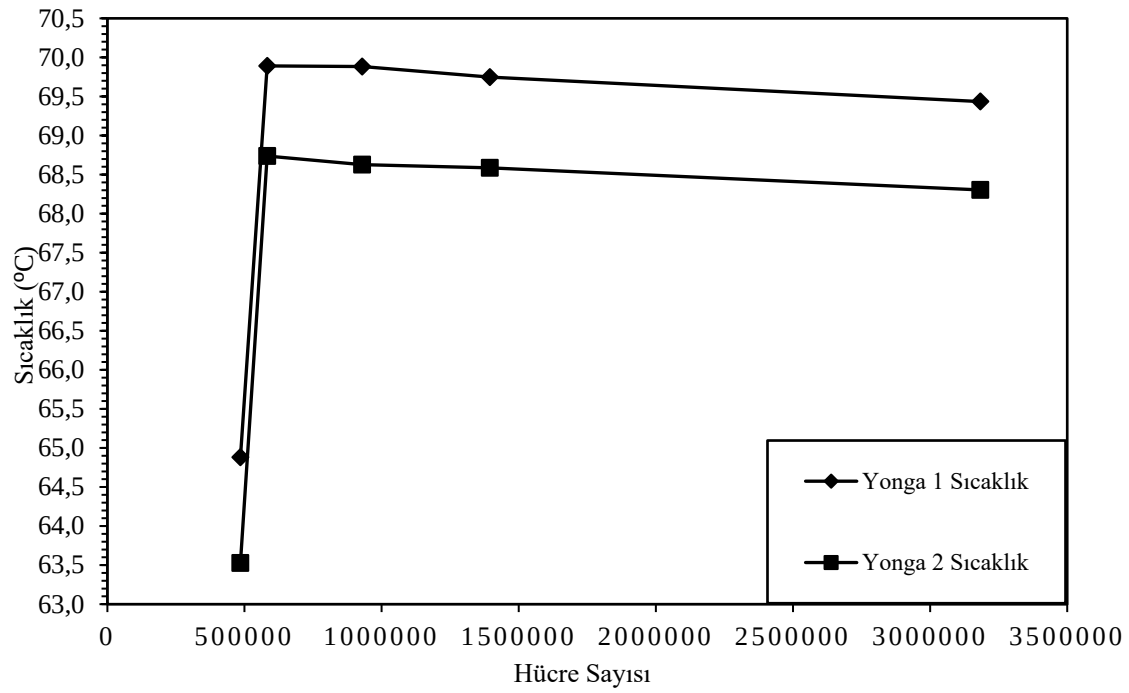
Şekil 4.10. Isı borusu ile yapılan modelin hücre yapısı (x eksen)



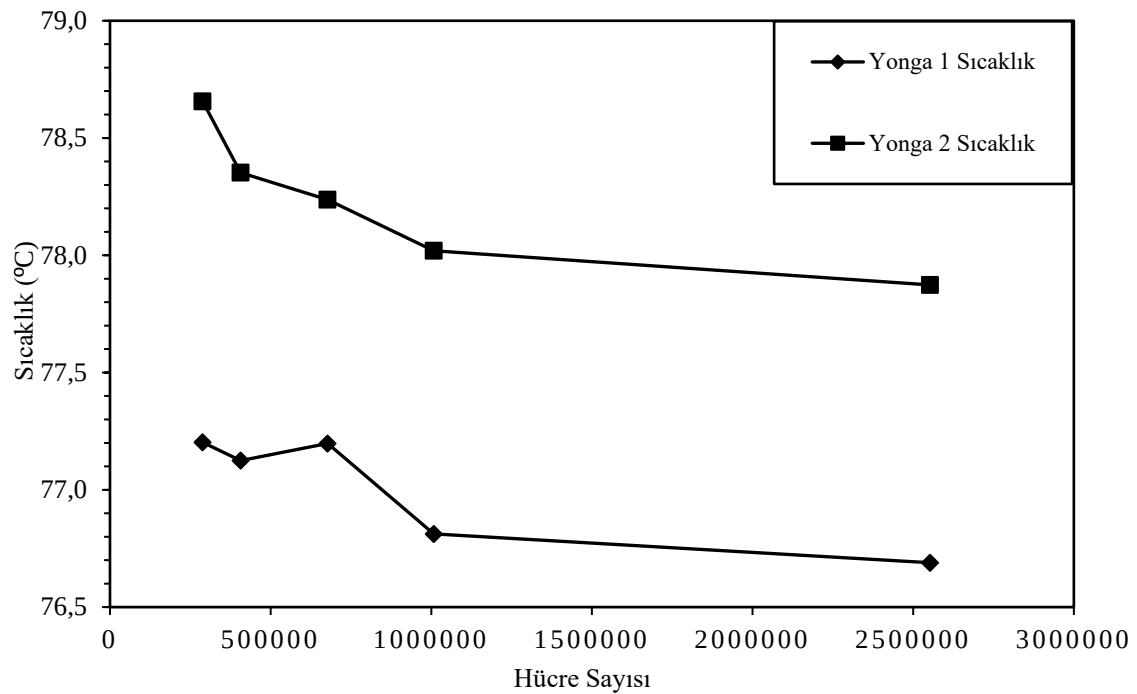
Şekil 4.11. Isı borusu ile yapılan modelin hücre yapısı (y eksen)



Şekil 4.12. Isı borusu ile yapılan modelin hücre yapısı (z eksen)



Şekil 4.13. Termoelektrik soğutucu ile farklı hücre sayılarında elde edilen yonga sıcaklıkları



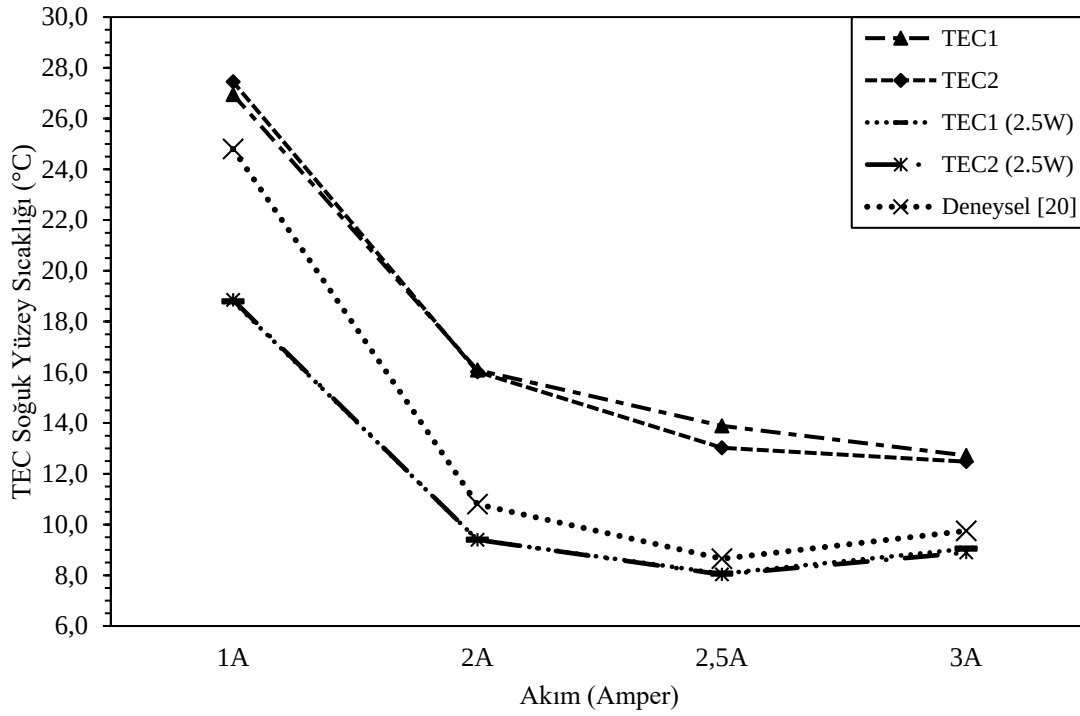
Şekil 4.14. Isı borusu ile farklı hücre sayılarında elde edilen yonga sıcaklıkları

Sonuçların deneysel çalışmalarla karşılaştırılması

Analiz sonuçlarının doğruluğunun ve geçerliliğinin sağlanması için yukarıda bahsedilen kriterler sağlandıktan sonra literatürde yapılan deneysel çalışma sonuçlarıyla uyumluluğu açısından da değerlendirilmelidir. Bu bölümde literatürde yapılan deneysel çalışmaların sonuçları ile mevcut problemin sayısal sonuçları karşılaştırılmıştır.

Termoelektrik ve ısı borusu ile yapılan modellerde çözümler ayrı ayrı elde edildiğinden, karşılaştırmalar her model için ayrı yapılmıştır. Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde, termoelektrik soğutucu ve ısı borusu için mevcut probleme bire bir benzer sınır şartları olan bir deneysel çalışma görülmemiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan termoelektrik soğutucu ve ısı borusu ürün özellikleri, modellemelerde kullanılan termoelektrik soğutucu ve ısı borusu özelliklerinden farklıklar gösterebilmektedir. Ancak bazı sınır şartları, ısı yük ve güç değerleri benzer olan çalışmalar ile mevcut problemin sayısal sonuçları karşılaştırılabilmiştir.

Annapragada ve diğerleri yaptıkları çalışmada, 2,5 W gücünde ısı kaynağını, üzerine ısı alıcısı takılmış olan bir termoelektrik soğutucu ile soğutmak için deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Belirlenen ısı yük ile farklı akım değerlerinde termoelektrik soğutucunun soğuk yüzeyi üzerinde bulunan termokupl ile sıcaklık değerleri okunmuş ve Ansys-Icepak programında yapılan sayısal analiz ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen deneysel ve sayısal sıcaklık değerleri arasında 0,1 °C fark olduğu ve bu değer $\pm 0,5$ °C olan belirsizlik değerinin oldukça altında kaldığı görülmüştür. Bu çalışmada elde edilen deneysel sonuçlar ile mevcut çalışmada elde edilen sayısal sonuçlar karşılaştırıldığında akım değerine göre sıcaklık farkının en yüksek 5,3 °C en düşük 2,1 °C olduğu belirlenmiştir. Modellerde kullanılan ısı alıcısı ve fan teknik özellikleri, ısı yük miktarı ve termoelektrik soğutucunun geometrik faktörü (G) de göz önüne alındığında, sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğu söylenebilir.

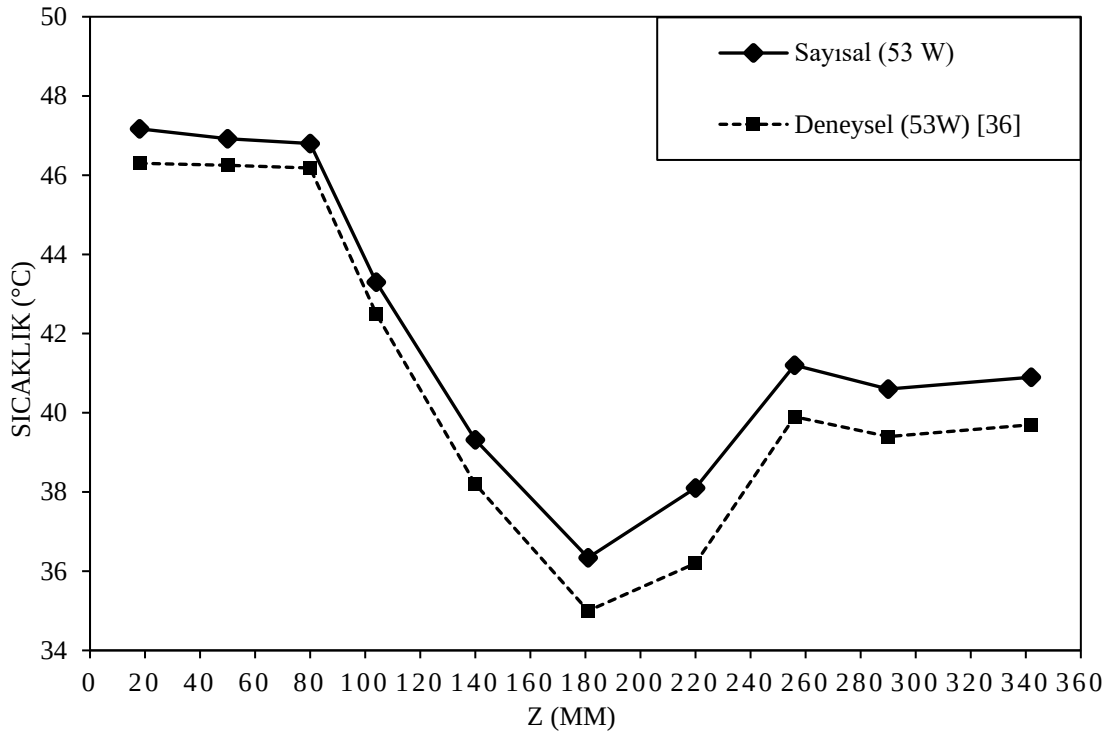


Şekil 4.15. Termoelektrik soğutucunun farklı akım değerlerinde deneysel ve sayısal soğuk yüzey sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması

Mahdavi ve diğerleri yaptığı çalışmada, 16,2 mm çapında ve 342 mm uzunluğunda olan bir ısı borusu kullanmış, buharlaştırıcı kısmına ısı kaynağı yerleştirmiş ve yoğuşturucu kısmında sıvı soğutma sistemi kullanarak ısı borusunun soğutma performansını deneysel olarak analiz etmiştir. Farklı dolum oranları, ısı yükleri ve yerleşim açıları ile denemeler yapılmış, elde edilen sıcaklık değerlerini ve ısı borusu direnç katsayılarını dolum oranı ve yerleşim açısına göre karşılaştırmıştır. Mevcut çalışmada yapılan modellemelerin doğruluğunun sağlanması amacıyla Mahdavi ve diğerleri tarafından yapılan deneysel çalışmada kullanılan ısı borusu ANSYS-Icepak paket programı kullanılarak modellenmiş ve çalışmada belirlenen sınır şartları kullanılarak çözüm yapılmıştır. Isı borusu üzerinde bulunan ısıtıcı ile sağlanan 53 W ısı yükü altında yapılan deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılmak üzere modelleme yapılmıştır. Burada amaç, mevcut çalışmada yapılan ısı borusu modellerinde ortotropik olarak tanımlanan ısı borusu ısı iletkenlik katsayılarının deneysel bir çalışma ile benzer sonuçlar elde edilebileceğinin gösterilmesidir.

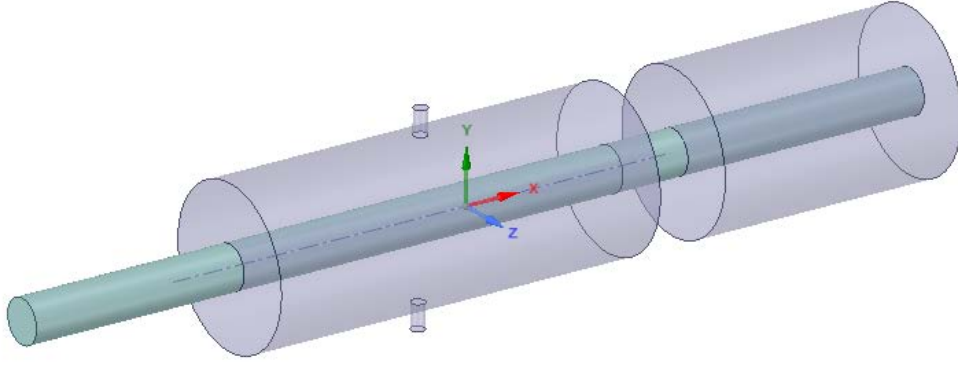
Bir ısı borusunda ısı iletkenlik katsayısı 3 ekseninde her yönde farklı değerdedir, ısı borusu duvarında yani akış olmayan yönlerde daha ısı iletkenlik katsayısı küçüktür. Yapılan

modellerde ısı borusu duvarı ısı iletkenlik katsayıları ortotropik olarak tanımlanmış ve bu değerin akış yönünde olan ısı iletkenlik katsayısına oranı programa girilmiştir. Akış olmayan yönlerdeki ısı iletkenlik katsayısının ısı borusu ısı iletkenlik katsayısına oranı %0,5 olarak girilmiştir.



Şekil 4.16. Isı borusu ölçüm noktalarından alınan sıcaklık değerleri

Z (mm) ısı borusu uzunluğunu temsil etmektedir. Deneysel çalışmada sıcaklık ölçümleri alınan noktalar göz önüne alınarak sayısal çalışmada da aynı noktalardan sıcaklık ölçümleri alınmış ve bu değerler karşılaştırılmıştır. Isı borusunun buharlaştırıcı kısmı 91 mm, adyabatik kısmı 25 mm, yoğuşturucu kısmı 146 mm ve son bölüm olan diğer adyabatik kısmı ise 80 mm olarak belirlenmiştir. Yapılan modelleme ile sayısal çalışmada elde edilen sonuçların deneysel çalışmada elde edilen sonuçlara yakın olduğu görülmüştür. Buna göre ANSYS-Icepak paket programında yapılan modelleme yaklaşımının problem çözümü için yeterli ve uygun olduğu değerlendirilmiştir.



Şekil 4.17. Isı borusu doğrulama modeli [36]

5. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Bir baskı devre kartı üzerinde buluna iki adet özdeş yonganın termoelektrik soğutucu ve ısı borusu kullanılarak soğutulması için yapılan sayısal çözümün doğruluğunun ve geçerliliğinin kontrolü sonrasında parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Parametrik çalışmalar kapsamında modellemesi çalışma akımı en yüksek 4 A değerine göre yapılan termoelektrik soğutucu sabit ısı yük altında (5 W) 1 A, 1,5 A, 2 A, 2,5 A, 3 A, 3,5 A ve 4A akım değerlerinde çalıştırılmıştır. Hem termoelektrik soğutucunun sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıkları hem de baskı devre kartı üzerinde bulunan diğer komponentlerin sıcaklıkları incelenmiştir. Termoelektrik soğutucunun çalışma akımının 4 A ve fan debisinin 12 cfm olduğu koşulda yonga-1 sıcaklığı kritik çalışma sıcaklığının üzerine çıkmıştır, yonga-2 sıcaklığı ise 84,6 °C ile kritik çalışma sıcaklığına çok yaklaşmıştır. Diğer koşulların tamamında yongaların çekirdek sıcaklıklarının kritik çalışma sıcaklığı olan 85 °C'nin altında kaldığı görülmüştür. Benzer şekilde ısı boruları için de sabit ısı yük altında (5 W) ısı iletkenlik katsayıları 20000 W/mK, 30000 W/mK, 40000 W/mK, 50000 W/mK, buharlaştırıcı ve yoğuşurucu uzunlukları sabit kalarak boyları 144 mm ve 184 mm olacak şekilde modelleme yapılarak sonuçlar elde edilmiştir. Isı boruları kullanılarak yapılan analizlerde yonga sıcaklıkları kritik çalışma sıcaklıklarının altında kalmıştır.

En yüksek baskı devre kartı sıcaklığı termoelektrik soğutucunun çalışma akımının 4 A ve fan debisinin 12 cfm olduğu koşulda 65,67 °C olarak bulunmuştur. Baskı devre kartı sıcaklığının diğer tüm sayısal çözümlerde 62,25 °C'nin altında olduğu görülmüştür. Baskı devre kartlarının çalışma sıcaklıkları ile ilgili bir sınırlama yoktur. Ön çalışma sayısal çözümünde baskı devre kartı sıcaklığının yongaların bulunduğu bölgelerde 90 °C'ye yaklaştığı göz önüne alındığında modellemelerde elde edilen sıcaklık değerlerinin kabul edilebilir olduğu değerlendirilmiştir. Bu sıcaklık değerleri sadece yongaların bulunduğu bölgede sıcak nokta olarak tanımlanan bölgelerde görülen en yüksek sıcaklık değerleridir. Baskı devre kartının sıcak nokta olmayan bölgelerinde sıcaklık dağılımı 25 °C ile 55 °C arasında değişmektedir. Bu sıcaklık dağılımı Orhan tarafından yapılan çalışmada elde edilen sıcaklık değerleri ile uyumludur [25].

Yapılan tüm sayısal çözümlerde kondansatör sıcaklıklarının 40,37 °C'nin altında kaldığı görülmüştür. En yüksek kondansatör sıcaklığı TEC ile yapılan modellerde termoelektrik

soğutucunun çalışma akımının 4 A ve fan debisinin 12 cfm olduğu koşulda 40,37 °C, ısı borusu ile yapılan modellerde ısı iletkenlik katsayıları 20000 W/mK fan debisinin 12 cfm olduğu koşulda 38,94 °C olarak bulunmuştur. Elde edilen en yüksek çalışma sıcaklıklarının hem kondansatörlere hem de baskı devre kartına zarar vermeyeceği değerlendirilmiştir. Elde edilen bu sıcaklık değerleri yongalara en yakın olan kondansatörün sıcaklık değeridir. Kondansatör yongalardan uzaklaştıkça sıcaklık değeri ortalama 2 °C ile 3 °C arasında düşmektedir.

Parametrik çalışmalar kapsamında yapılan tüm modeller için Bölüm 4.4.'te anlatılan çözümlerin doğrulama kriterleri kontrol edilmiş ve sonuçların literatürde yapılan çalışmalarla uyumlu olduğu görülmüştür. Termoelektrik soğutucu ile soğutma işlemi kapsamında yapılan parametrik çalışma değerleri ve elde edilen sonuçlar Ek-1.'de, ısı borusu ile soğutma işlemi kapsamında yapılan parametrik çalışma değerleri ve elde edilen sonuçlar ise Ek-2.'de belirtilmiştir.

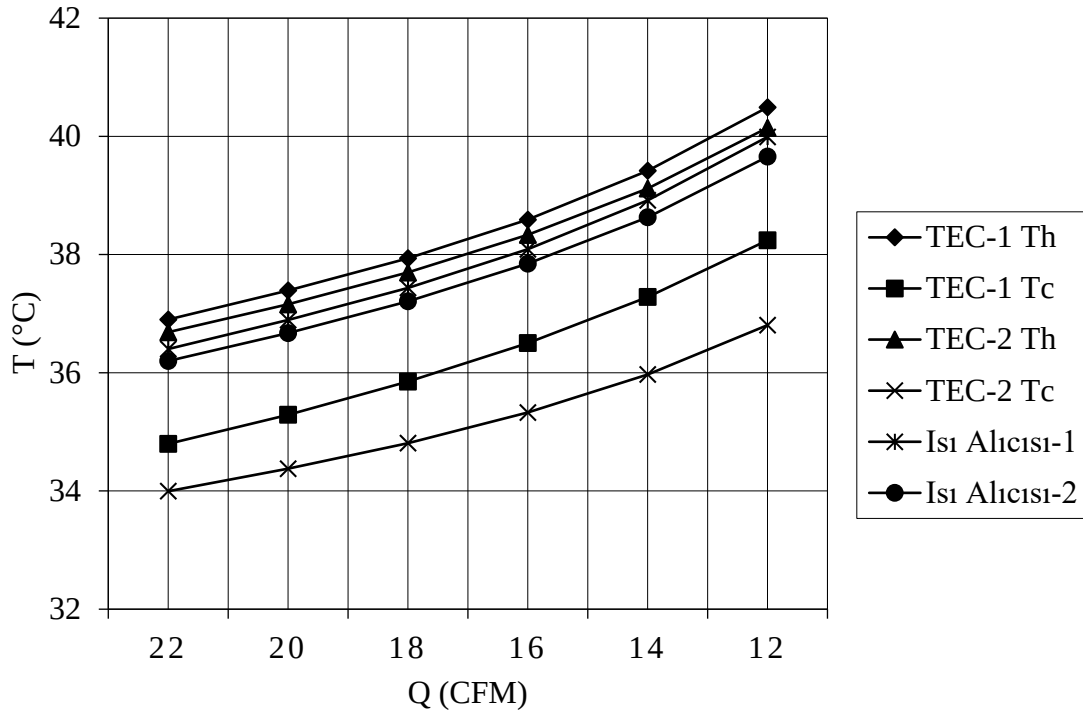
5.1. TEC ve Isı Borusu Modelleri Sayısal Bulguları

Yapılan sayısal çalışmalar ile soğutma işlemi sırasında hem baskı devre kartı ve üzerinde bulunan komponentlerin sıcaklık dağılımları hem de termoelektrik soğutucu ve ısı borusu sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Bu bölümde çalışmalar sonrasında elde edilen sıcaklık dağılımlarına ait sayısal değer grafikleri ve görseller sunulmuştur.

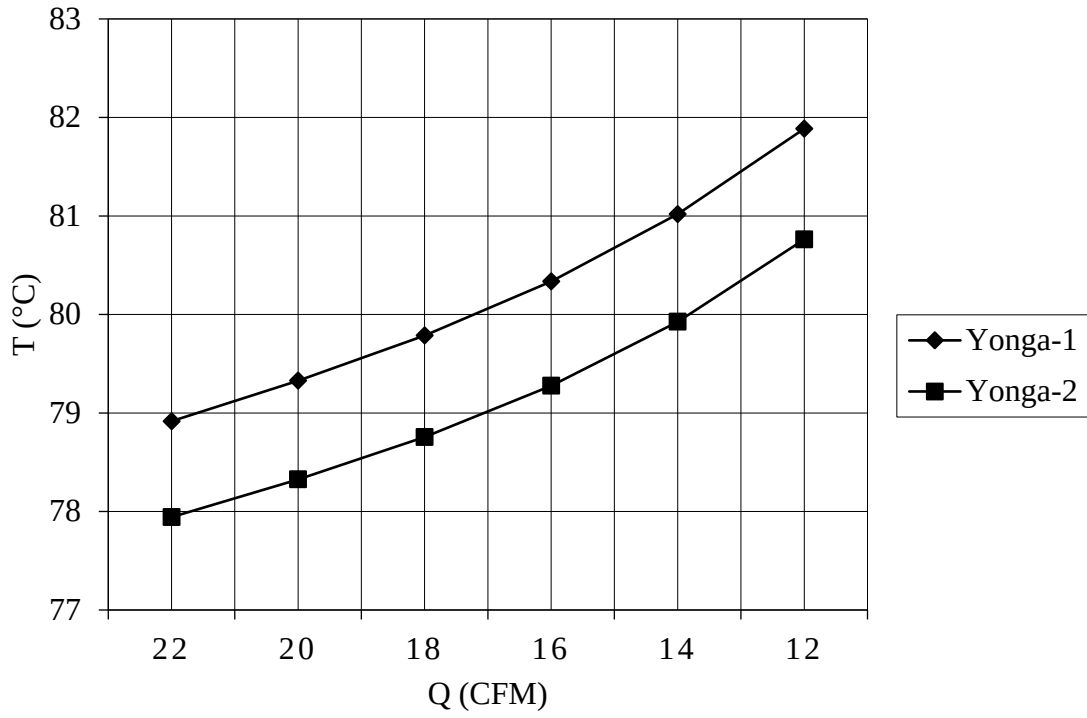
Termoelektrik soğutucu ile yapılan parametrik sayısal çalışmalarda ilk olarak değerlendirilen husus yonga sıcaklıkları olmuştur. Parametrik çalışma sonuçlarından da açıkça görüleceği üzere termoelektrik soğutucunun 2,5 A ve 3 A ile çalıştırıldığı durumlarda yonga sıcaklıkları arasında 0,15 °C ve 0,27 °C fark olduğu görülmüştür. Buna karşın termoelektrik soğutucunun sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkının 32,27 °C'den 40,49 °C'ye çıktığı görülmektedir. Bu sıcaklık termoelektrik soğutucunun iç enerjisini arttıracığından hem soğutma performansına hem de toplam enerji tüketimine olumsuz etkileri olabileceği değerlendirilmektedir. Termoelektrik soğutucu ile yapılan parametrik sayısal çalışmalarda, çalışma akımı arttıkça baskı devre kart takımı sıcaklığının düştüğü gözlenmiştir. Termoelektrik soğutucunun 1 A ve 4 A ile çalıştığı durumda ise baskı devre kart sıcaklığının kayda değer şekilde arttığı gözlenmiştir. Termoelektrik soğutucunun 4 A ile çalıştığı ve fan debisinin 18 cfm ve altında olduğu koşullarda hem kondansatör hem

de baskı devre kartı sıcaklığının arttığı gözlenmiştir. Her ne kadar termoelektrik soğutucu bir ısı pompası gibi görev yapıyor olsa da akım nedeniyle oluşan ve iç direnç kaynaklı ısı artmakta ve bu etki hem kondansatör hem de baskı devre kartı sıcaklığının artmasına neden olmaktadır.

Termoelektrik soğutucunun 2 A ile çalıştırıldığı durumda ise hem yongalar kritik çalışma sıcaklığının altına düşürülmüş olacak hem de enerji tüketimi 2,5 A ve 3 A'e göre daha az olacaktır. Termoelektrik soğutucunun 1,5 A ile çalıştırıldığı durumda fan debisi 22 cfm iken elde edilen soğutma kapasitesi termoelektrik soğutucunun 2 A ve fan debisi 12 cfm iken elde edilen soğutma kapasitesine yakındır. Toplam enerji tüketimi göz önüne alındığında fan debisinin düşük olması daha az güç gerektirdiğinden termoelektrik soğutucunun 2 A ve fan debisinin 12 cfm olduğu çalışma koşulunda daha uygun yonga sıcaklık değerleri elde edildiği söylenebilir. Fan debisi ve çalışma akımı arttıkça daha yüksek soğutma kapasitesi elde edilmektedir ancak toplam enerji tüketimi artmaktadır.

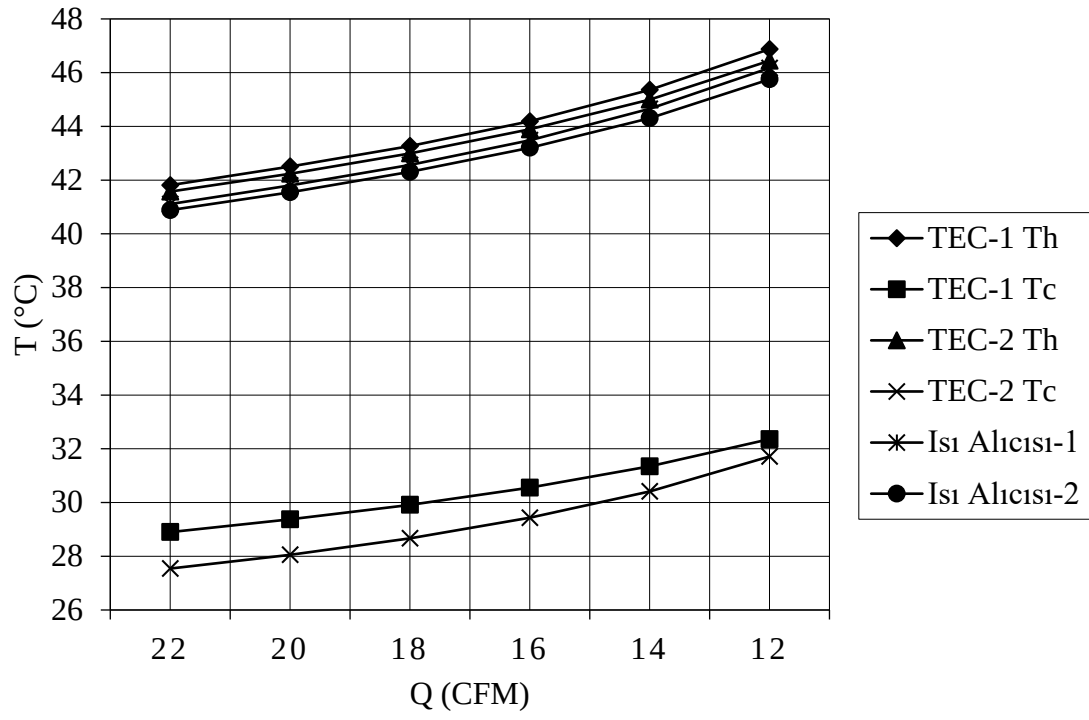


Şekil 5.1. TEC Akım değeri 1 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

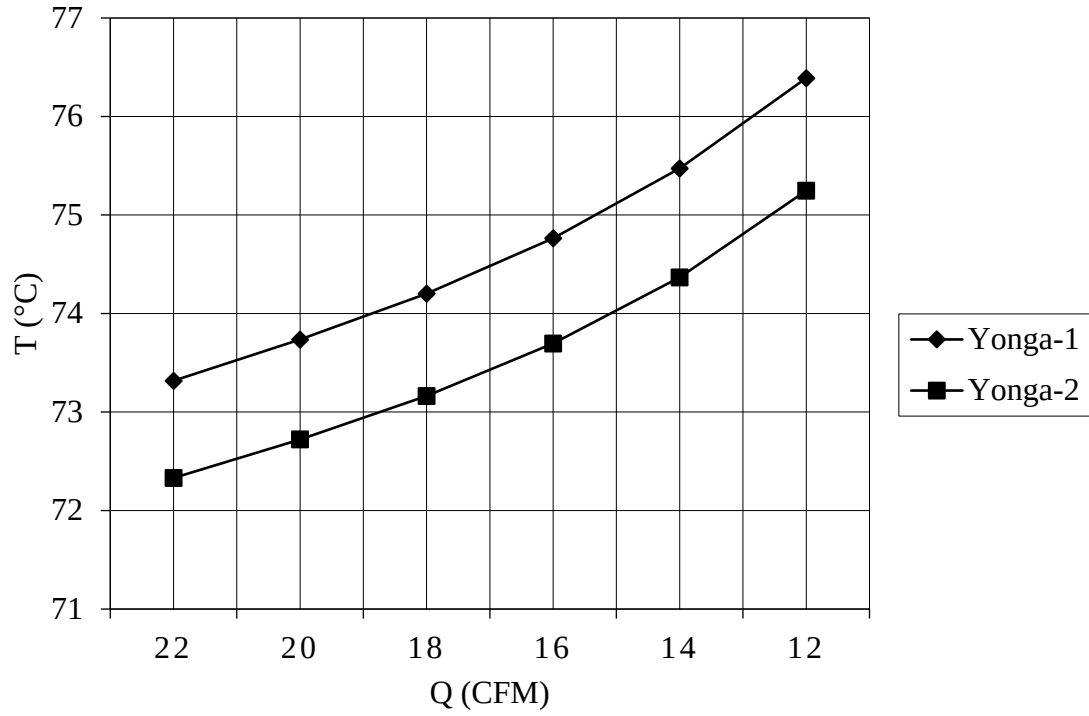


Şekil 5.2. TEC Akım değeri 1 A için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.4. incelendiğinde termoelektrik soğutucunun 1,5 A ile çalıştırıldığı durumda fan debisi düştükçe sıcaklıkların parabolik olarak arttığı gözlenmiştir. Bu durum fan debisinin soğutma sistemi üzerindeki etkilerini belirgin bir şekilde ortaya çıkarmaktadır. Elde edilen en yüksek yonga sıcaklığının fan debisi 12 cfm iken 76,39 °C ile yonga-1 sıcaklığı olduğu görülmektedir.

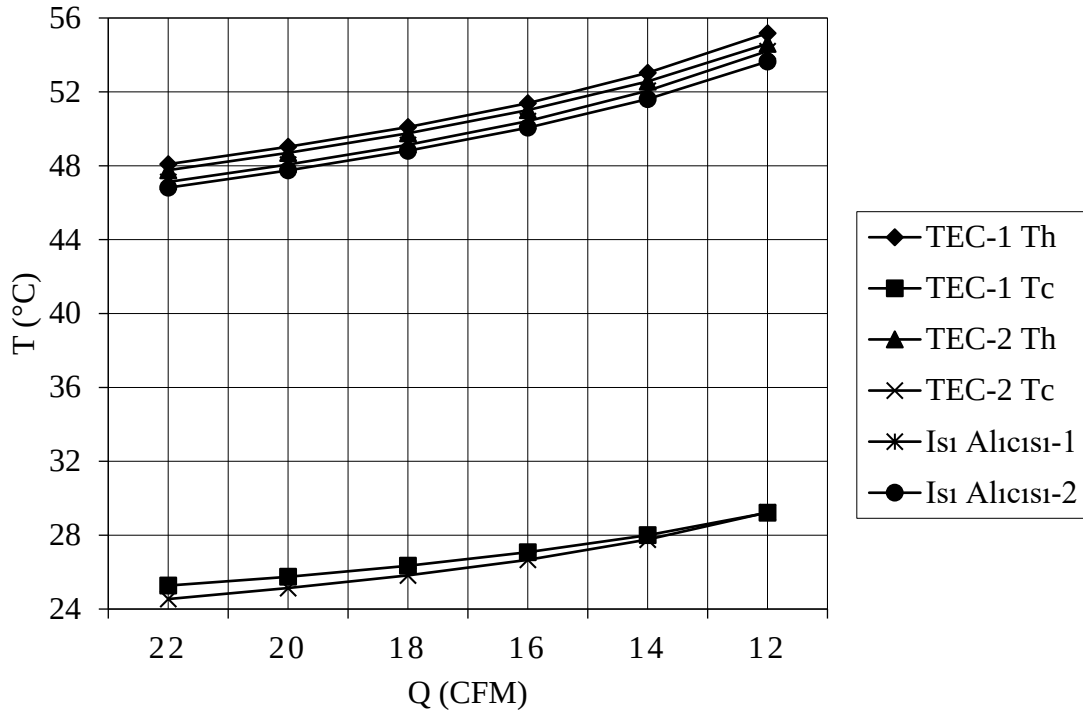


Şekil 5.3. TEC Akım değeri 1,5 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

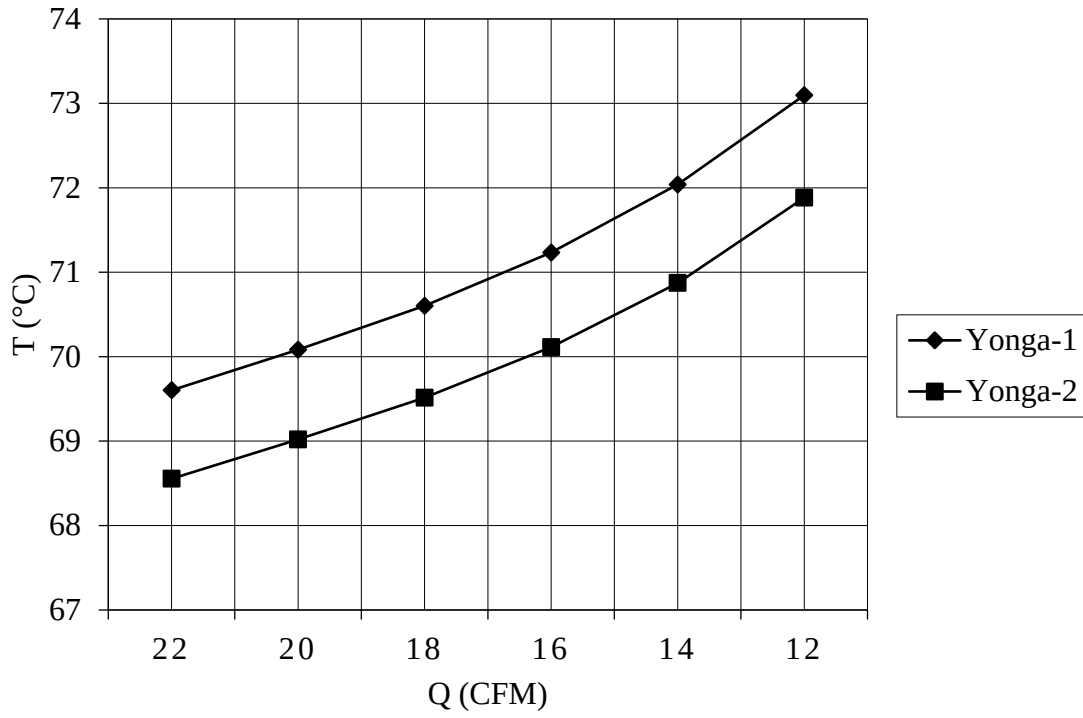


Şekil 5.4. TEC Akım değeri 1,5 A için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.6. incelendiğinde termoelektrik soğutucunun 2 A ile çalıştırıldığı durumda elde edilen en yüksek yonga sıcaklığının fan debisi 12 cfm iken 73,1 °C ile yonga-1 sıcaklığı olduğu görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun akım değeri arttıkça sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı da artmaktadır.

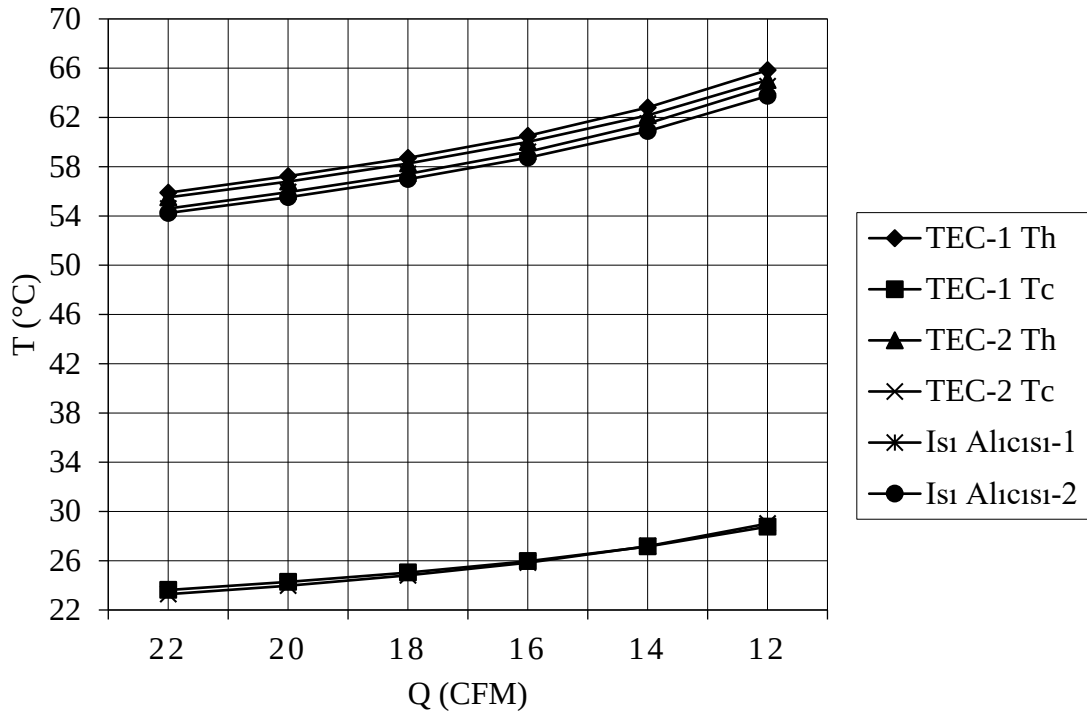


Şekil 5.5. TEC Akım değeri 2 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

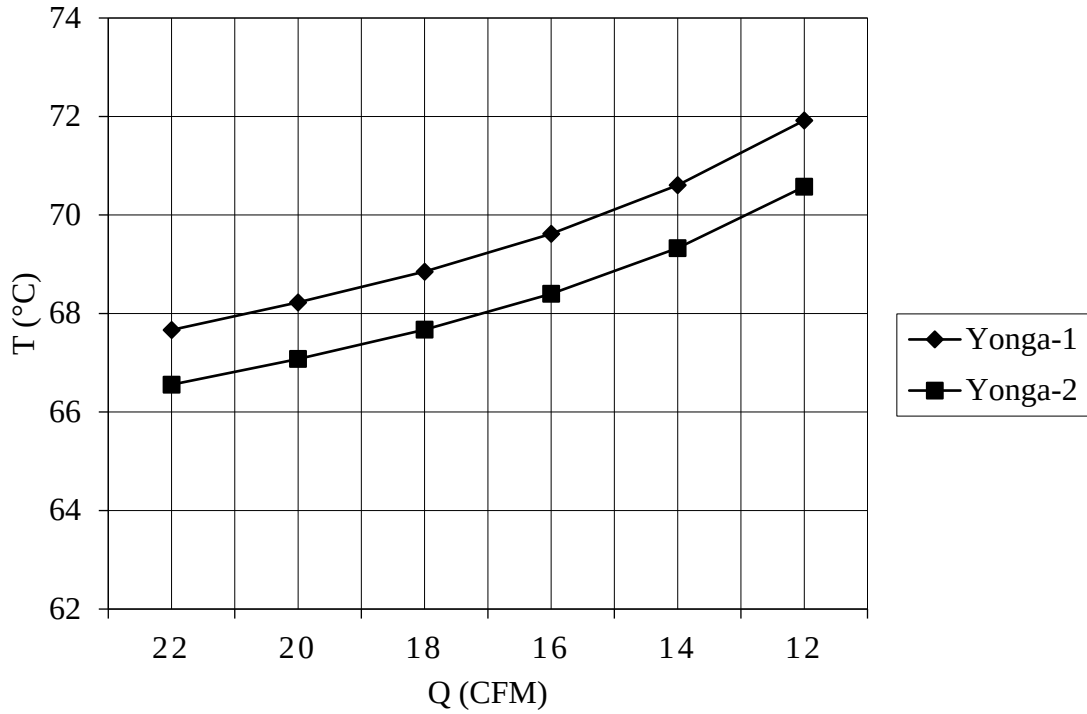


Şekil 5.6. TEC Akım değeri 2 A için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.8. incelendiğinde termoelektrik soğutucunun 2,5 A ile çalıştırıldığı durumda elde edilen en yüksek yonga sıcaklığı fan debisi 12 cfm iken 71,92 °C ile yonga-1 sıcaklığı olduğu görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun akım değeri arttıkça sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı da artmaktadır. Bu akım değerinde sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı fan debisi 22 cfm iken yaklaşık 32 °C, fan debisi 12 cfm iken yaklaşık 37 °C olarak bulunmuştur.

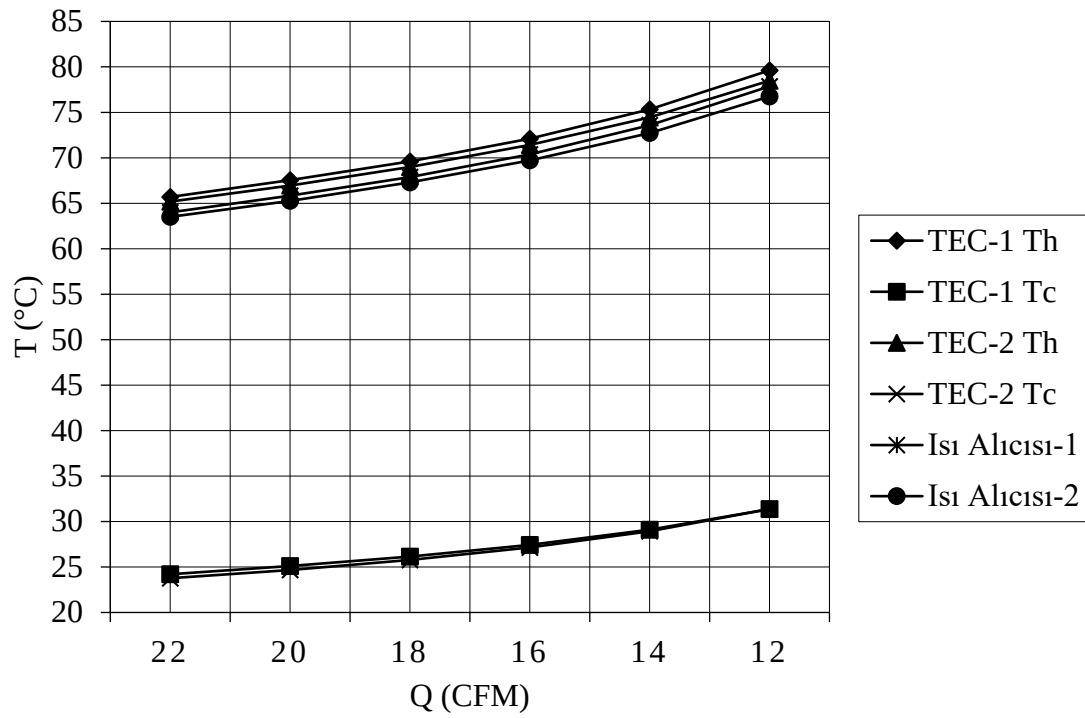


Şekil 5.7. TEC Akım değeri 2,5 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

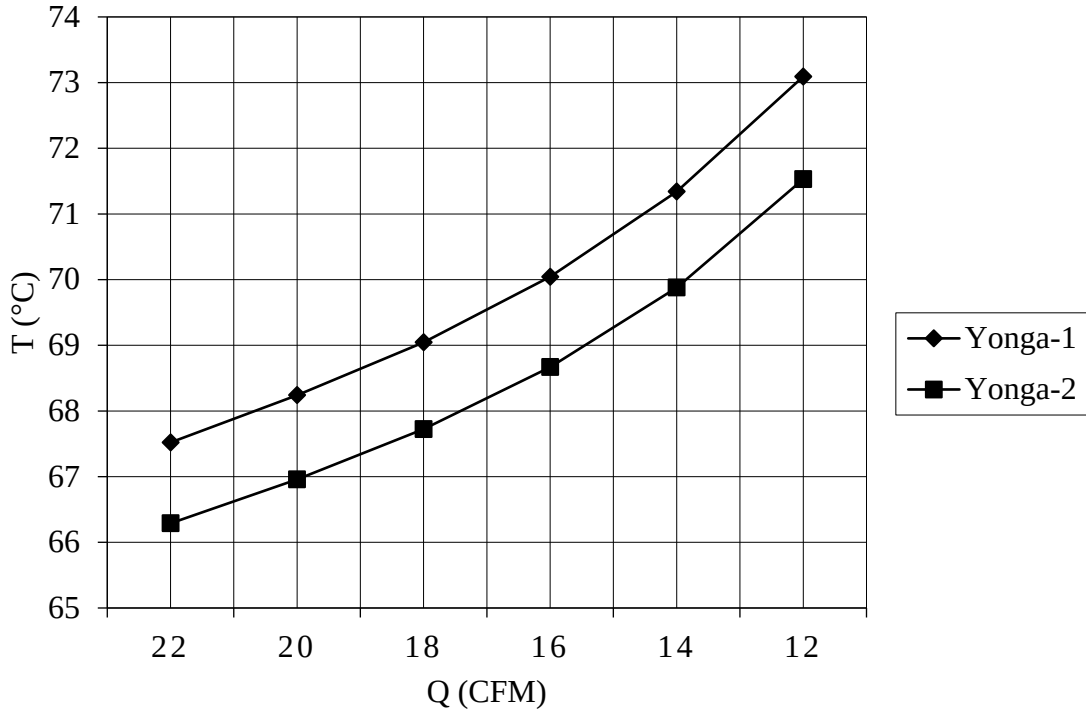


Şekil 5.8. TEC Akım değeri 2,5 A için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.10. incelendiğinde termoelektrik soğutucunun 3 A ile çalıştırıldığı durumda elde edilen en yüksek yonga sıcaklığı fan debisi 12 cfm iken 73,09 °C ile yonga-1 sıcaklığı olduğu görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun akım değeri arttıkça sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı da artmaktadır. Bu akım değerinde sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı fan debisi 22 cfm iken yaklaşık 41,5 °C, fan debisi 12 cfm iken yaklaşık 48 °C olarak bulunmuştur.

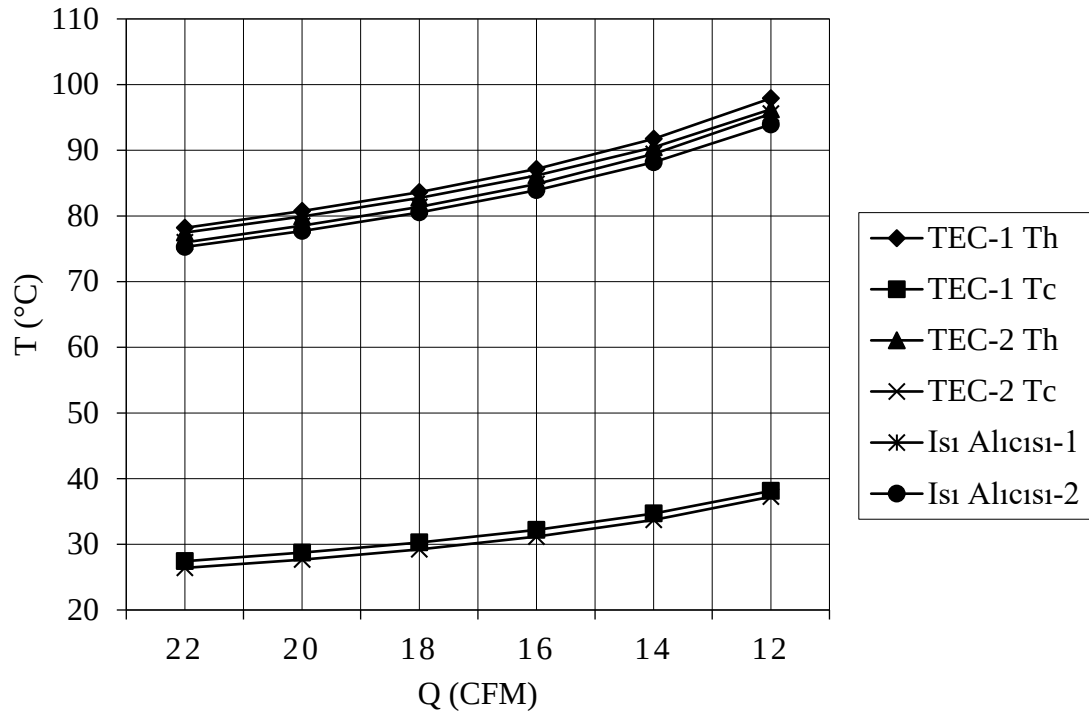


Şekil 5.9. TEC Akım değeri 3 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

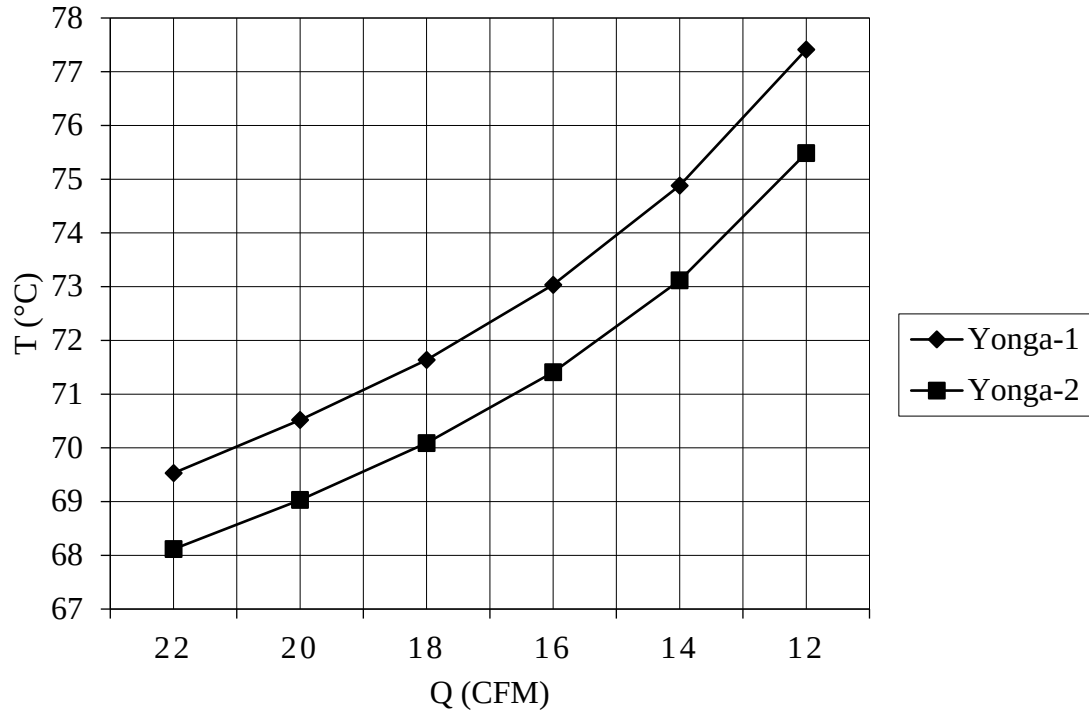


Şekil 5.10. TEC Akım değeri 3 A için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.12. incelendiğinde termoelektrik soğutucunun 3,5 A ile çalıştırıldığı durumda elde edilen en yüksek yonga sıcaklığı fan debisi 12 cfm iken 77,41 °C ile yonga-1 sıcaklığı olduğu görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun akım değeri arttıkça sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı da artmaktadır. Bu akım değerinde sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı fan debisi 22 cfm iken yaklaşık 51 °C, fan debisi 12 cfm iken yaklaşık 60 °C olarak bulunmuştur.

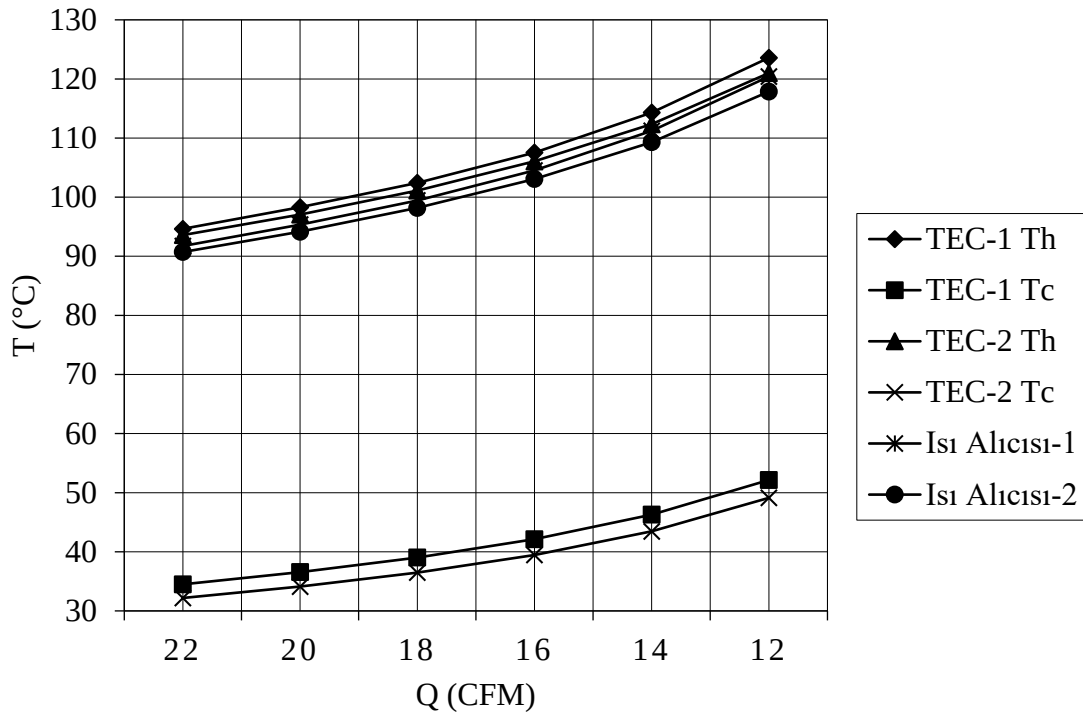


Şekil 5.11. TEC Akım değeri 3,5 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

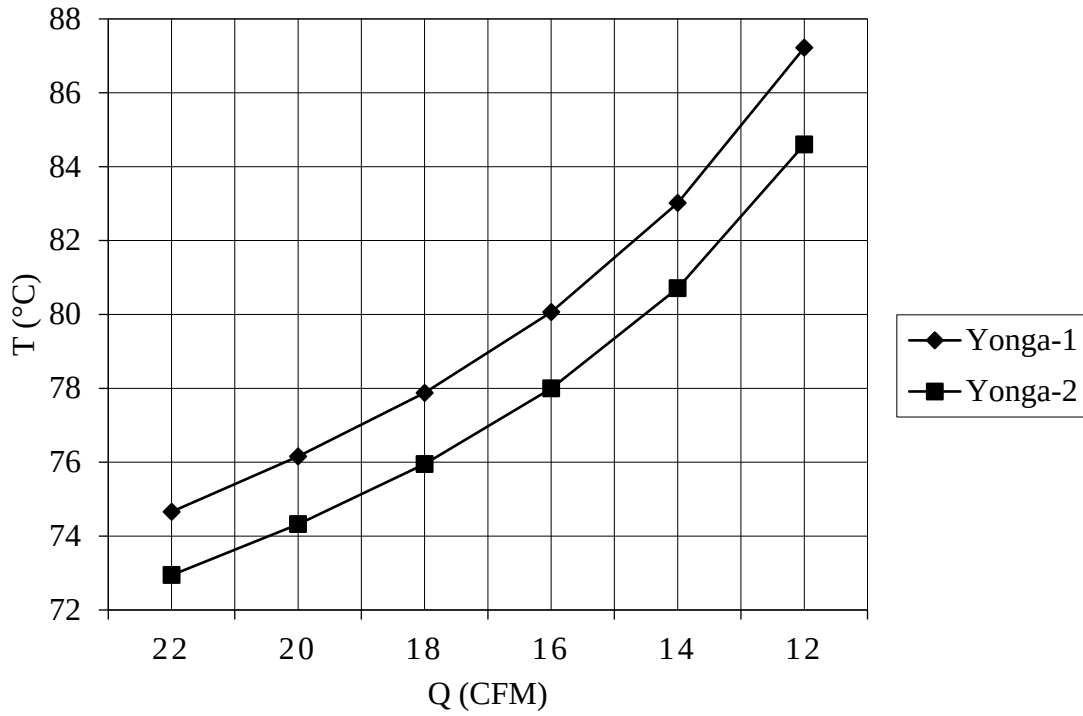


Şekil 5.12. TEC Akım değeri 3,5 A için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.14. incelendiğinde Termoelektrik soğutucunun 4 A ile çalıştırıldığı durumda elde edilen en yüksek yonga sıcaklığı fan debisi 12 cfm iken 87,22 °C ile yonga-1 sıcaklığı olduğu görülmüştür. Termoelektrik soğutucunun akım değeri arttıkça sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı da artmaktadır. Bu akım değerinde sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı fan debisi 22 cfm iken yaklaşık 60 °C, fan debisi 12 cfm iken yaklaşık 72 °C olarak bulunmuştur. Termoelektrik soğutucunun 4 A ile çalıştırıldığı koşullarda fan debisi 18cfm altında iken sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı 65 °C'nin üzerine çıkmıştır.



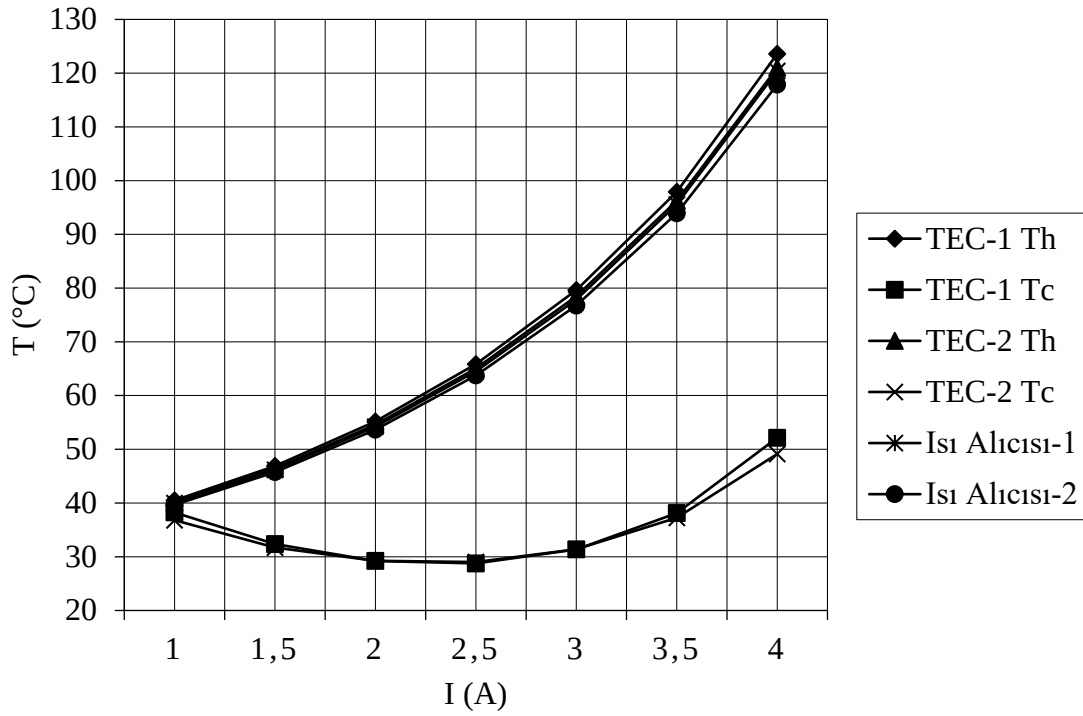
Şekil 5.13. TEC Akım değeri 4 A için TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları



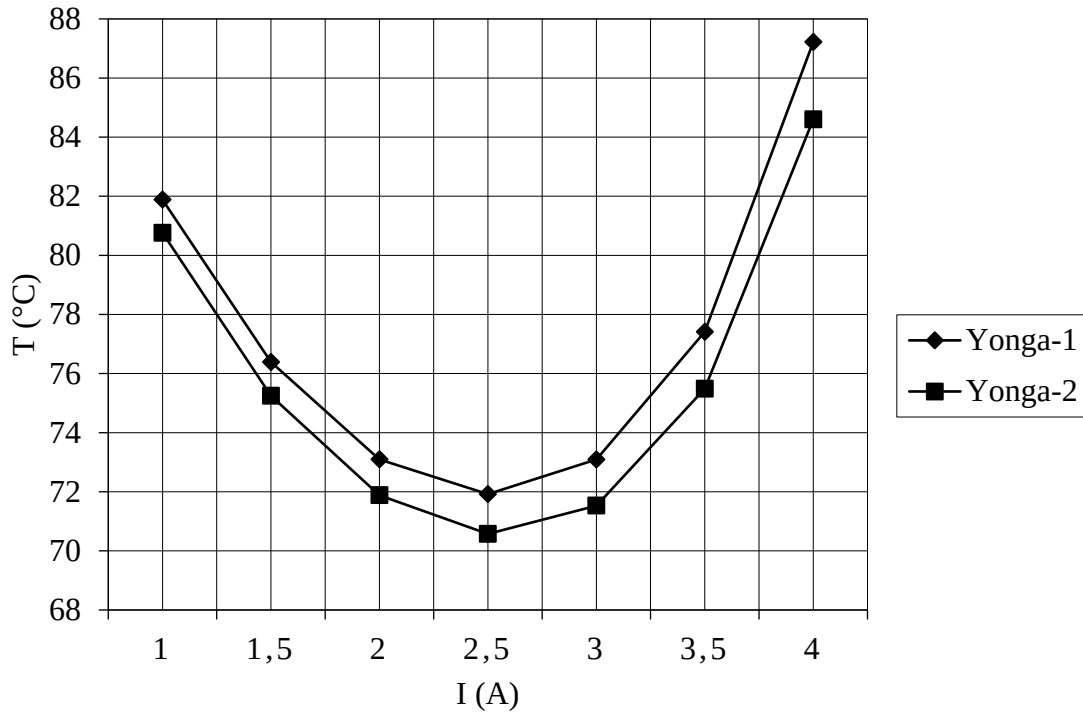
Şekil 5.14. TEC Akım değeri 4 A için yonga sıcaklıkları

Termoelektrik soğutucunun fan debisi değerlerine göre çalıştığı akımlarda elde edilen sıcaklıklara ait grafikler aşağıda verilmiştir. Grafiklerden de görüleceği üzere en düşük yonga sıcaklıkları termoelektrik soğutucunun 2 A ile 3 A arasında çalıştırıldığı akım değerlerinde elde edilmiştir. Termoelektrik soğutucunun 4 A ile çalıştırıldığı durumlarda fan debisi 16 cfm'nin altında iken elde edilen yonga sıcaklıkları 1 A ile çalıştırıldığı durumlarda elde edilen yonga sıcaklıklarından yüksektir. Fan debisinin artması ile termoelektrik soğutucunun sıcak yüzeyi üzerinde bulunan ısı alıcısı üzerinden atılan ısı miktarı arttığından fan debisi 16 cfm ve üzerinde olan değerlerde termoelektrik soğutucunun 4 A ile çalıştırıldığı durumlarda elde edilen yonga sıcaklıkları daha düşüktür. Termoelektrik soğutucunun en düşük soğuk yüzey sıcaklık değerleri 2,5 A ile çalışma koşulunda elde edilmiştir.

Şekil 5.16. incelendiğinde en düşük yonga sıcaklıklarının termoelektrik soğutucunun 2,5 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edildiği görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 2 A, 2,5 A ve 3 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edilen yonga sıcaklıklarının diğer amper değerlerinde elde edilen yonga sıcaklıklarından daha düşük olduğu görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 2,5 A ile çalıştırıldığı koşuldan yonga-1 sıcaklığının 71,92 °C ve yonga-2 sıcaklığının ise 70,57 °C olduğu görülmektedir.

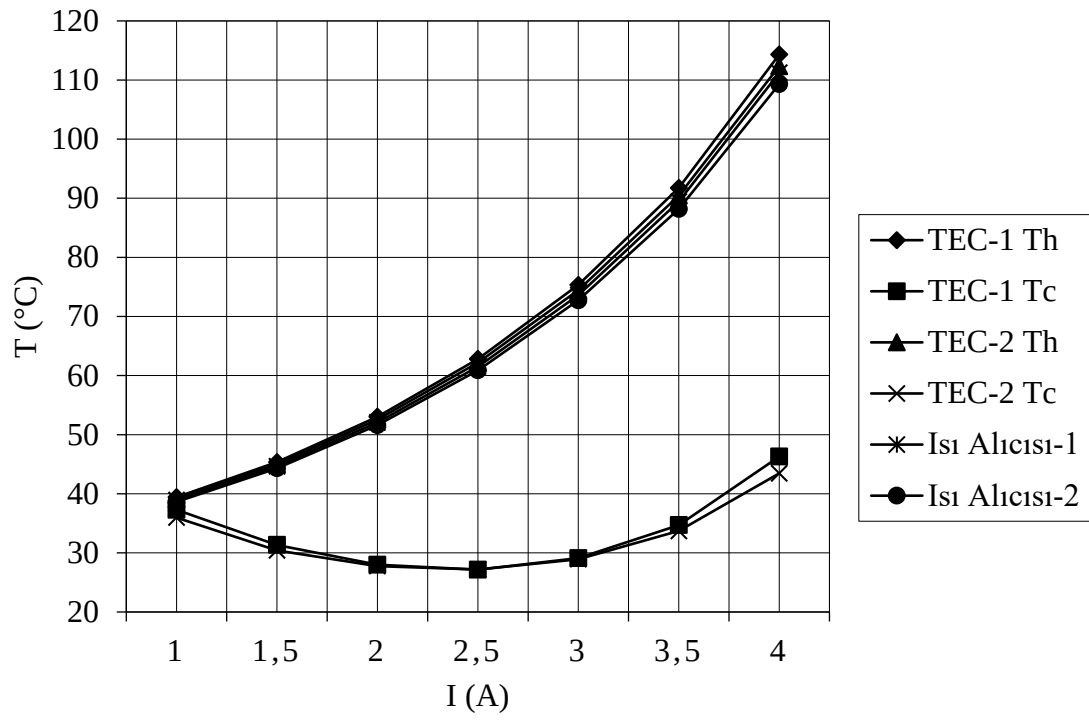


Şekil 5.15. Fan debisi 12 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

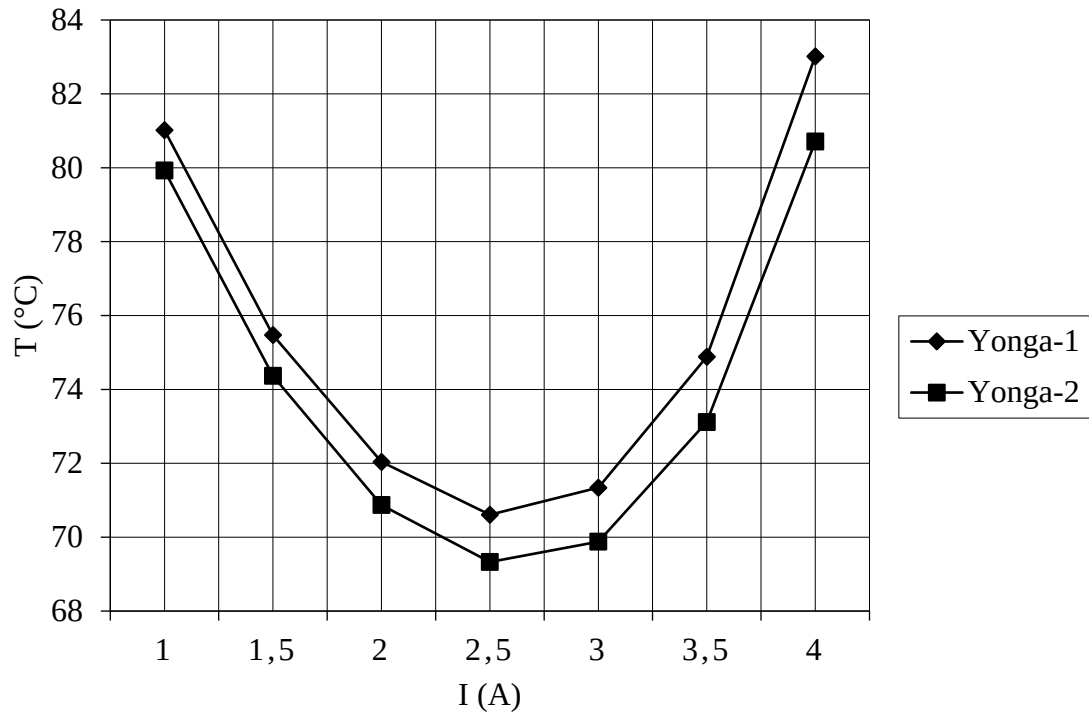


Şekil 5.16. Fan debisi 12 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları

Şekil 5.18. incelendiğinde en düşük yonga sıcaklıklarının termoelektrik soğutucunun 2,5 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edildiği görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 2 A, 2,5 A ve 3 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edilen yonga sıcaklıklarının diğer amper değerlerinde elde edilen yonga sıcaklıklarından daha düşük olduğu görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 2,5 A ile çalıştırıldığı koşuldan yonga-1 sıcaklığının 70,61 °C ve yonga-2 sıcaklığının ise 69,33 °C olduğu görülmektedir.

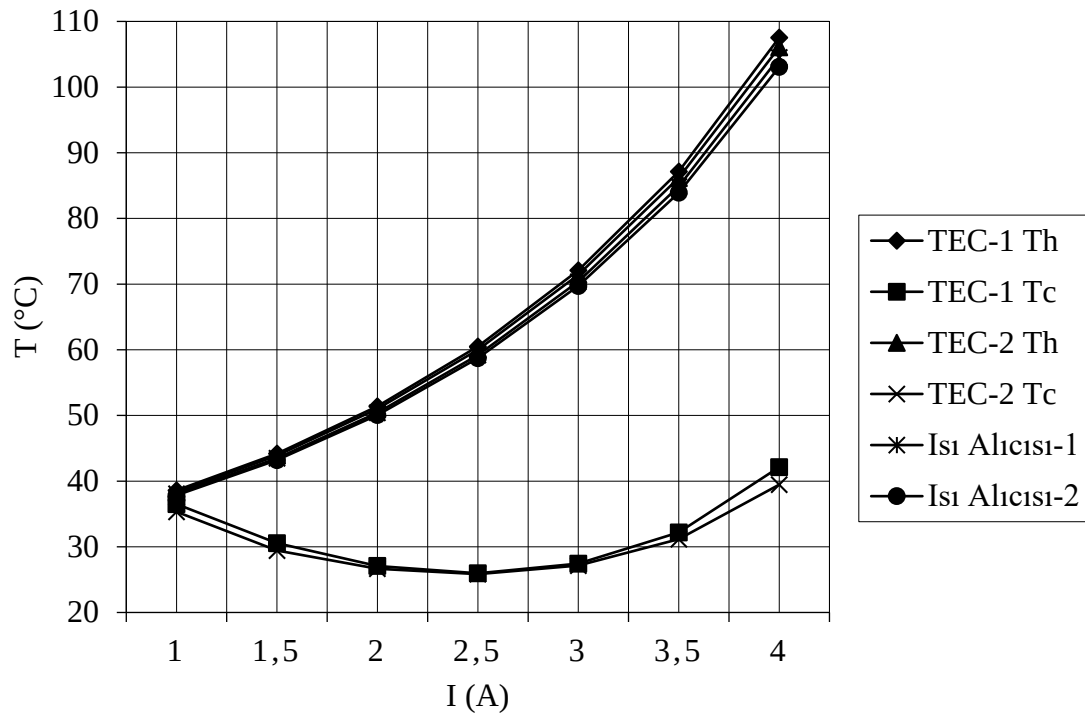


Şekil 5.17. Fan debisi 14 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

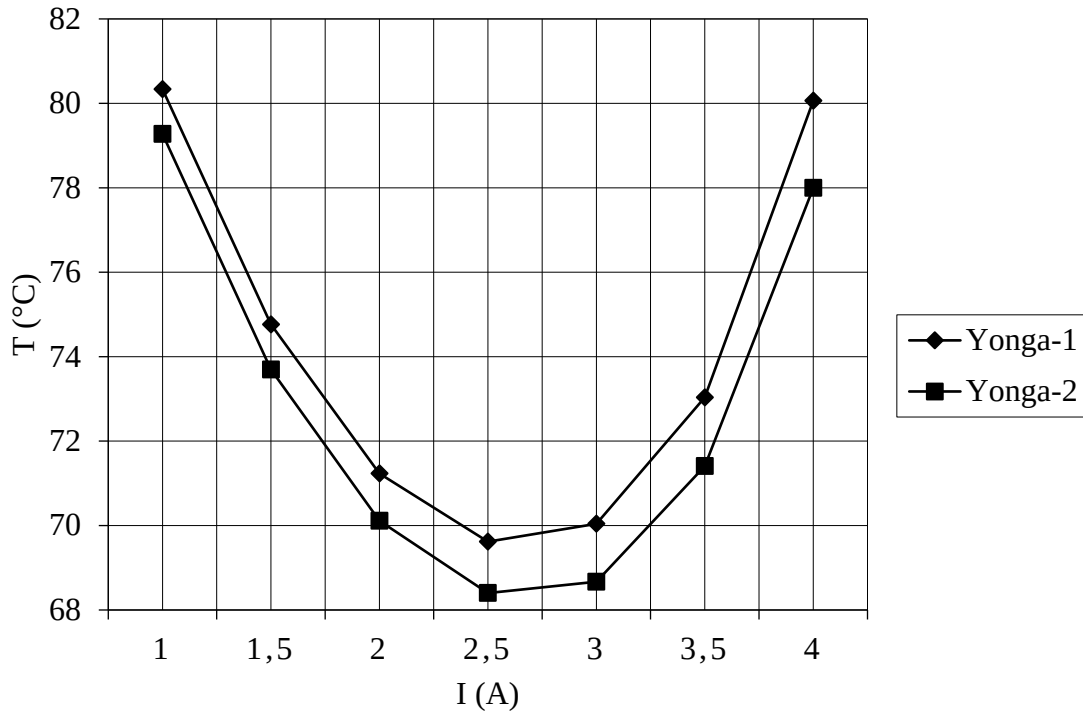


Şekil 5.18. Fan debisi 14 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları

Şekil 5.20. incelendiğinde en düşük yonga sıcaklıklarının termoelektrik soğutucunun 2,5 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edildiği görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 2 A, 2,5 A ve 3 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edilen yonga sıcaklıklarının diğer amper değerlerinde elde edilen yonga sıcaklıklarından daha düşük olduğu görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 2,5 A ile çalıştırıldığı koşuldan yonga-1 sıcaklığının 69,62 °C ve yonga-2 sıcaklığının ise 68,4 °C olduğu görülmektedir.

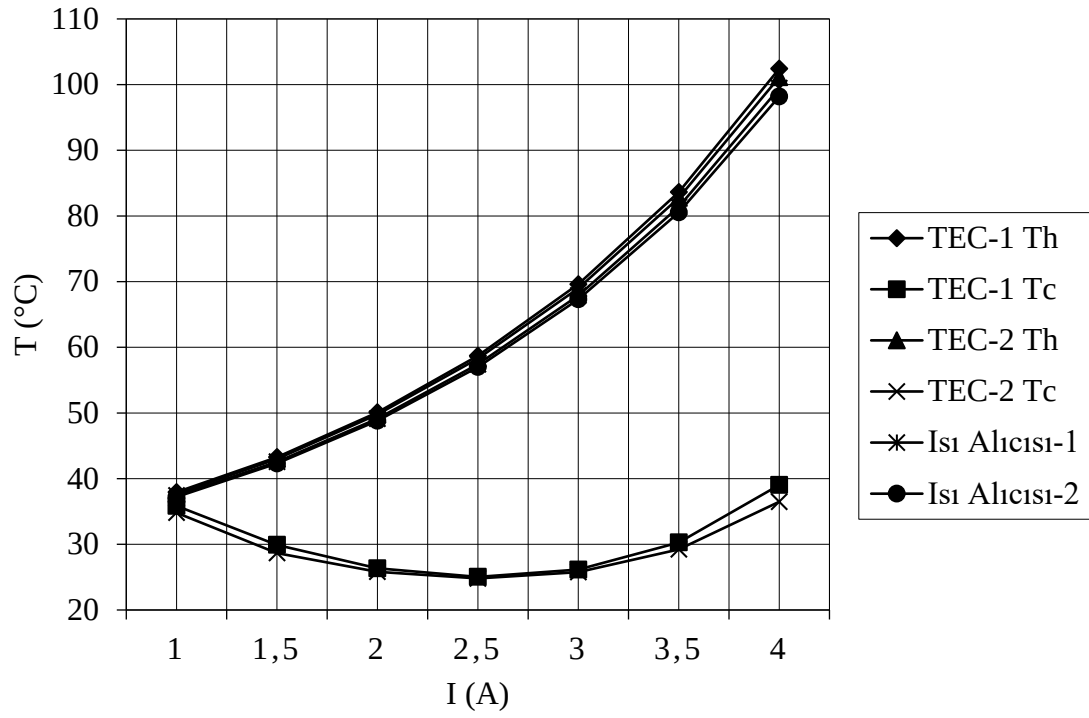


Şekil 5.19. Fan debisi 16 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

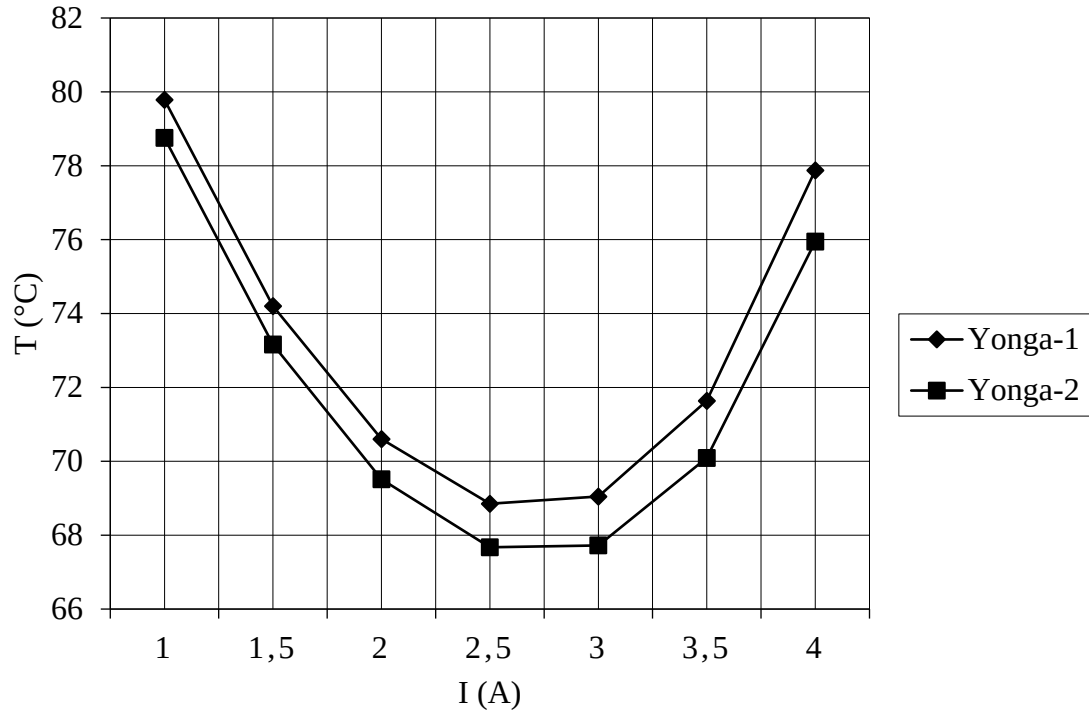


Şekil 5.20. Fan debisi 16 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları

Şekil 5.22. incelendiğinde en düşük yonga sıcaklıklarının termoelektrik soğutucunun 2,5 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edildiği görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 2 A, 2,5 A ve 3 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edilen yonga sıcaklıklarının diğer amper değerlerinde elde edilen yonga sıcaklıklarından daha düşük olduğu görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 2,5 A ile çalıştırıldığı koşuldan yonga-1 sıcaklığının 68,85 °C ve yonga-2 sıcaklığının ise 67,67 °C olduğu görülmektedir.

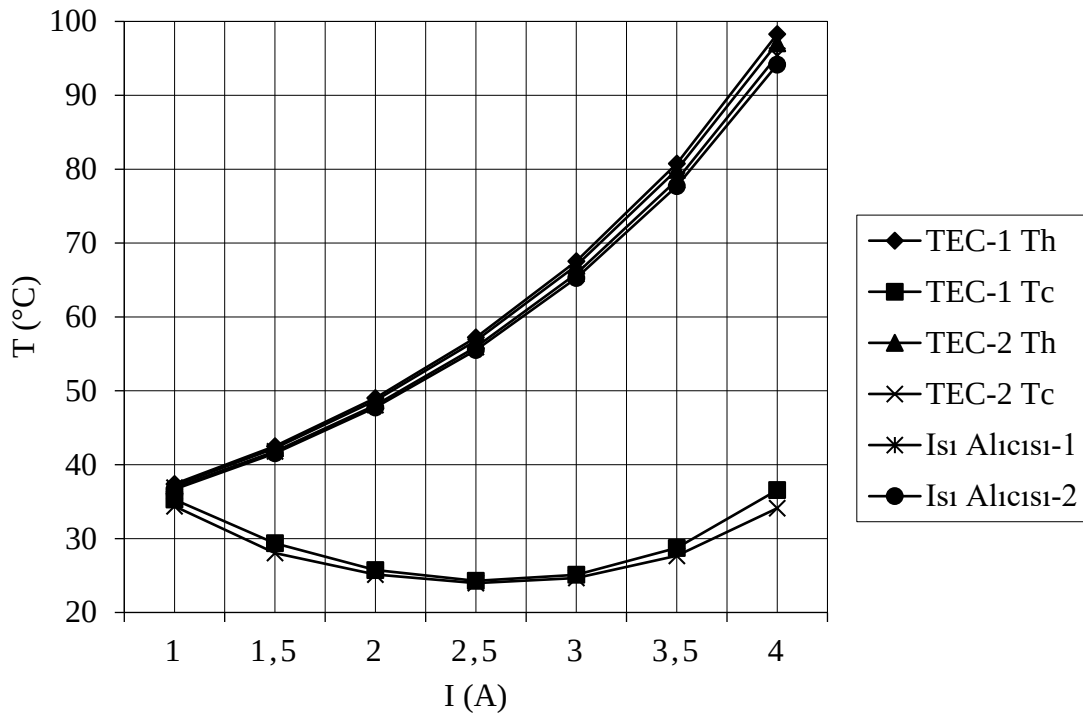


Şekil 5.21. Fan debisi 18 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

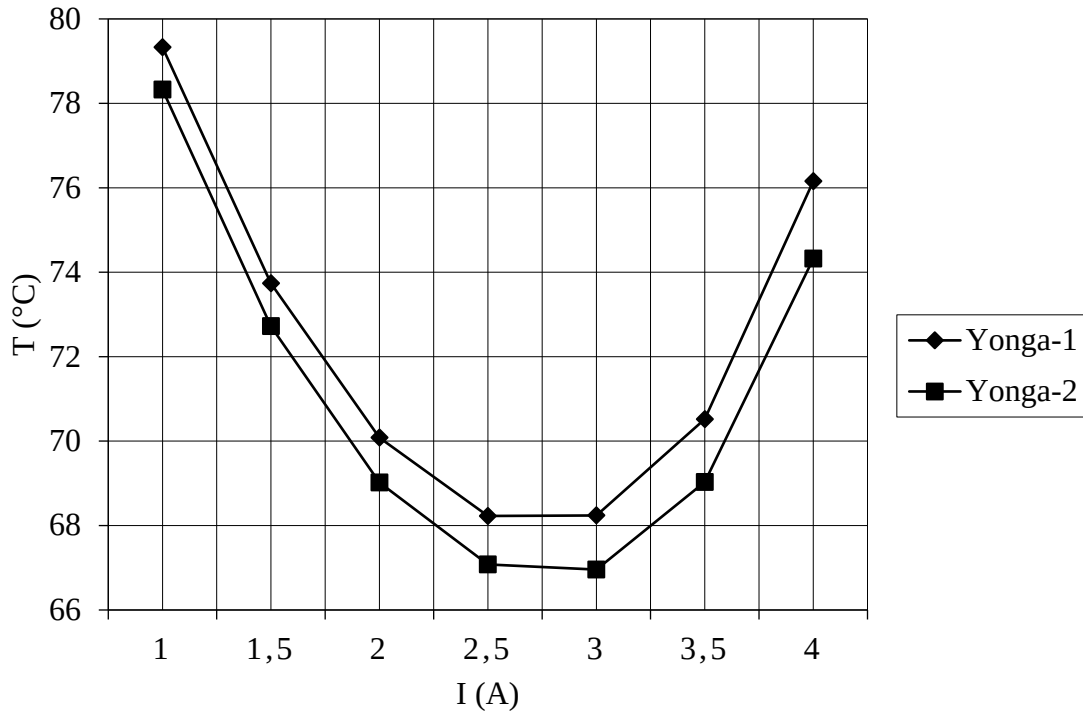


Şekil 5.22. Fan debisi 18 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları

Şekil 5.24. incelendiğinde en düşük yonga sıcaklıklarının termoelektrik soğutucunun 3 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edildiği görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 2 A, 2,5 A ve 3 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edilen yonga sıcaklıklarının diğer amper değerlerinde elde edilen yonga sıcaklıklarından daha düşük olduğu görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 3 A ile çalıştırıldığı koşuldan yonga-1 sıcaklığının 68,24 °C ve yonga-2 sıcaklığının ise 66,96 °C olduğu görülmektedir.

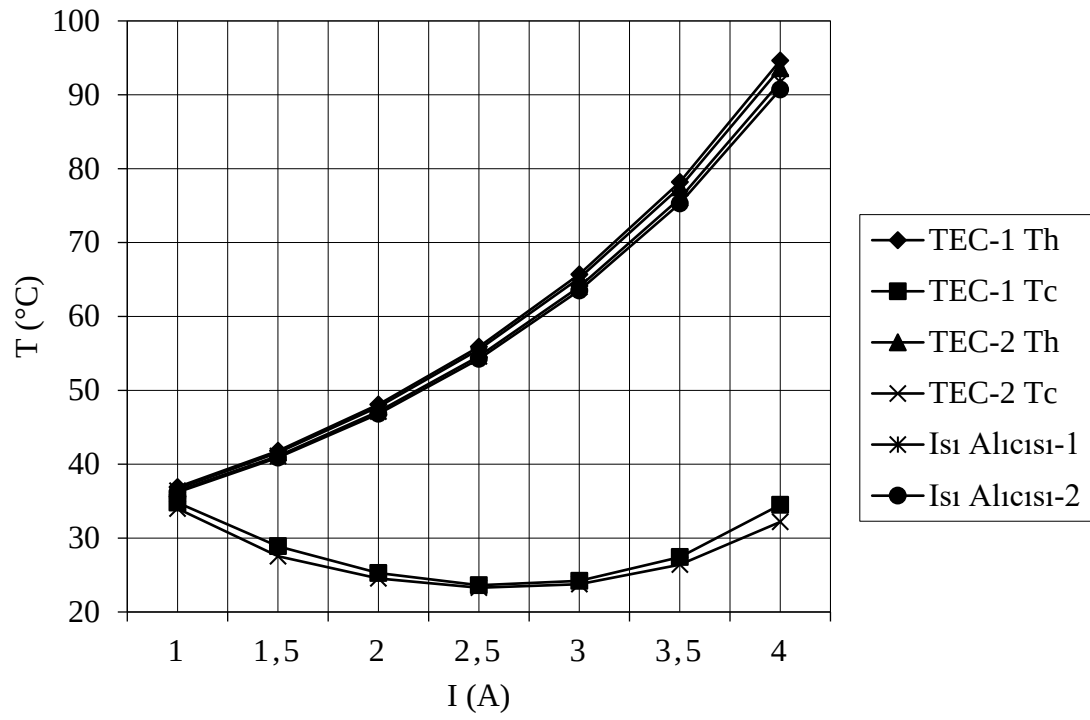


Şekil 5.23. Fan debisi 20 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları

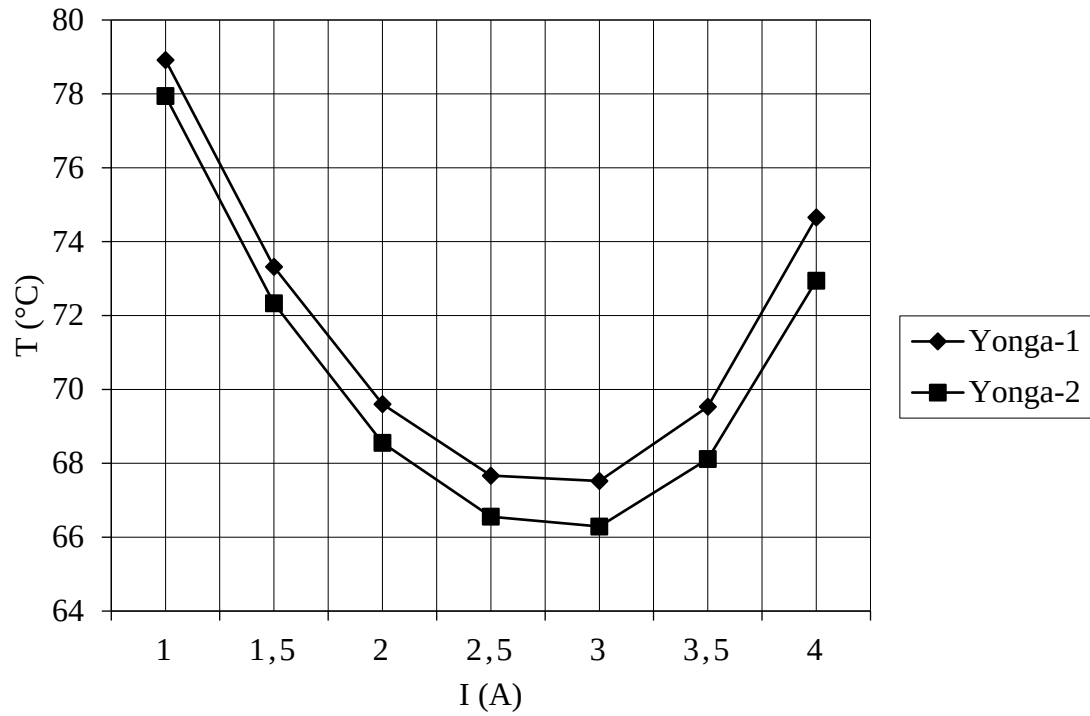


Şekil 5.24. Fan debisi 20 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları

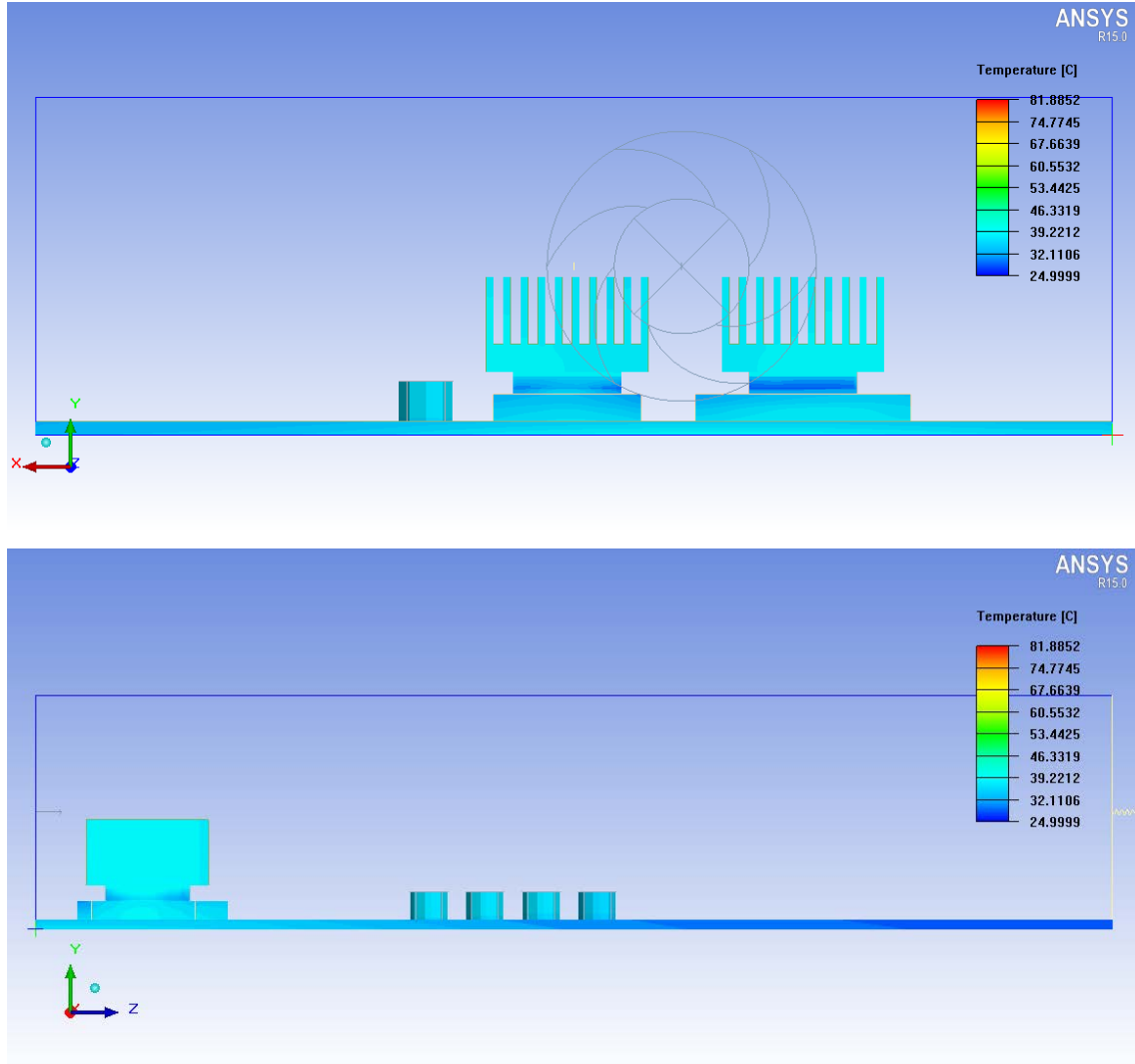
Şekil 5.26. incelendiğinde en düşük yonga sıcaklıklarının termoelektrik soğutucunun 3 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edildiği görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 2 A, 2,5 A ve 3 A ile çalıştırıldığı koşullarda elde edilen yonga sıcaklıklarının diğer amper değerlerinde elde edilen yonga sıcaklıklarından daha düşük olduğu görülmektedir. Termoelektrik soğutucunun 3 A ile çalıştırıldığı koşuldan yonga-1 sıcaklığının 67,52 °C ve yonga-2 sıcaklığının ise 66,29 °C olduğu görülmektedir.



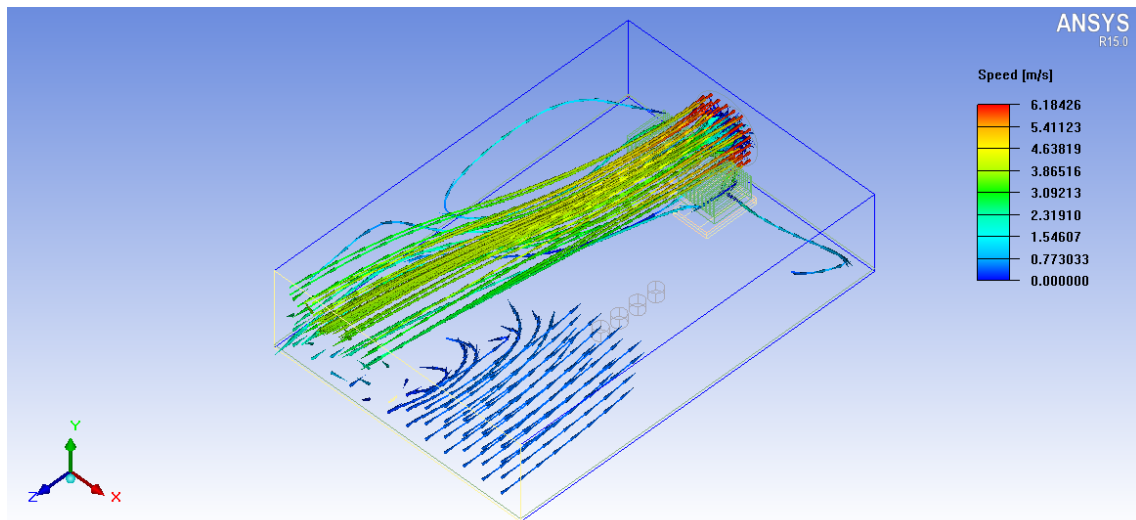
Şekil 5.25. Fan debisi 22 cfm için akım değerlerine göre TEC ve ısı alıcısı sıcaklıkları



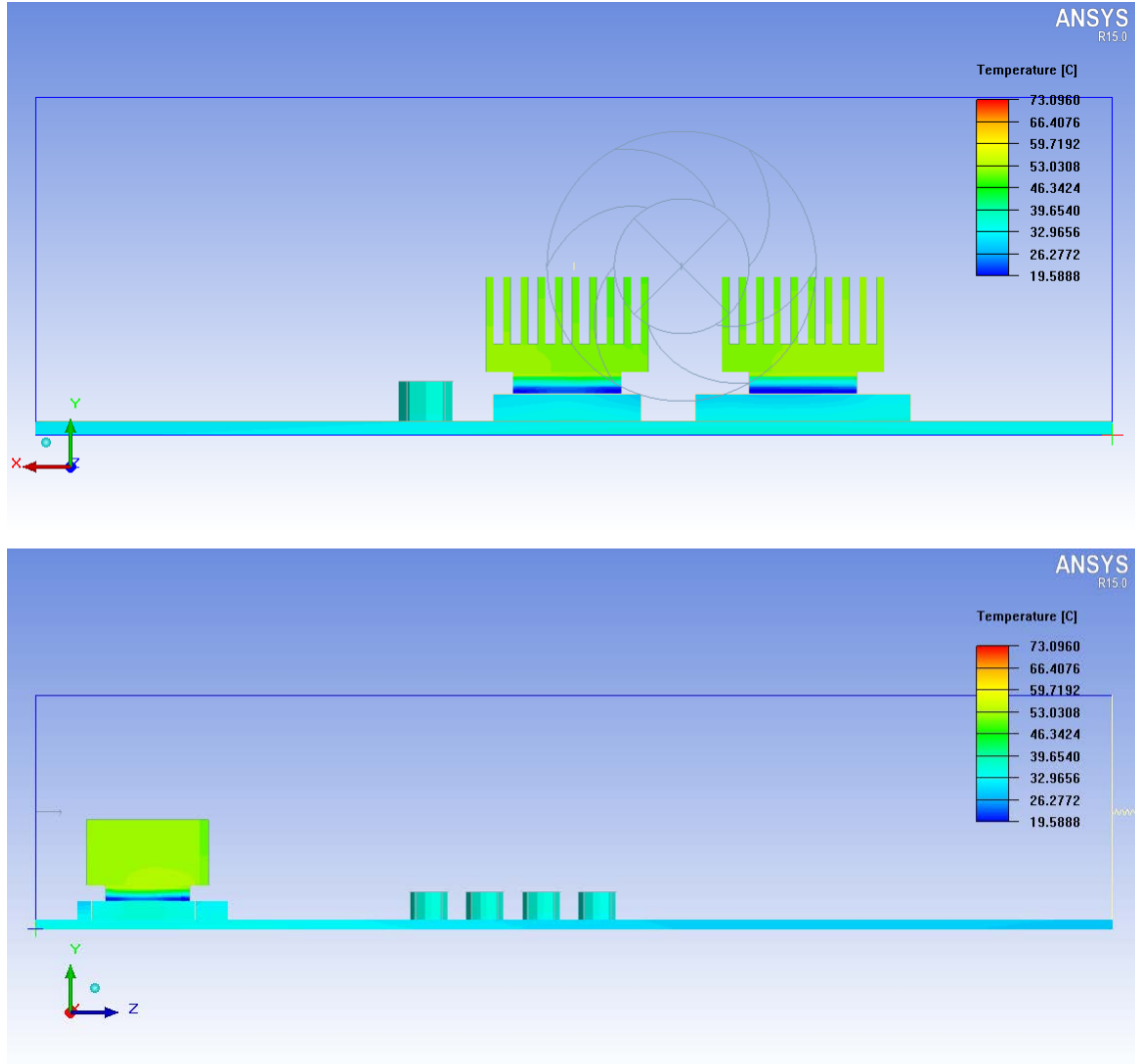
Şekil 5.26. Fan debisi 22 cfm için akım değerlerine göre yonga sıcaklıkları



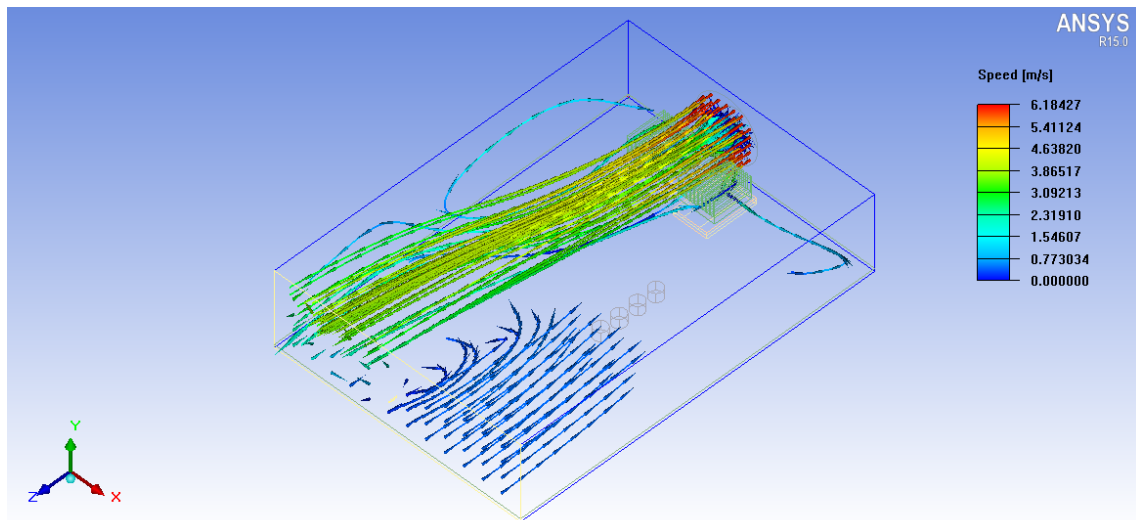
Şekil 5.27. TEC Akım değeri 1 A ve fan debisi 12 cfm için sıcaklık dağılımları



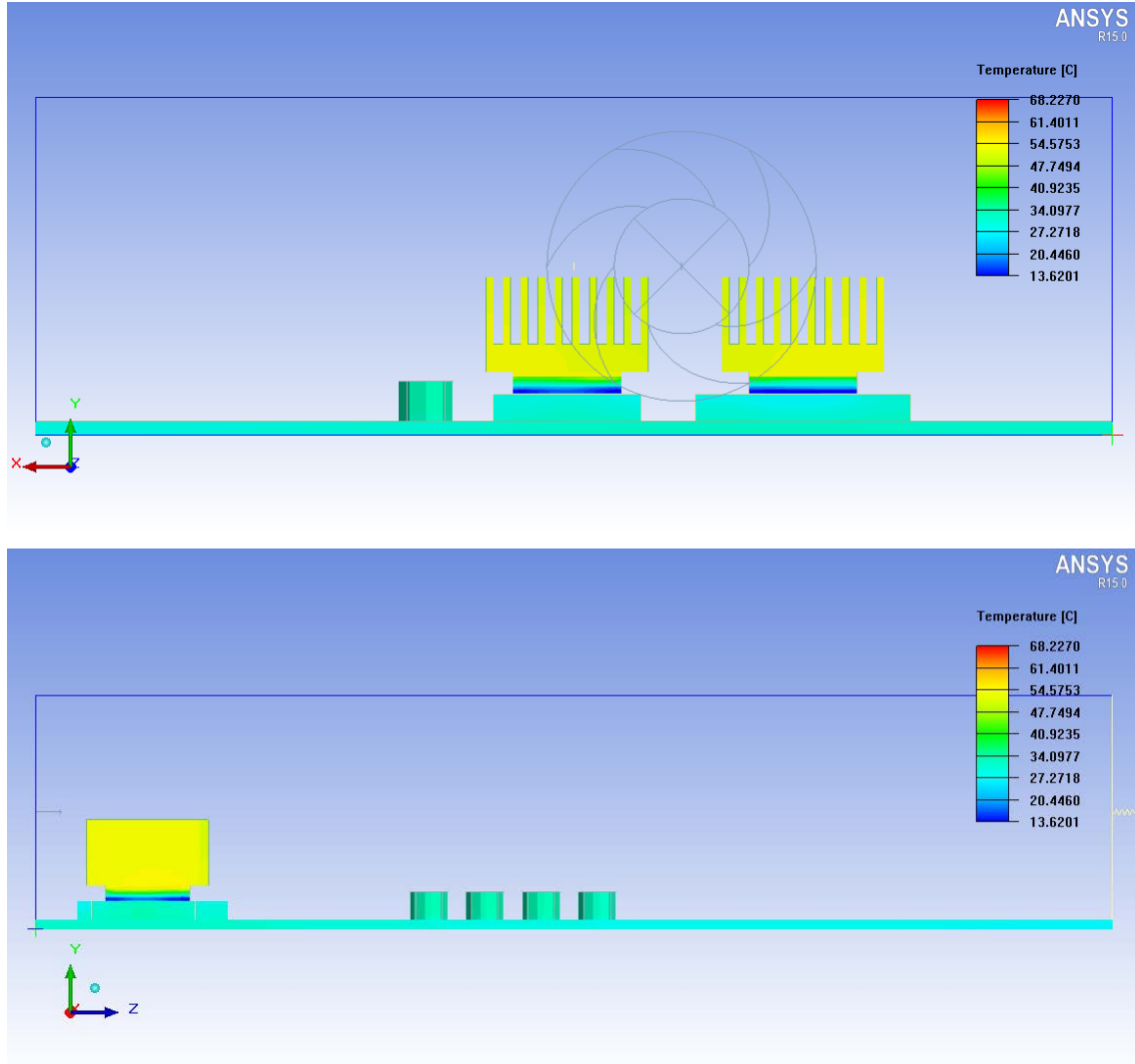
Şekil 5.28. TEC Akım değeri 1 A ve fan debisi 12 cfm için hız çizgileri



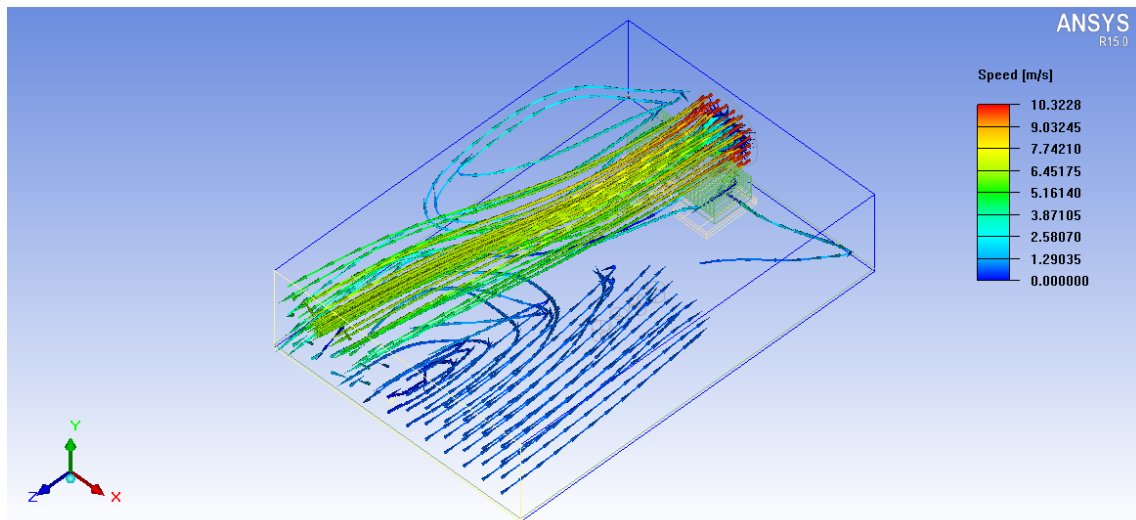
Şekil 5.29. TEC Akım değeri 2 A ve fan debisi 12 cfm için sıcaklık dağılımları



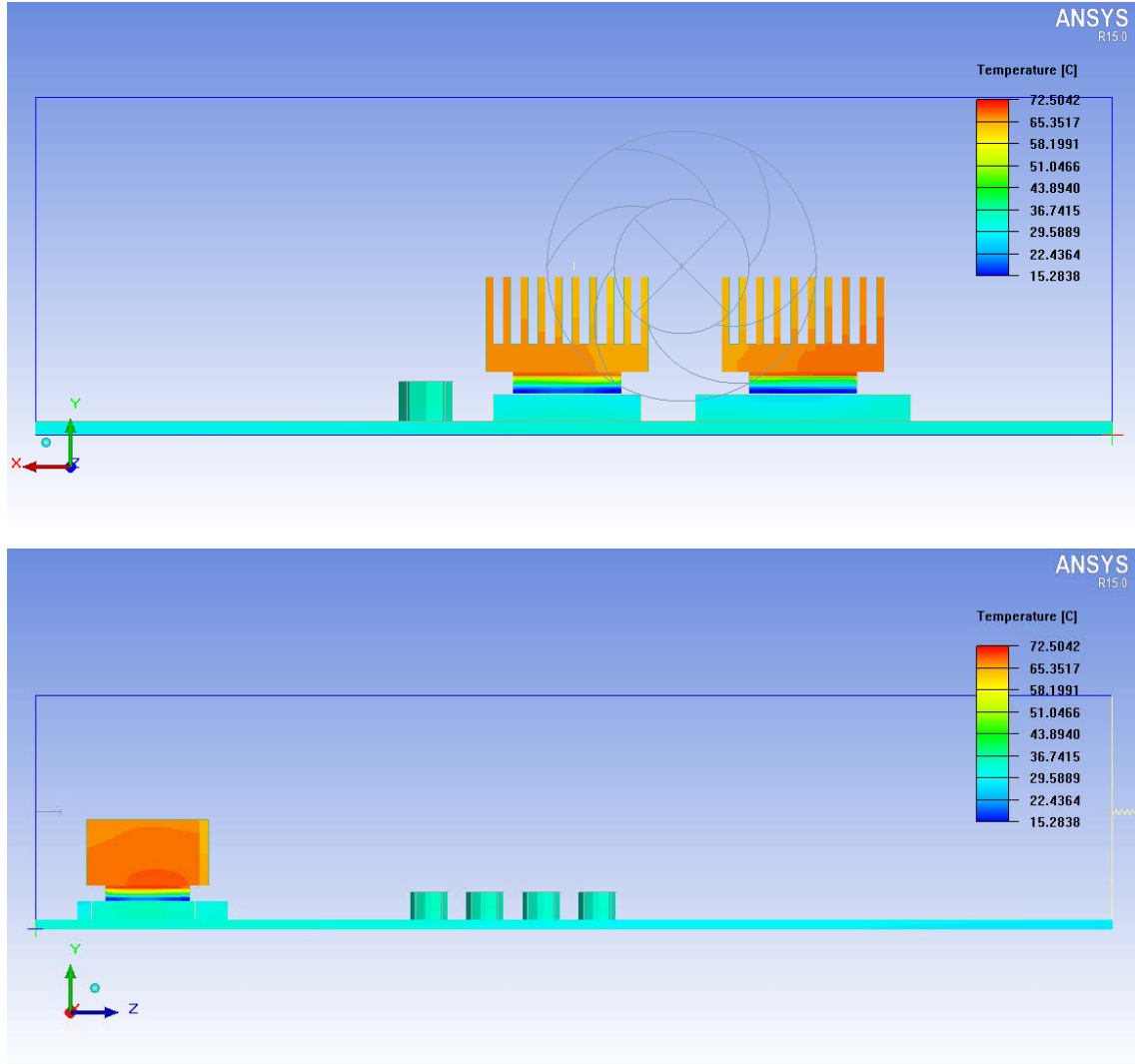
Şekil 5.30. TEC Akım değeri 2 A ve fan debisi 12 cfm için hız çizgileri



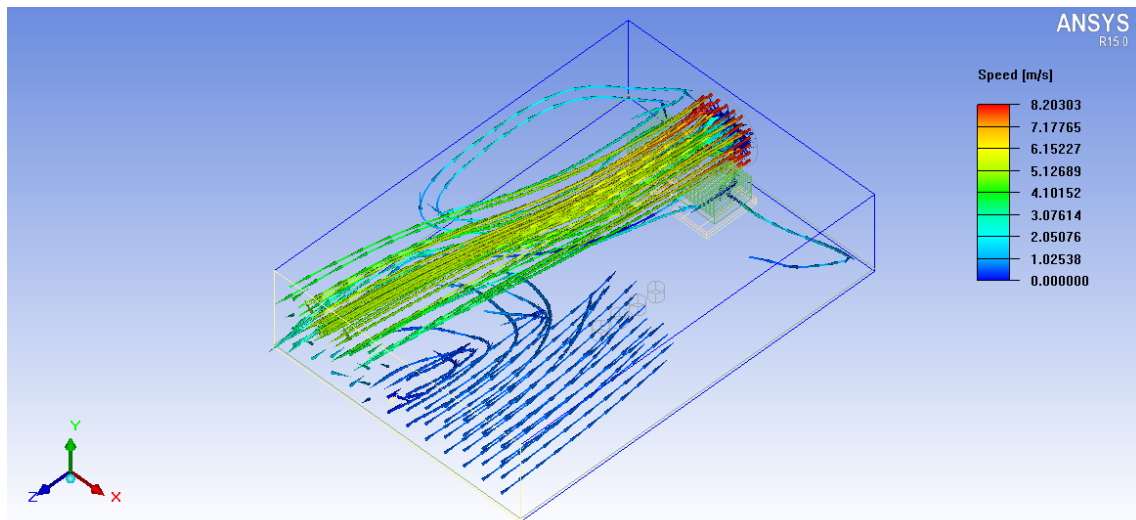
Şekil 5.31. TEC Akım değeri 2,5 A ve fan debisi 20 cfm için sıcaklık dağılımları



Şekil 5.32. TEC Akım değeri 2,5 A ve fan debisi 20 cfm için hız çizgileri



Şekil 5.33. TEC Akım değeri 3 A ve fan debisi 16 cfm için sıcaklık dağılımları



Şekil 5.34. TEC Akım değeri 3 A ve fan debisi 16 cfm için hız çizgileri

Şekil 5.27. ve Şekil 5.34. arasında analizler sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımları ve fan akışına ait hız çizgileri belirtilmiştir. Şekiller incelendiğinde ısı alıcıları sıcaklıklarının termoelektrik soğutucunun çalışma akım değeri arttıkça yükseldiği görülmektedir. Akım değerinin artması termoelektrik soğutucunun sıcak yüzeyinin ısınmasına neden olmaktadır. Şekiller incelendiğinde fan debisi artışına bağlı olarak modül içerisinde hava akış hızı da artmaktadır.

Isı borusu ile yapılan parametrik sayısal çalışmalarda da ilk olarak değerlendirilen husus yonga sıcaklıkları olmuştur. Isı borularının ısı iletkenlik katsayısı arttıkça fan debisi aynı kalmak koşuluyla yonga sıcaklıkları da düşmektedir. Uzunluğu 144 mm olan ısı borusunda fan debisinin 22 cfm' den 12 cfm' ye düşmesi, ısı iletkenlik katsayısı 20000 W/mK için yonga sıcaklık farkını ortalama 2,6 °C, ısı iletkenlik katsayısı 30000 W/mK, 40000 W/mK ve 50000 W/mK için yonga sıcaklık farkını ortalama 2,2 °C düşürmüştür. Uzunluğu 184 mm olan ısı borusunda fan debisinin 22 cfm' den 12 cfm' ye düşmesi, ısı iletkenlik katsayısı 20000 W/mK için yonga sıcaklık farkını ortalama 2,4 °C, ısı iletkenlik katsayısı 30000 W/mK, 40000 W/mK ve 50000 W/mK için yonga sıcaklık farkını ortalama 2,3 °C düşürmüştür.

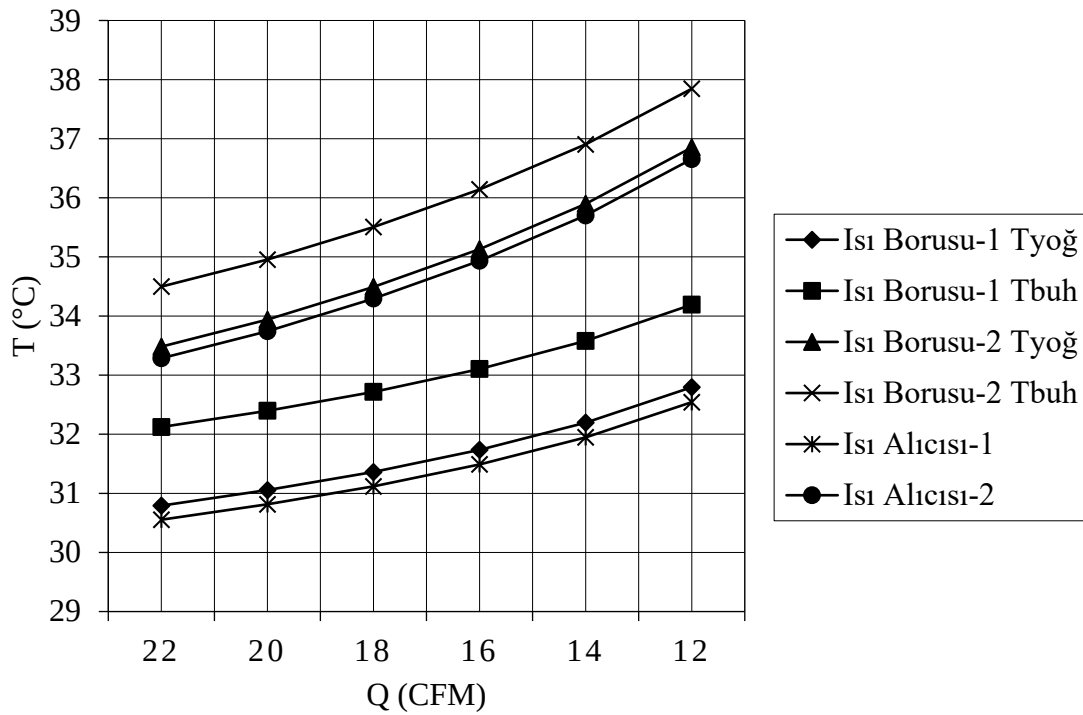
Elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında ısı iletkenlik katsayısı ve fan debisi sabit olmak koşuluyla 144 mm uzunluğunda olan ısı borusunun 184 mm uzunluğunda olan ısı borusuna kıyasla daha iyi soğutma performansı sergilediği görülmüştür.

Isı boruları pasif soğutucu eleman olduklarından güç tüketimleri yoktur. Çalışmalar sonucunda elde edilen en uygun yonga sıcaklık değerleri, fanın enerji tüketimi göz önüne alınarak, ısı borusu uzunluğu 144 mm ısı iletkenlik katsayısı 50000 W/mK ve fan debisi 22 cfm iken elde edilmiştir, yonga-1 sıcaklığı 76,34 °C ve yonga-2 sıcaklığı 77,69 °C olarak bulunmuştur.

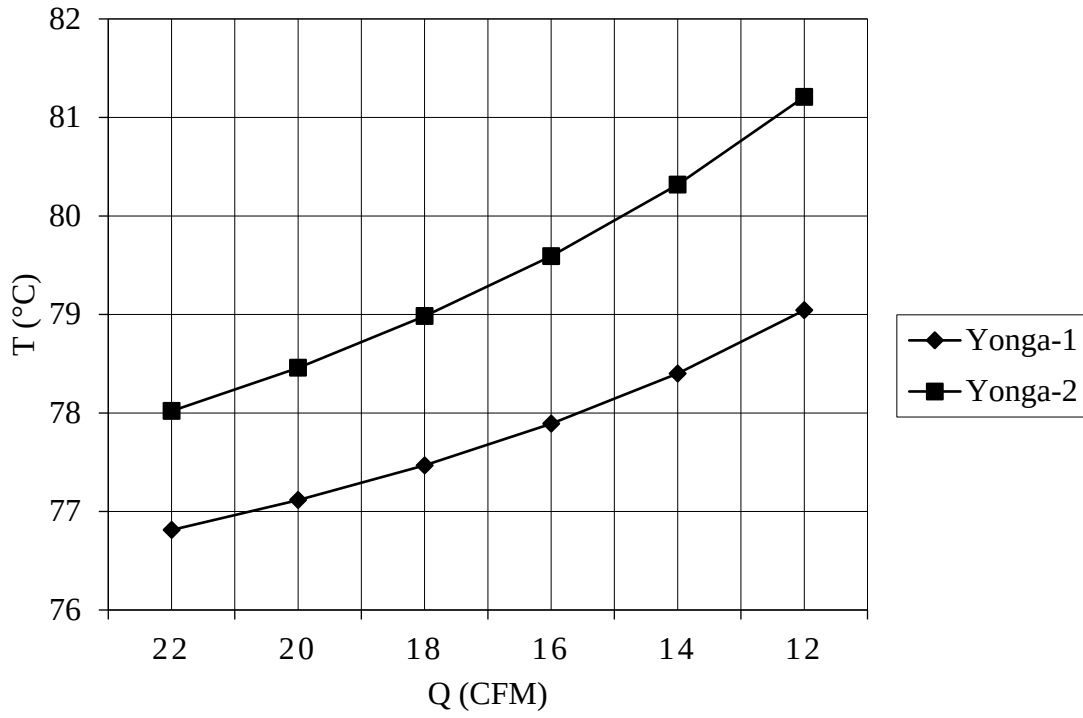
Literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen en önemli sonuç; buharlaştırıcı ile yoğuşturucu arasındaki sıcaklık farkının azaldıkça ısı borusu soğutma performansının arttığı yönündedir. Ayrıca ANSYS-Icepak ile yapılan modellerle yapılan sayısal çalışma sonuçlarının deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlara çok yakın olduğu da bilinmektedir.

Isı iletkenlik katsayısı sabit kalmak koşulu ile fan debisi azaldıkça ısı borusu buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı sıcaklıkları parabolik olarak artmaktadır. Aynı durum yonga sıcaklıkları için de geçerlidir. Fan debisinin artması ısı borusu ve komponent sıcaklıklarının düşmesinde etkili olmuştur.

Şekil 5.36. incelendiğinde ısı borusu iletkenlik katsayısı 20000 W/mK ve uzunluğu 144 mm iken fan debisine göre elde edilen yonga sıcaklıkları yonga-1 için en yüksek 79,04 °C ve en düşük 76,81 °C, yonga-2 için en yüksek 81,21 °C ve en düşük 78,02 °C olduğu görülmektedir. Yonga-1 ve yonga-2 arasında bulunan sıcaklık farkının yongaların baskı devre kartı üzerinde bulunan konumları nedeniyle oluştuğu değerlendirilmektedir. Ayrıca yongaların fana göre konumları da sıcaklık farkının oluşmasında etkindir.

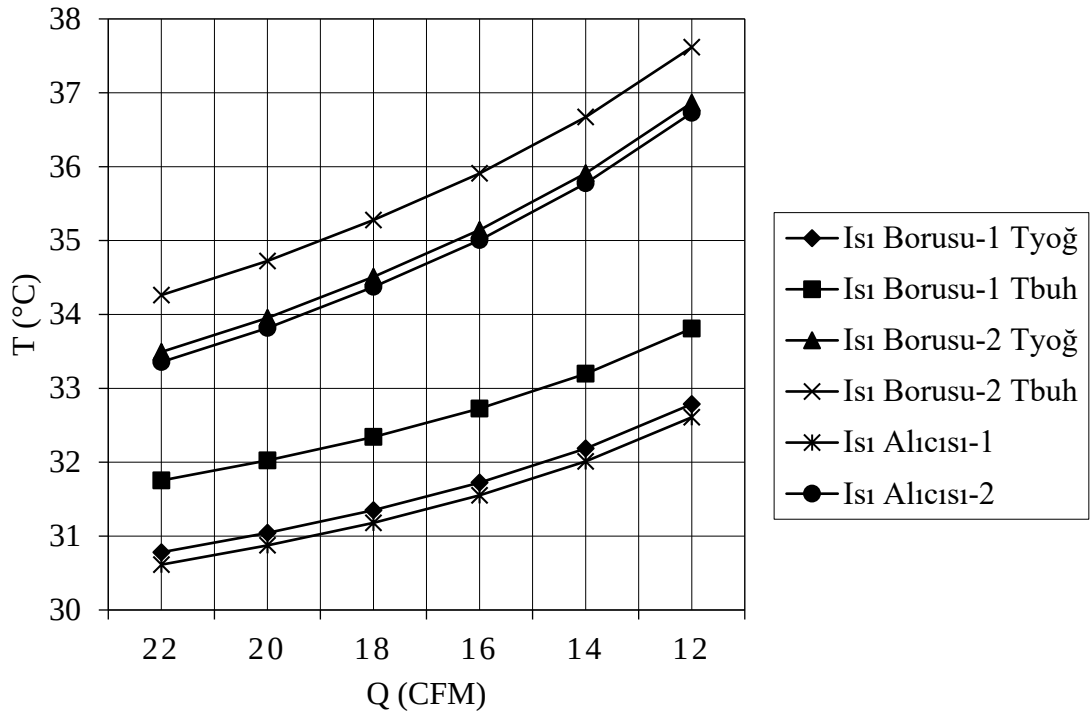


Şekil 5.35. $k=20000$ W/mK ve 144 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

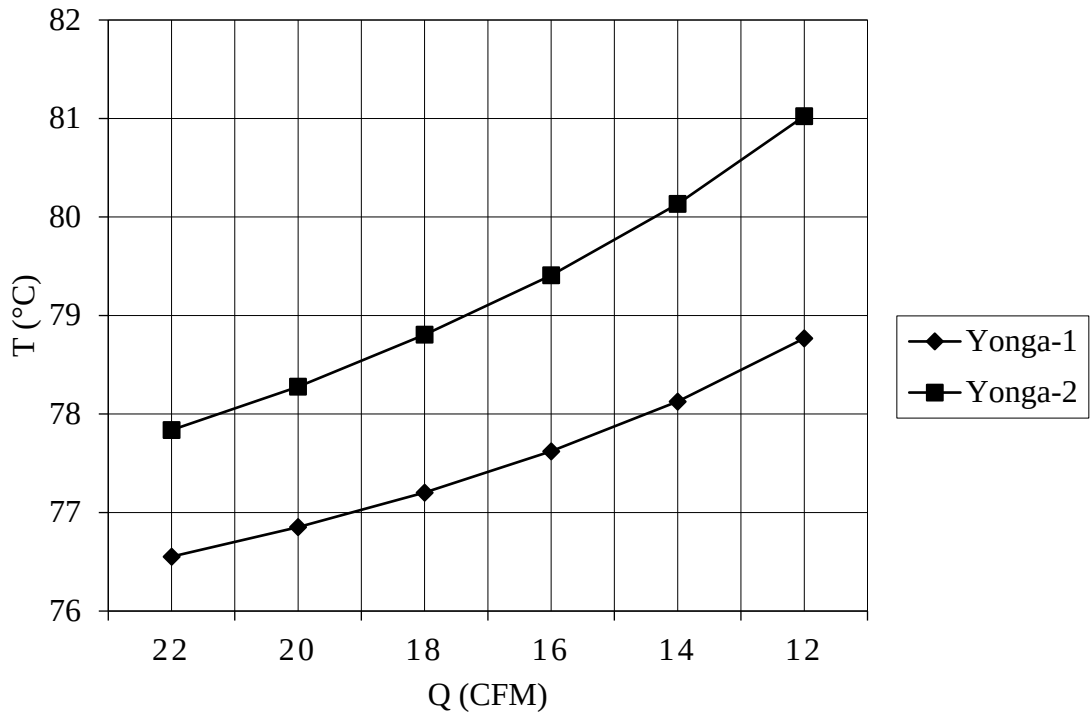


Şekil 5.36. $k=20000$ W/mK ve 144 mm için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.38. incelendiğinde ısı borusu iletkenlik katsayısı 30000 W/mK ve uzunluğu 144 mm iken fan debisine göre elde edilen yonga sıcaklıkları yonga-1 için en yüksek 78,77 °C ve en düşük 76,55 °C, yonga-2 için en yüksek 81,02 °C ve en düşük 77,84 °C olduğu görülmektedir. Yonga-1 ve yonga-2 arasında bulunan sıcaklık farkının yongaların baskı devre kartı üzerinde bulunan konumları nedeniyle oluştuğu değerlendirilmektedir. Ayrıca yongaların fana göre konumları da sıcaklık farkının oluşmasında etkindir.

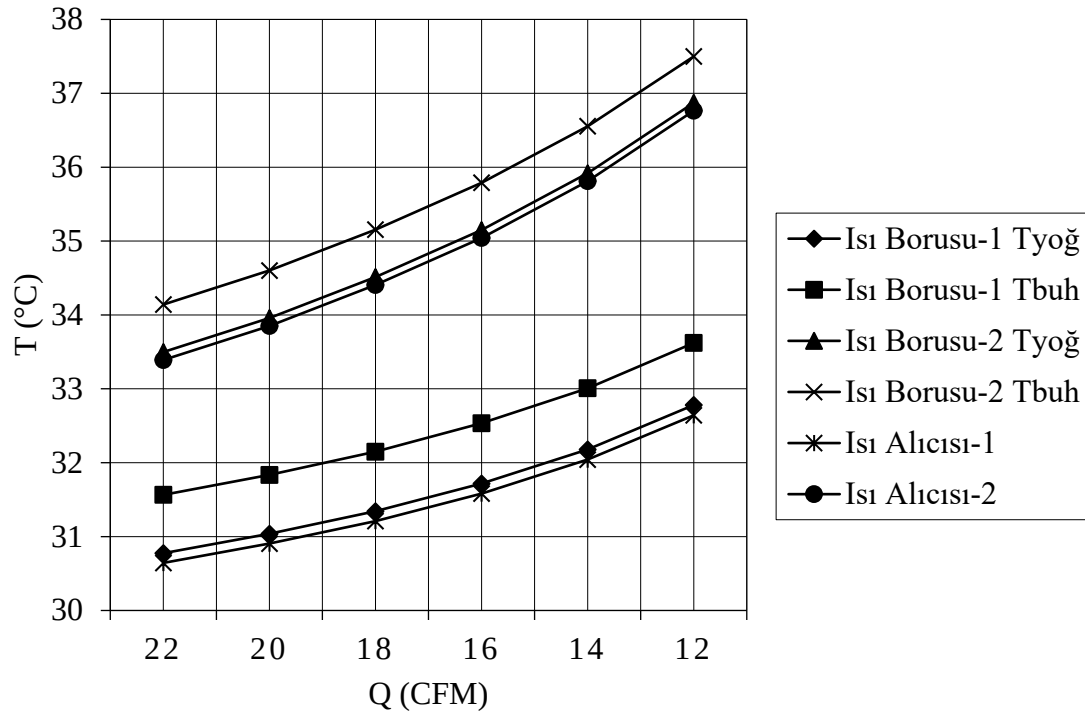


Şekil 5.37. $k=30000$ W/mK ve 144 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

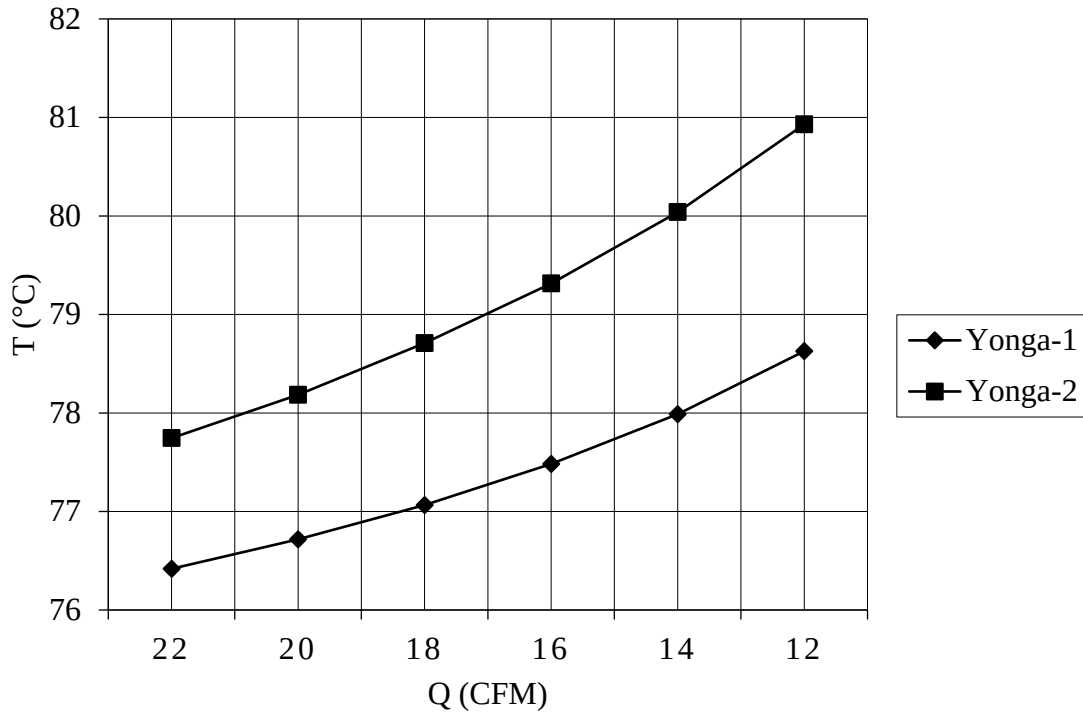


Şekil 5.38. $k=30000$ W/mK ve 144 mm için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.40. incelendiğinde ısı borusu iletkenlik katsayısı 40000 W/mK ve uzunluğu 144 mm iken fan debisine göre elde edilen yonga sıcaklıkları yonga-1 için en yüksek 78,63 °C ve en düşük 76,42 °C, yonga-2 için en yüksek 80,93 °C ve en düşük 77,74 °C olduğu görülmektedir. Yonga-1 ve yonga-2 arasında bulunan sıcaklık farkının yongaların baskı devre kartı üzerinde bulunan konumları nedeniyle oluştuğu değerlendirilmektedir. Ayrıca yongaların fana göre konumları da sıcaklık farkının oluşmasında etkindir.

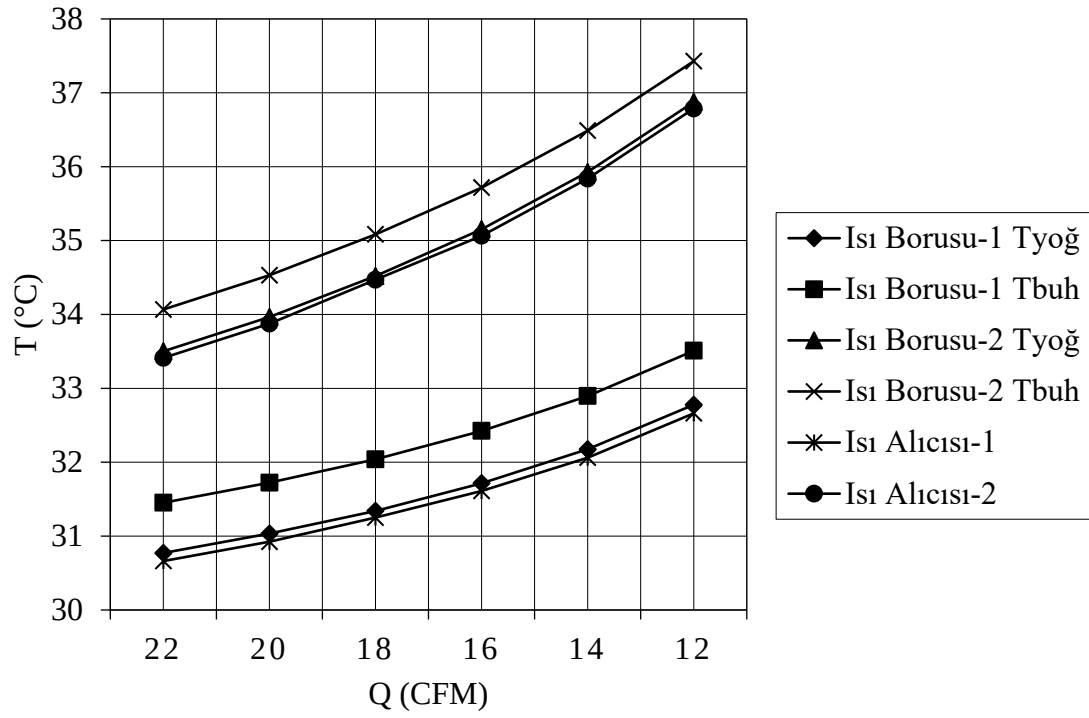


Şekil 5.39. $k=40000$ W/mK ve 144 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

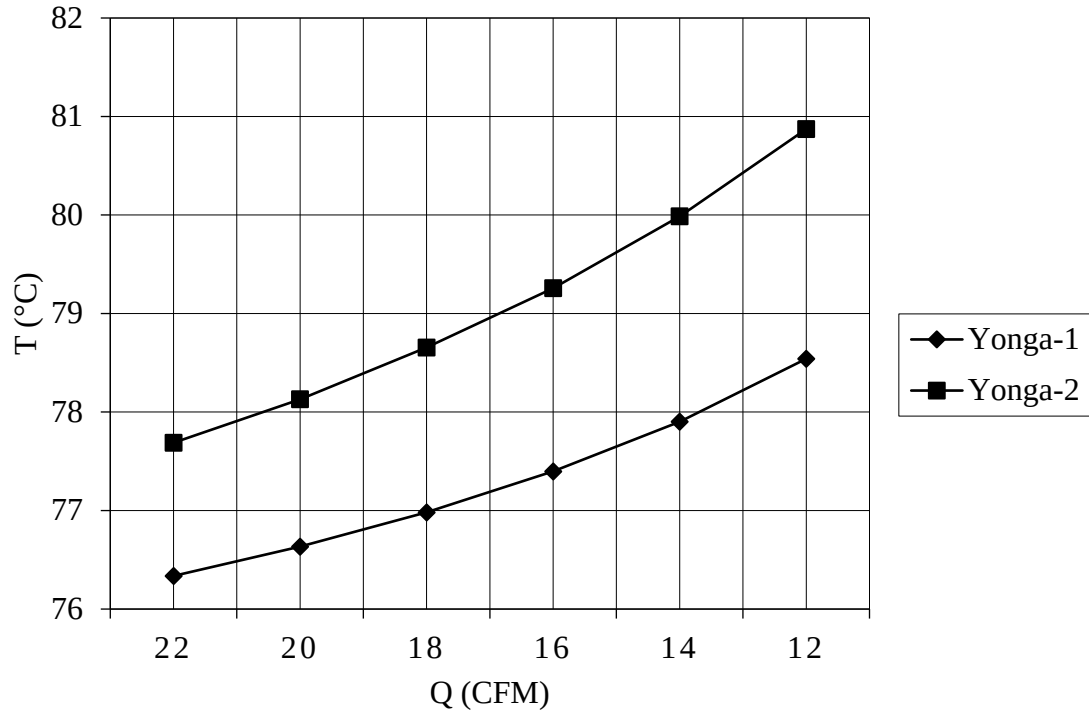


Şekil 5.40. $k=40000$ W/mK ve 144 mm için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.42. incelendiğinde Isı borusu iletkenlik katsayısı 50000 W/mK ve uzunluğu 144 mm iken fan debisine göre elde edilen yonga sıcaklıkları yonga-1 için en yüksek 78,54 °C ve en düşük 76,34 °C, yonga-2 için en yüksek 80,87 °C ve en düşük 77,69 °C olduğu görülmektedir. Yonga-1 ve yonga-2 arasında bulunan sıcaklık farkının yongaların baskı devre kartı üzerinde bulunan konumları nedeniyle oluştuğu değerlendirilmektedir. Ayrıca yongaların fana göre konumları da sıcaklık farkının oluşmasında etkindir.



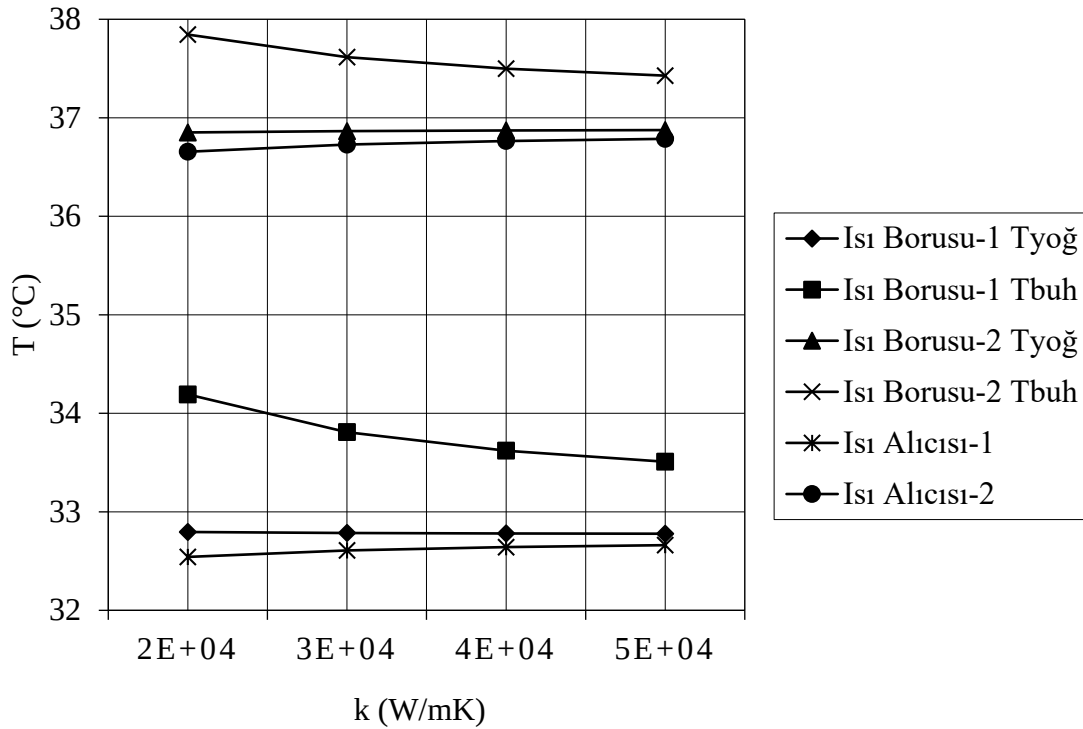
Şekil 5.41. $k=50000$ W/mK ve 144 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları



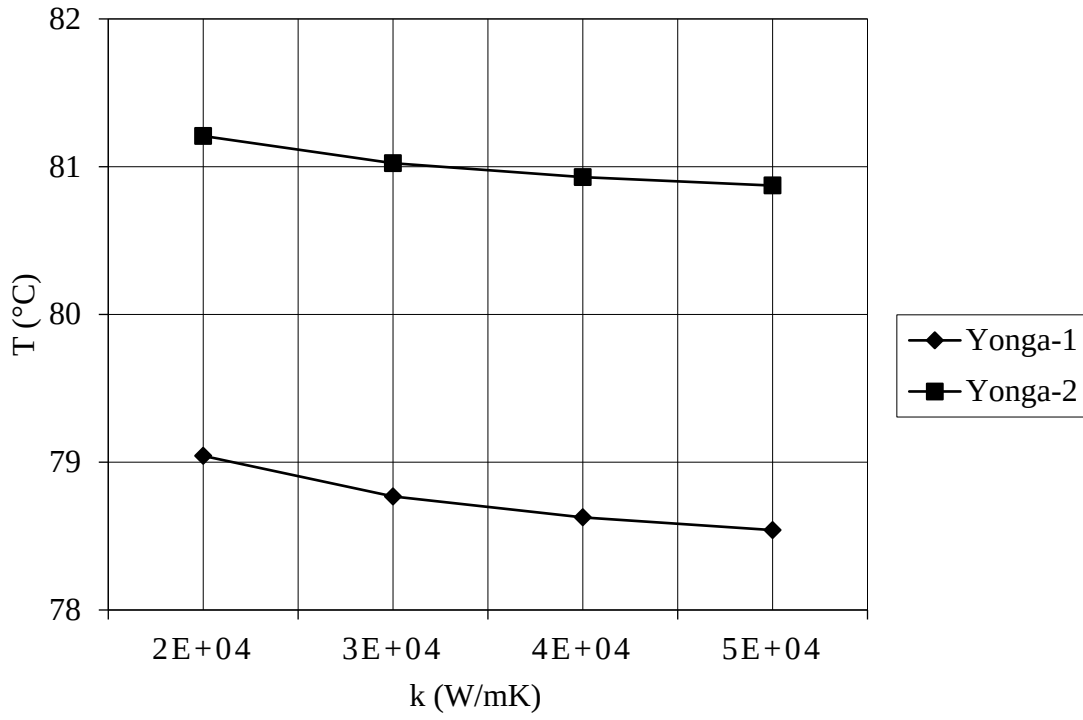
Şekil 5.42. $k=50000$ W/mK ve 144 mm için yonga sıcaklıkları

Isı borusunun fan debisi değerlerine göre farklı ısı iletkenlik katsayılarında elde edilen sıcaklıklara ait grafikler aşağıda verilmiştir. Grafiklerden de görüleceği üzere en düşük yonga sıcaklıkları ısı iletkenlik katsayısı 50000 W/mK değerlerinde elde edilmiştir. Isı iletkenlik katsayısı arttıkça buharlaştırıcı sıcaklığının düştüğü görülmektedir. Fan debisi arttıkça ısı borusu ve yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmüştür.

Şekil 5.44. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 12 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 79,04 °C ve 78,54 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 81,21 °C ve 80,87 °C olduğu görülmektedir.

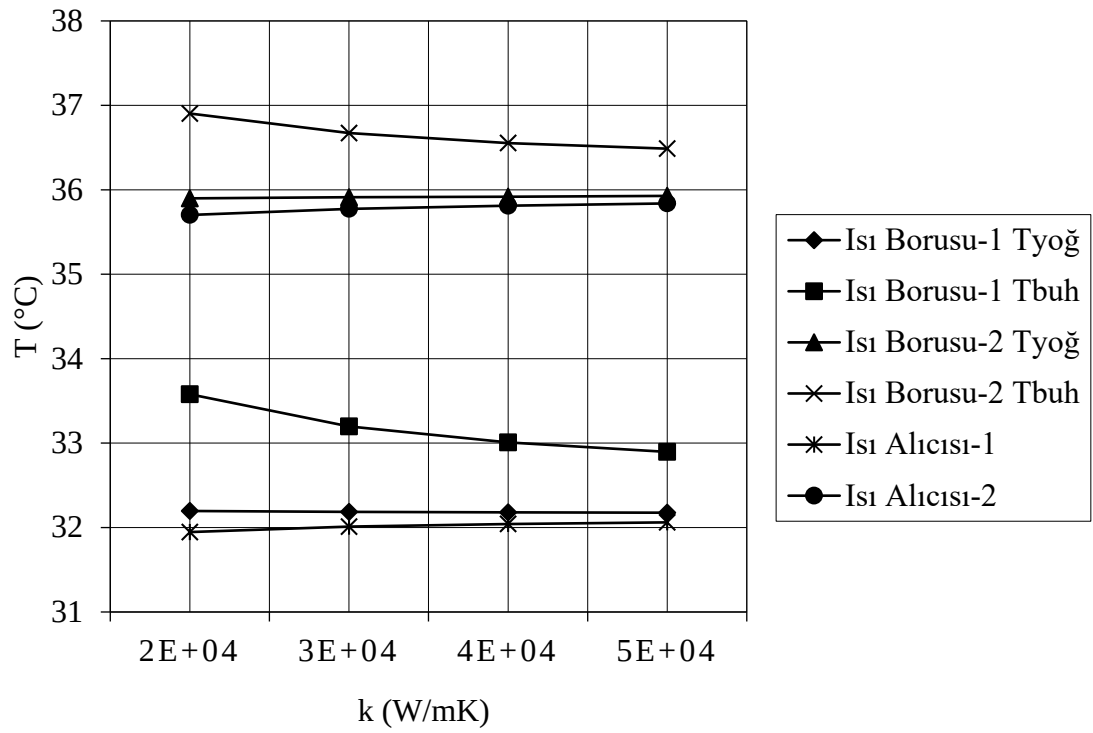


Şekil 5.43. Fan debisi 12 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

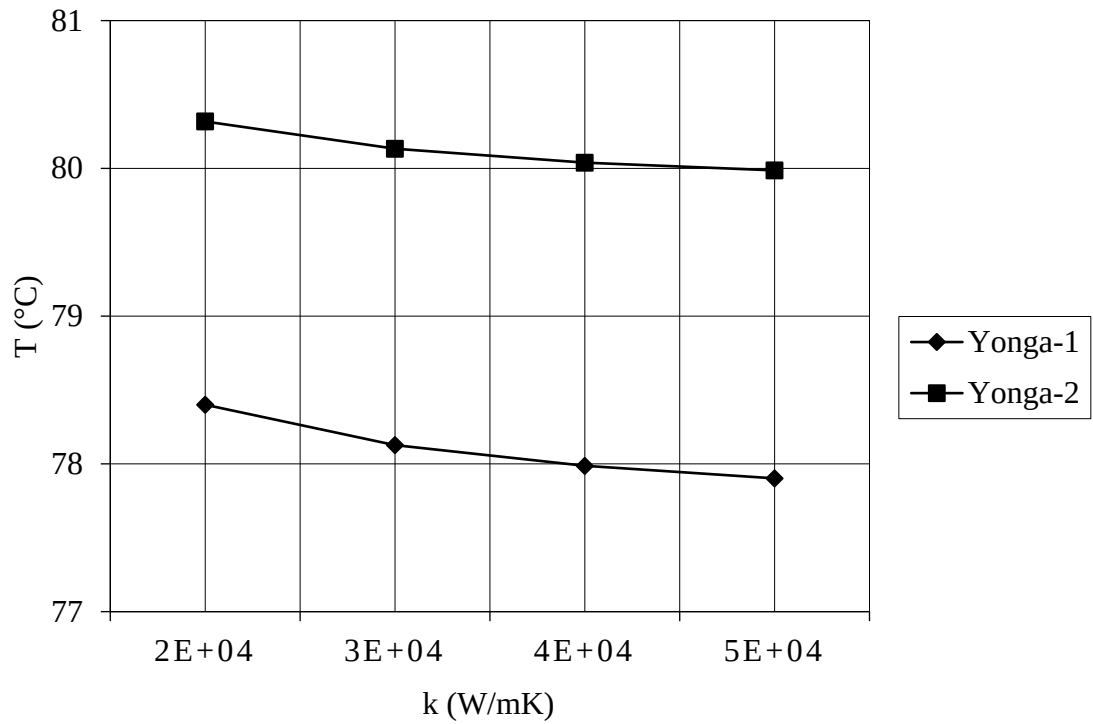


Şekil 5.44. Fan debisi 12 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.46. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 14 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 78,4 °C ve 77,9 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 80,32 °C ve 79,99 °C olduğu görülmektedir.

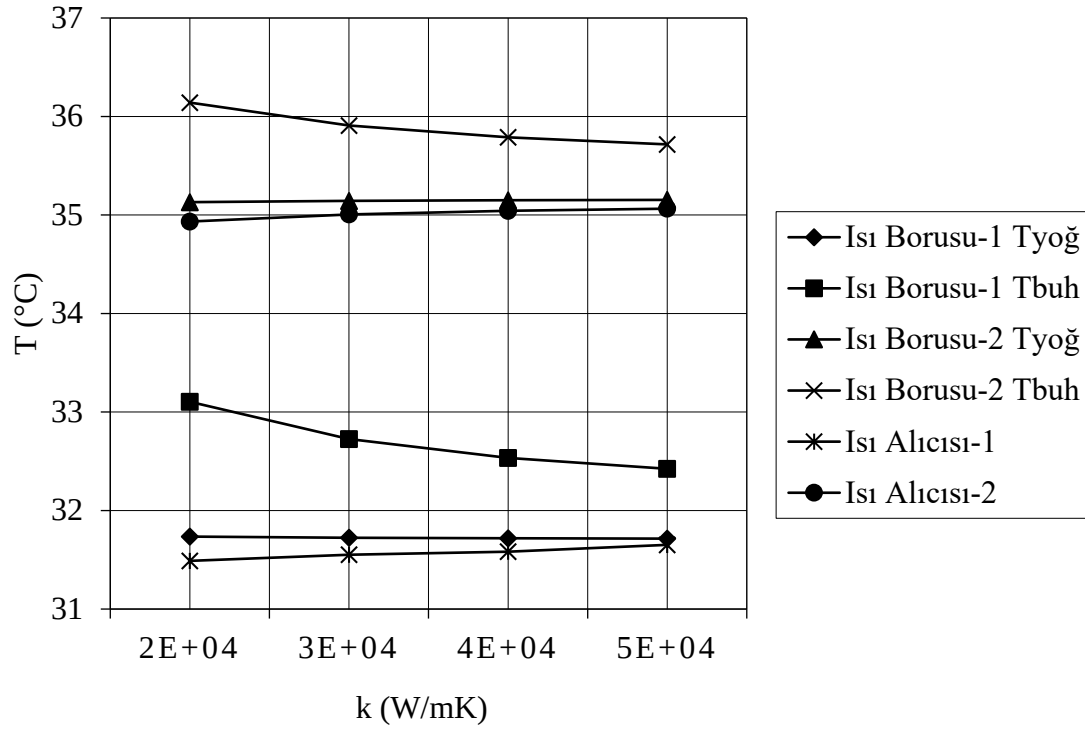


Şekil 5.45. Fan debisi 14 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

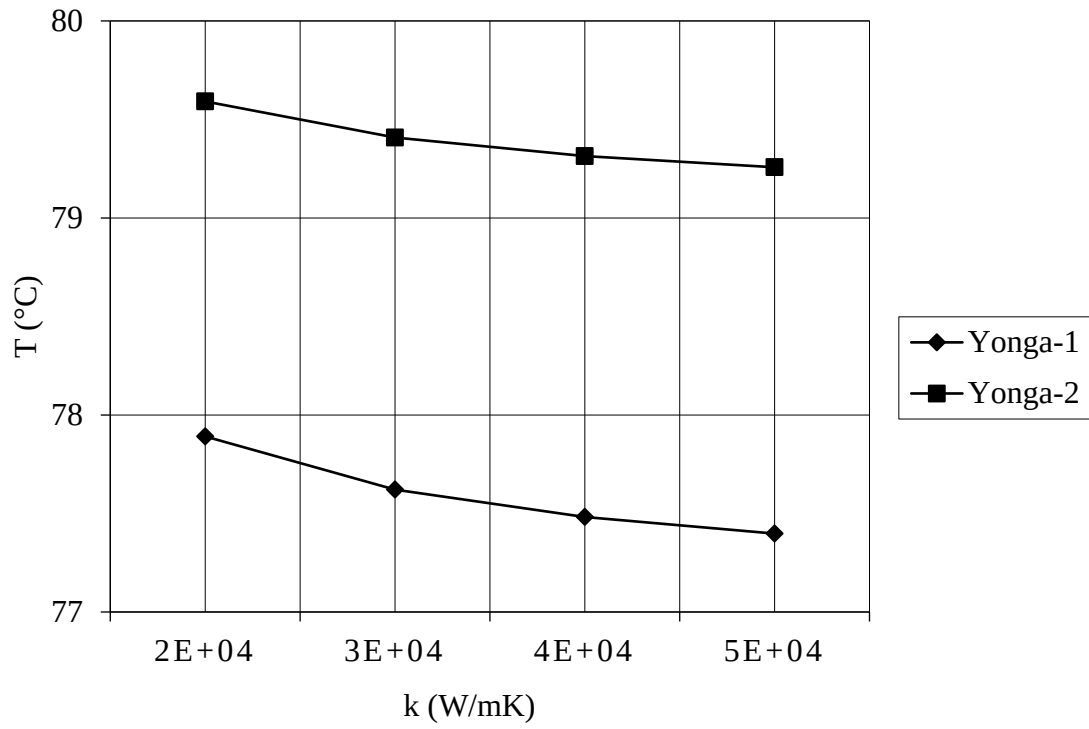


Şekil 5.46. Fan debisi 14 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.48. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 16 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 77,89 °C ve 77,4 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 79,59 °C ve 79,26 °C olduğu görülmektedir.

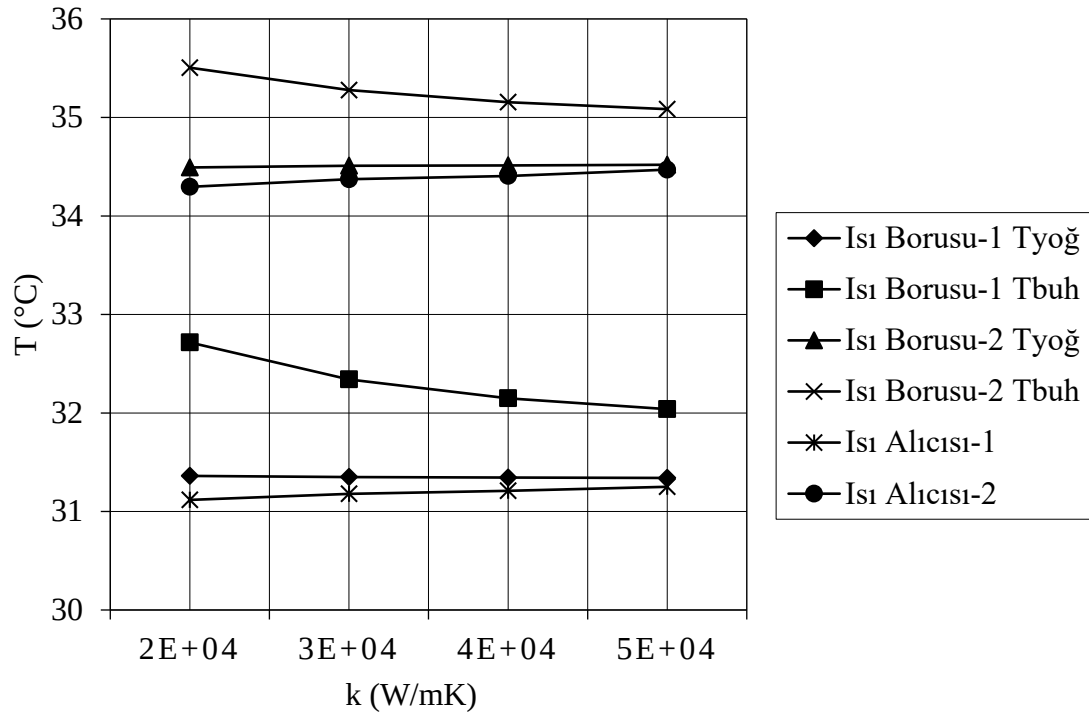


Şekil 5.47. Fan debisi 16 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

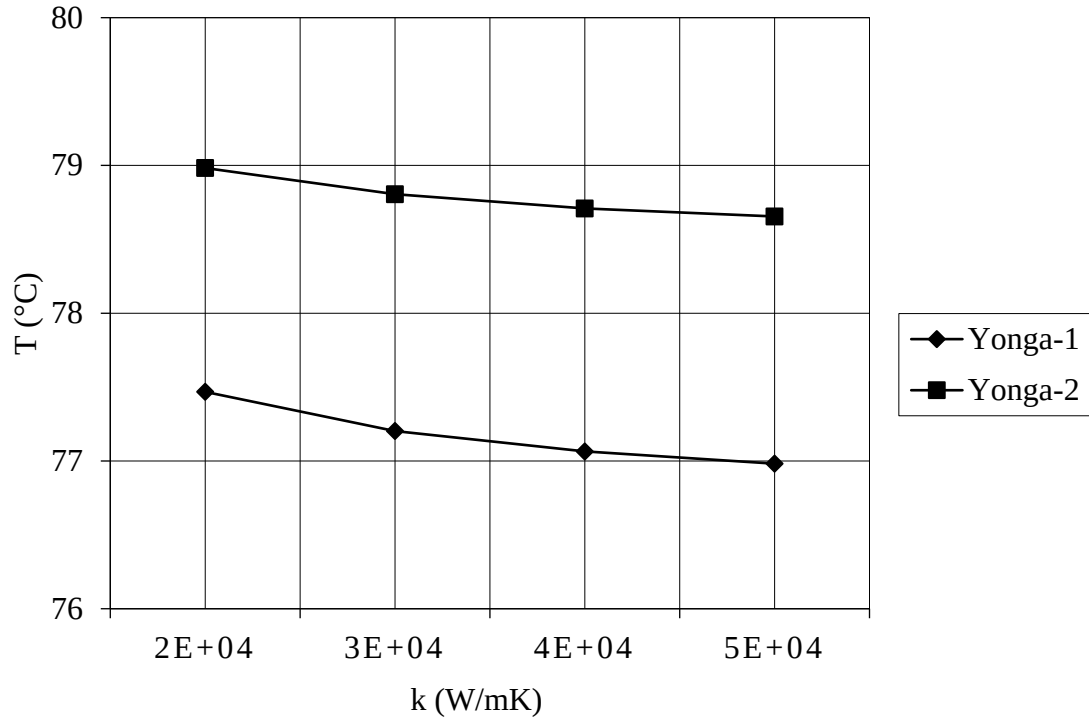


Şekil 5.48. Fan debisi 16 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.50. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 18 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 77,47 °C ve 76,98 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 78,98 °C ve 78,65 °C olduğu görülmektedir.

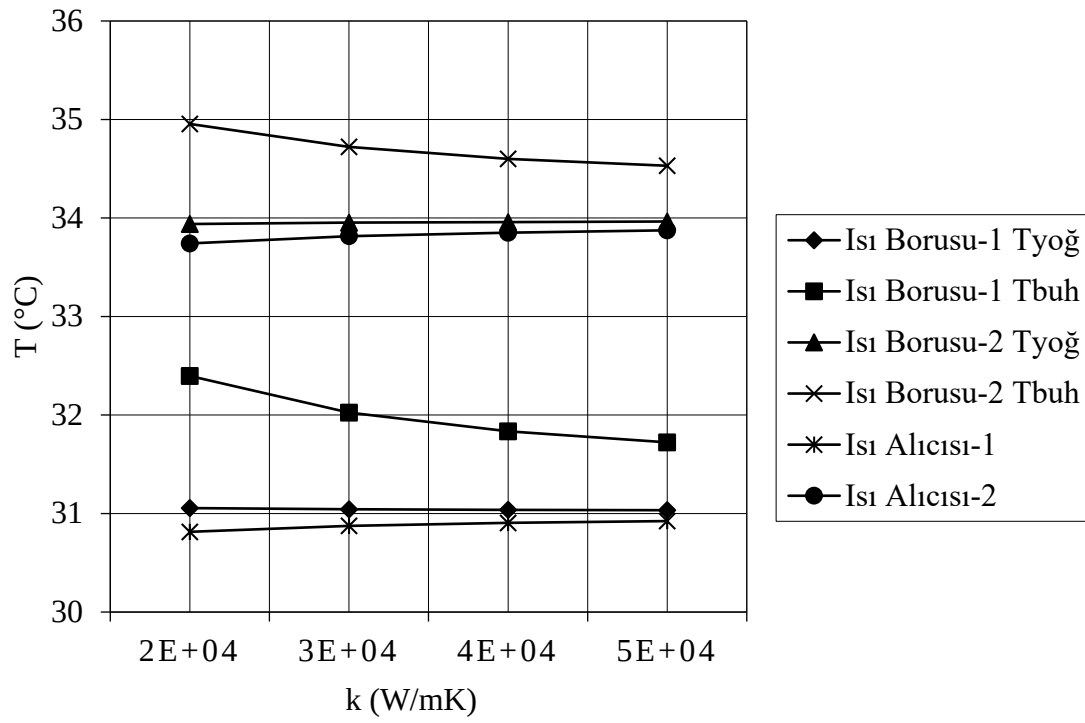


Şekil 5.49. Fan debisi 18 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

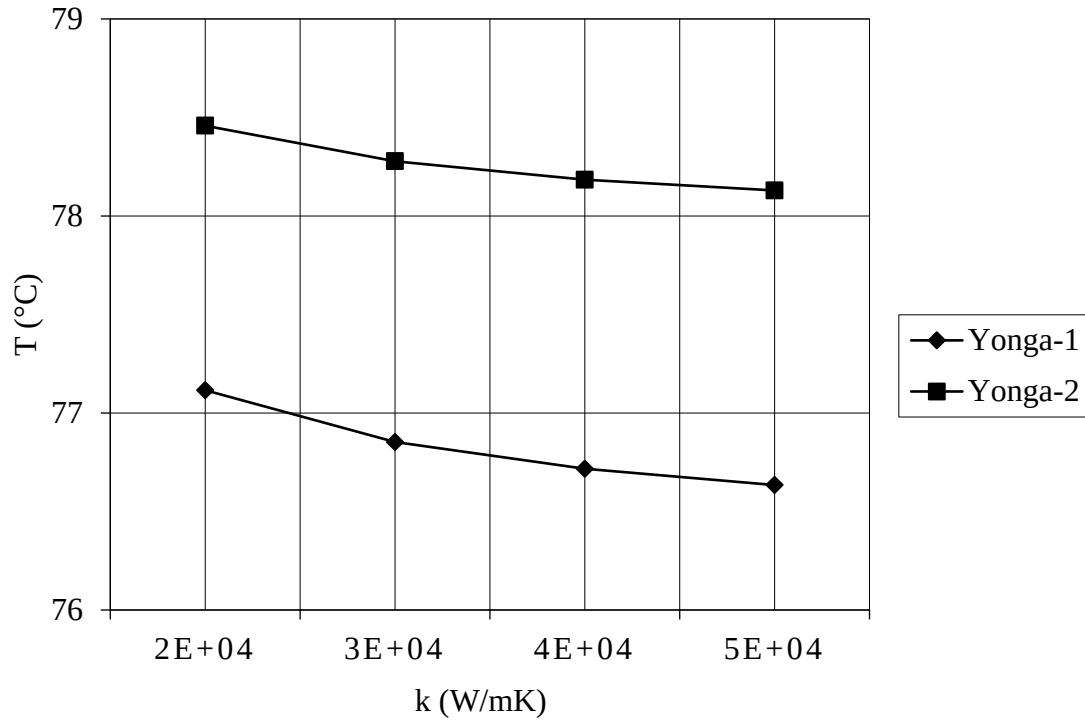


Şekil 5.50. Fan debisi 18 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.52. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 20 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 77,12 °C ve 76,63 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 78,46 °C ve 78,13 °C olduğu görülmektedir.

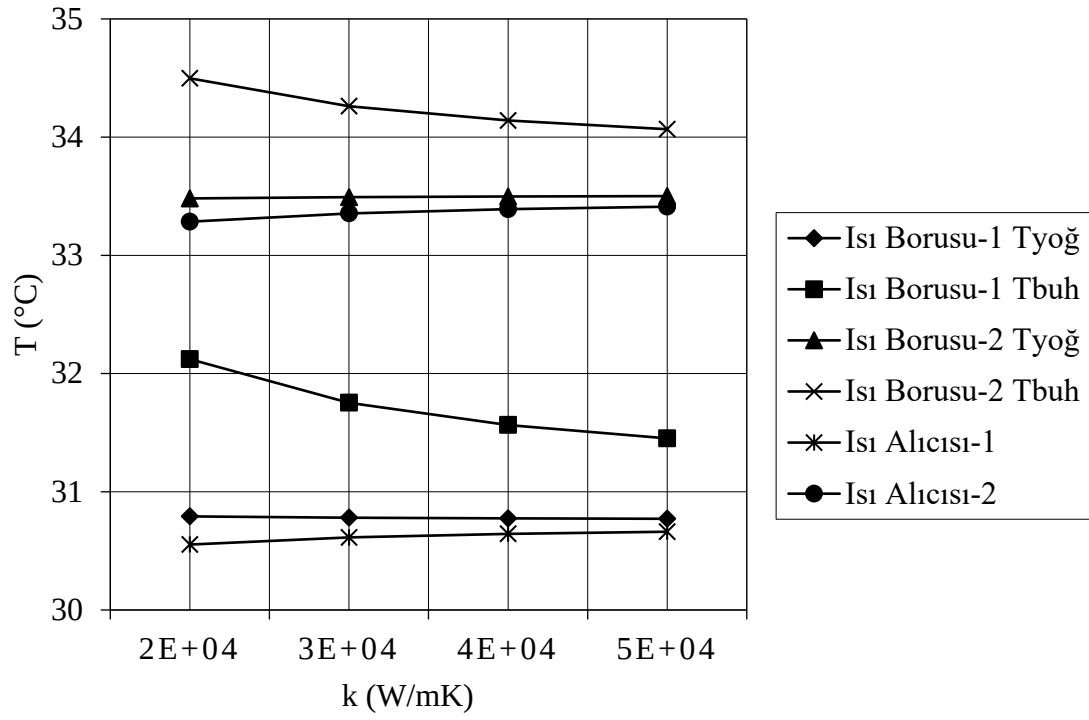


Şekil 5.51. Fan debisi 20 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

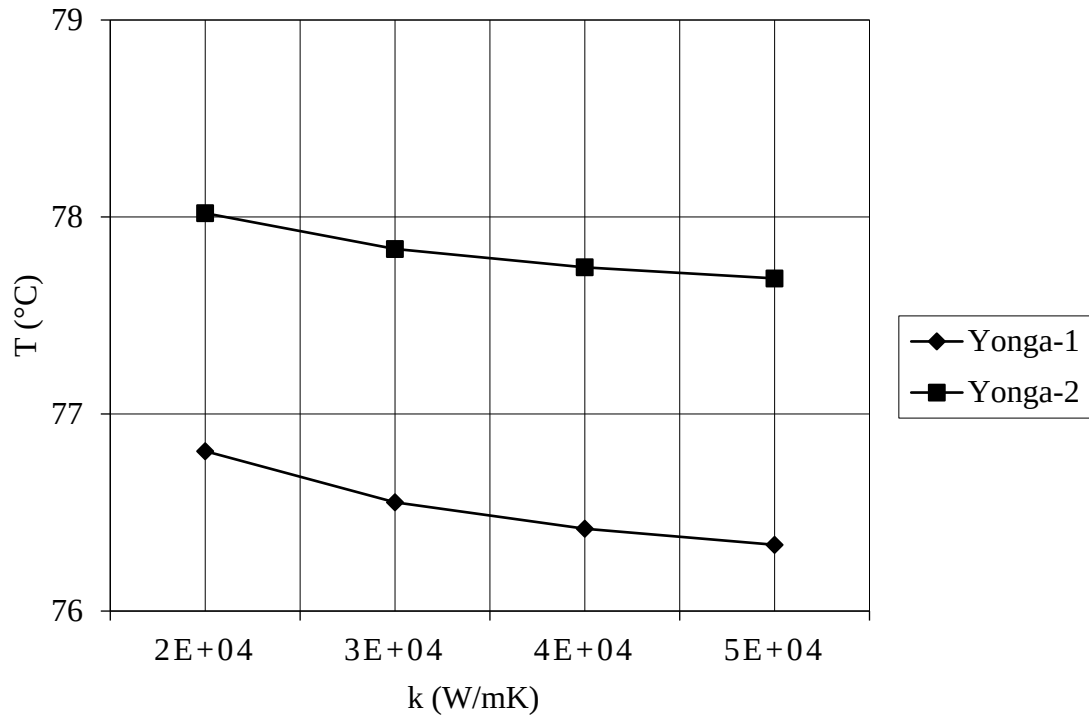


Şekil 5.52. Fan debisi 20 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.54. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 22 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 76,81 °C ve 76,34 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 78,02 °C ve 77,69 °C olduğu görülmektedir.



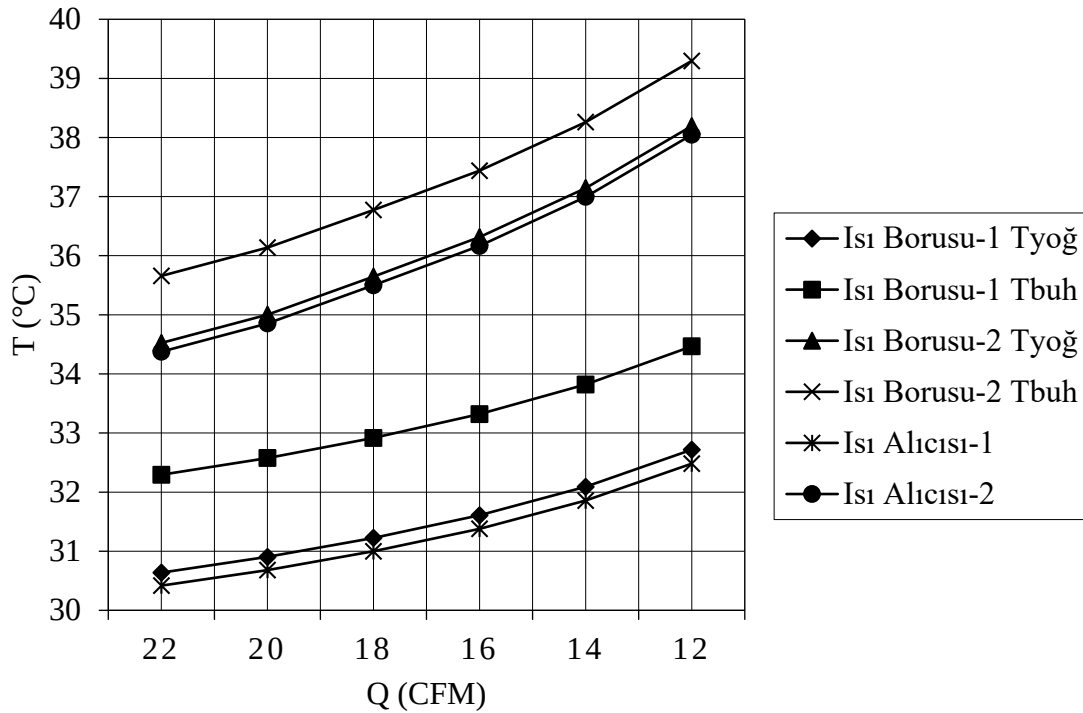
Şekil 5.53. Fan debisi 22 cfm ve 144 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları



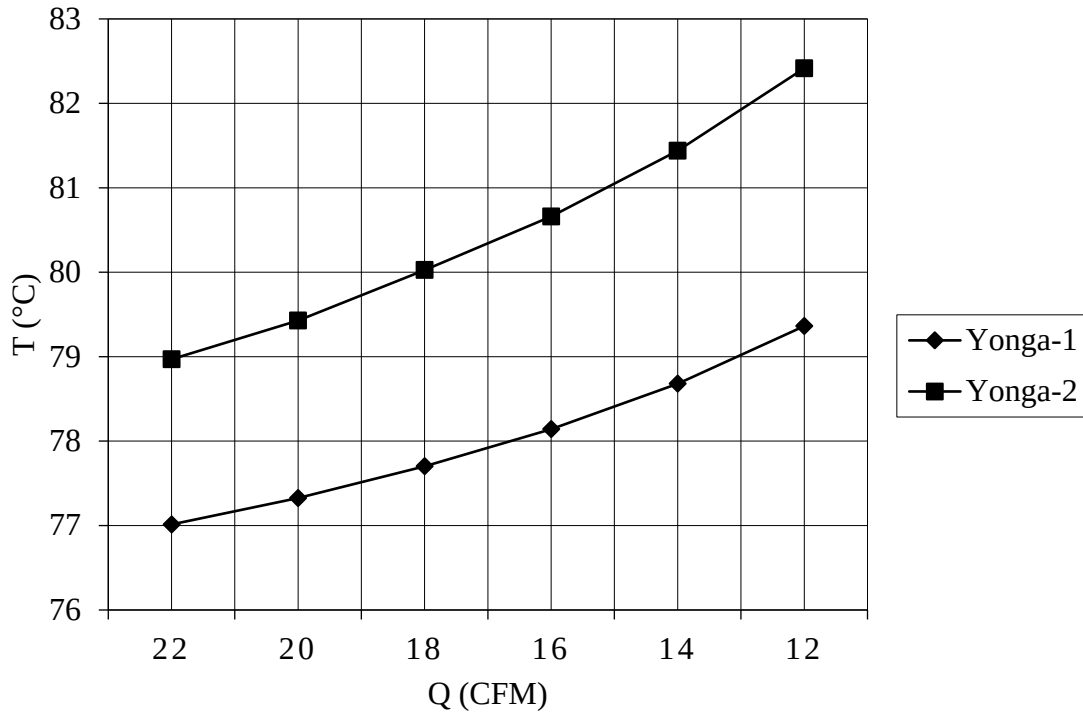
Şekil 5.54. Fan debisi 22 cfm ve 144 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

Isı borusu ile yapılan analizler sonrasında elde edilen yonga sıcaklıkları incelendiğinde 144 mm uzunluğunda olan ısı borusunun 184 mm uzunluğunda olan ısı borusundan daha iyi soğutma yaptığı görülmüştür.

Şekil 5.56. incelendiğinde ısı borusu iletkenlik katsayısı 20000 W/mK ve uzunluğu 184 mm iken fan debisine göre elde edilen yonga sıcaklıkları yonga-1 için en yüksek 79,36 °C ve en düşük 77,01 °C, yonga-2 için en yüksek 82,41 °C ve en düşük 78,97 °C olduğu görülmektedir. Yonga-1 ve yonga-2 arasında bulunan sıcaklık farkının yongaların baskı devre kartı üzerinde bulunan konumları nedeniyle oluştuğu değerlendirilmektedir. Ayrıca yongaların fana göre konumları da sıcaklık farkının oluşmasında etkindir.

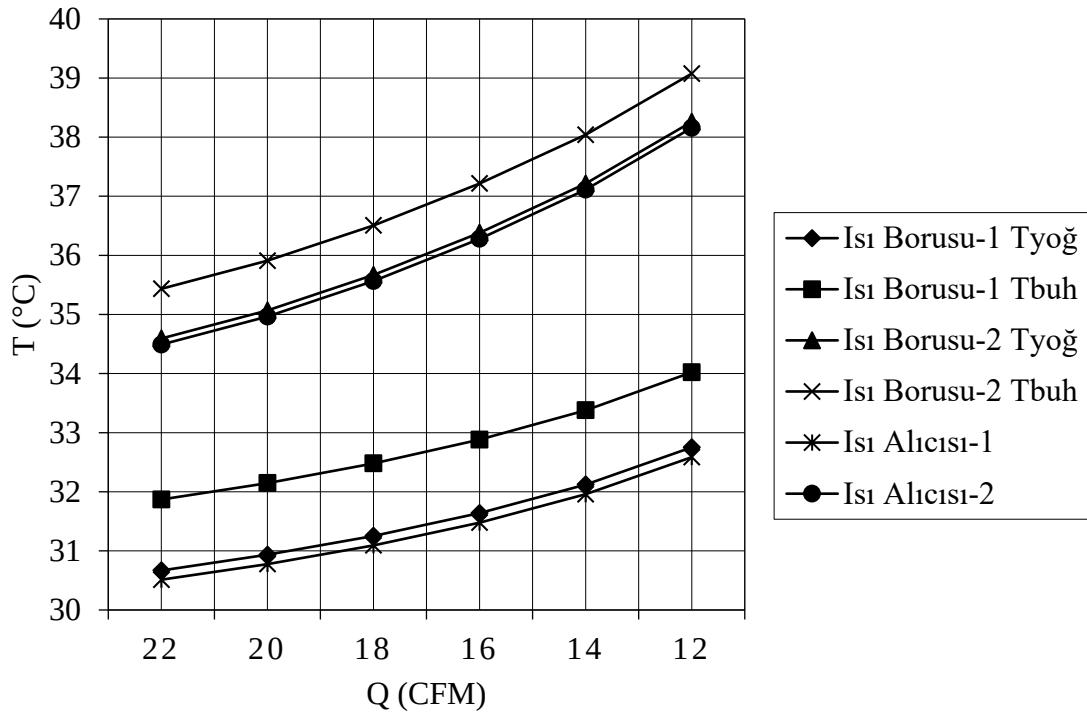


Şekil 5.55. $k=20000$ W/mK ve 184 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

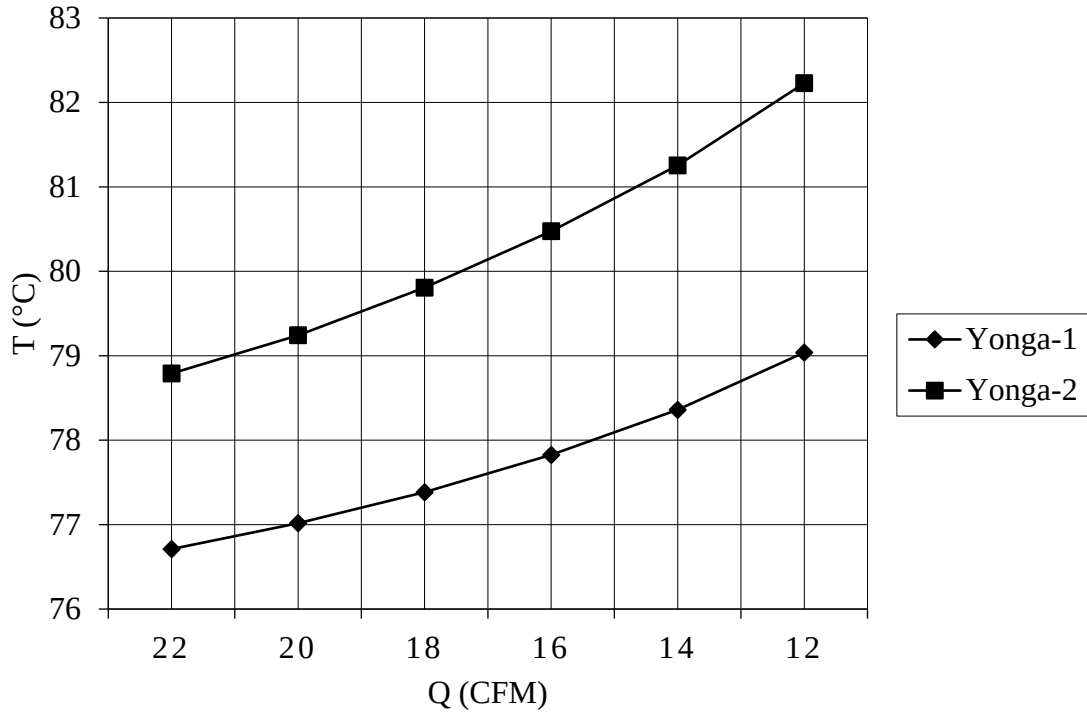


Şekil 5.56. $k=20000$ W/mK ve 184 mm için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.58. incelendiğinde ısı borusu iletkenlik katsayısı 30000 W/mK ve uzunluğu 184 mm iken fan debisine göre elde edilen yonga sıcaklıkları yonga-1 için en yüksek 79,04 °C ve en düşük 76,71 °C, yonga-2 için en yüksek 82,23 °C ve en düşük 78,79 °C olduğu görülmektedir. Yonga-1 ve yonga-2 arasında bulunan sıcaklık farkının yongaların baskı devre kartı üzerinde bulunan konumları nedeniyle oluştuğu değerlendirilmektedir. Ayrıca yongaların fana göre konumları da sıcaklık farkının oluşmasında etkindir.

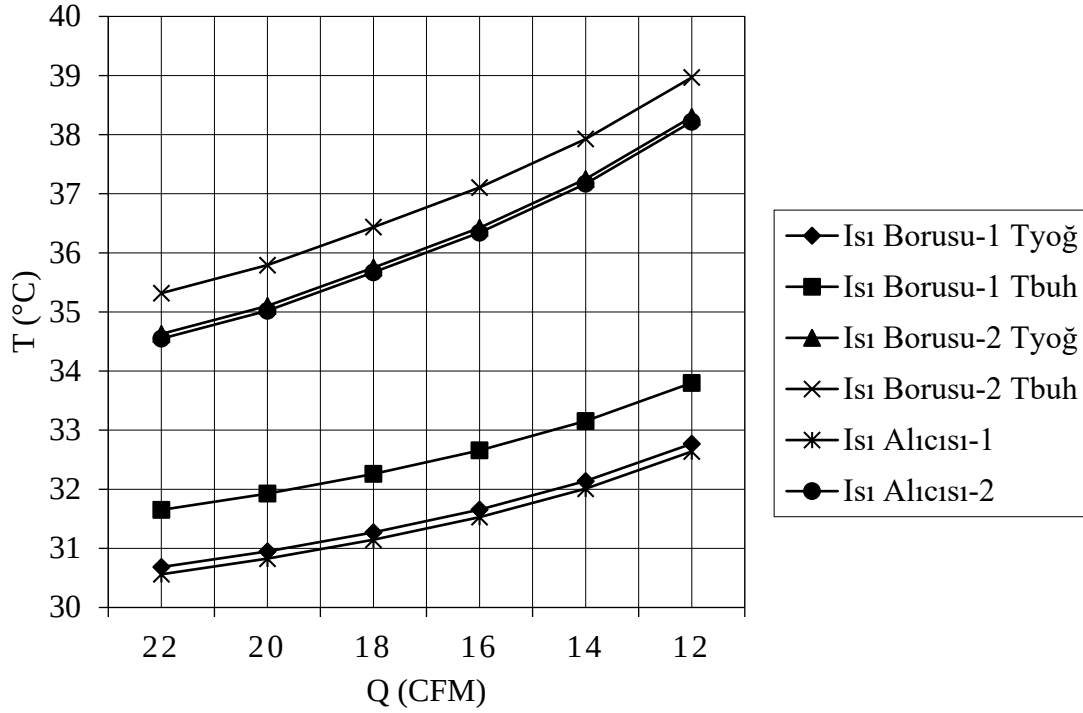


Şekil 5.57. $k=30000$ W/mK ve 184 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

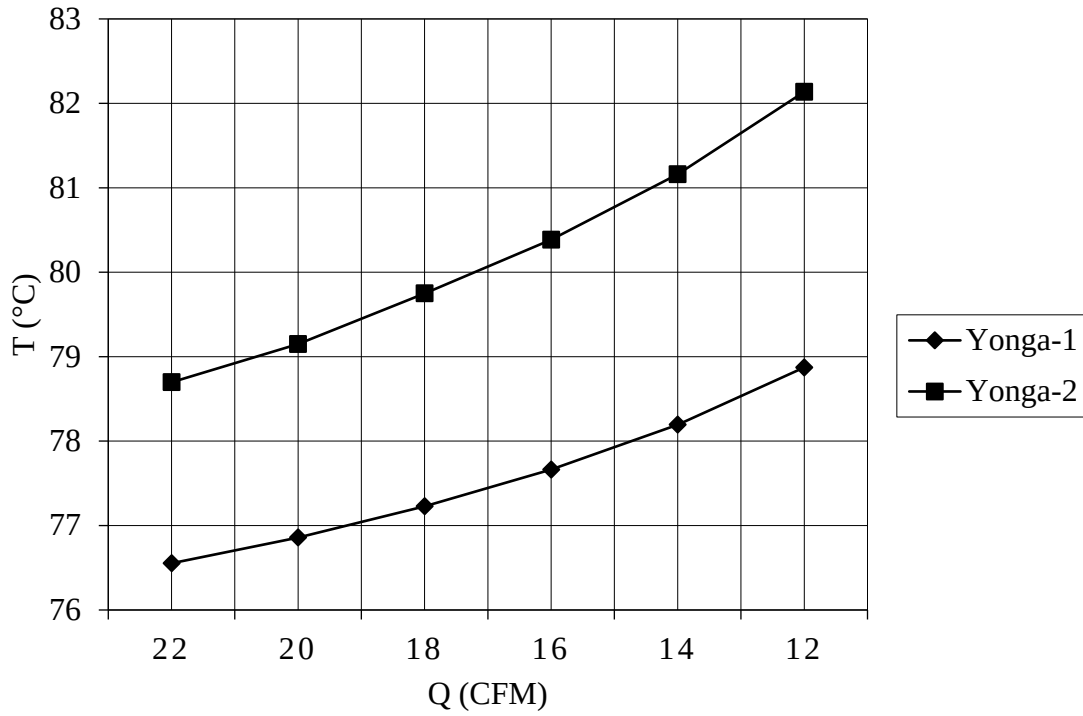


Şekil 5.58. $k=30000$ W/mK ve 184 mm için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.60. incelendiğinde ısı borusu iletkenlik katsayısı 40000 W/mK ve uzunluğu 184 mm iken fan debisine göre elde edilen yonga sıcaklıkları yonga-1 için en yüksek 78,87 °C ve en düşük 76,55 °C, yonga-2 için en yüksek 82,14 °C ve en düşük 78,70 °C olduğu görülmektedir. Yonga-1 ve yonga-2 arasında bulunan sıcaklık farkının yongaların baskı devre kartı üzerinde bulunan konumları nedeniyle oluştuğu değerlendirilmektedir. Ayrıca yongaların fana göre konumları da sıcaklık farkının oluşmasında etkindir.

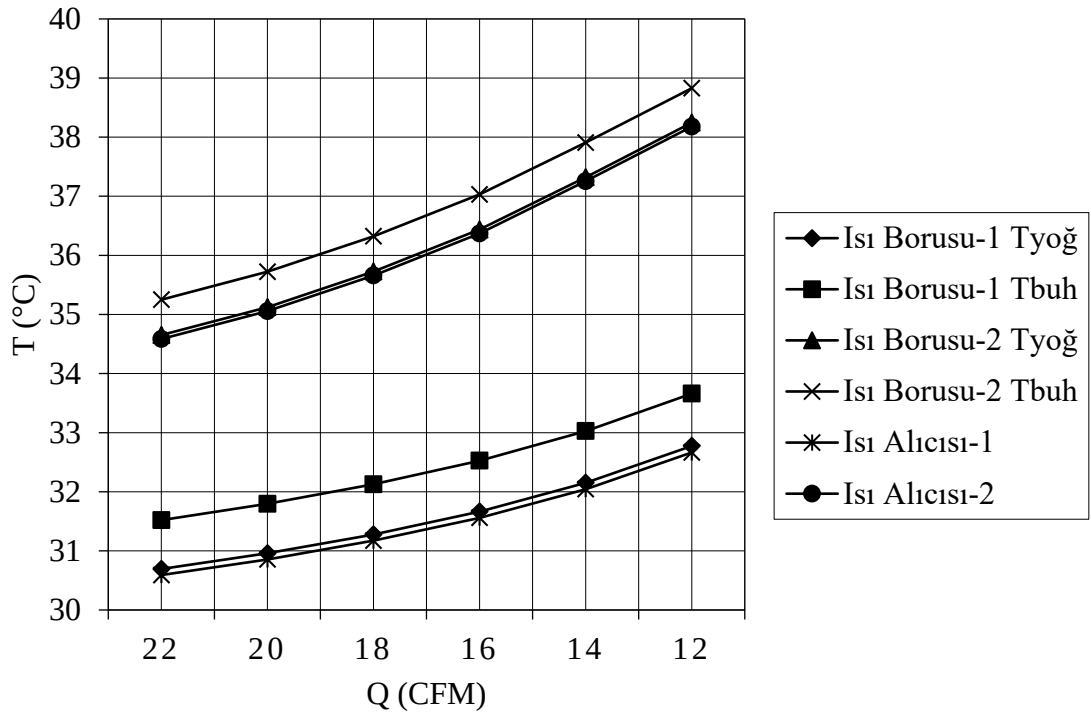


Şekil 5.59. $k=40000$ W/mK ve 184 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

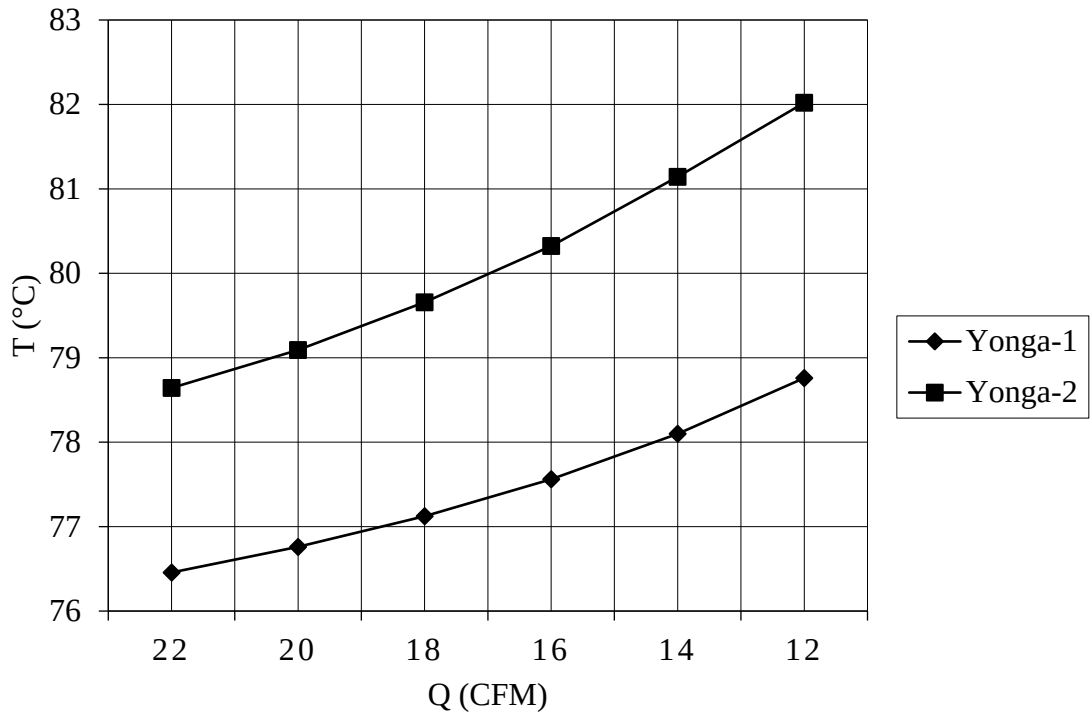


Şekil 5.60. $k=40000$ W/mK ve 184 mm için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.62. incelendiğinde ısı borusu iletkenlik katsayısı 50000 W/mK ve uzunluğu 184 mm iken fan debisine göre elde edilen yonga sıcaklıkları yonga-1 için en yüksek 78,76 °C ve en düşük 76,46 °C, yonga-2 için en yüksek 82,02 °C ve en düşük 78,64 °C olduğu görülmektedir. Yonga-1 ve yonga-2 arasında bulunan sıcaklık farkının yongaların baskı devre kartı üzerinde bulunan konumları nedeniyle oluştuğu değerlendirilmektedir. Ayrıca yongaların fana göre konumları da sıcaklık farkının oluşmasında etkindir.

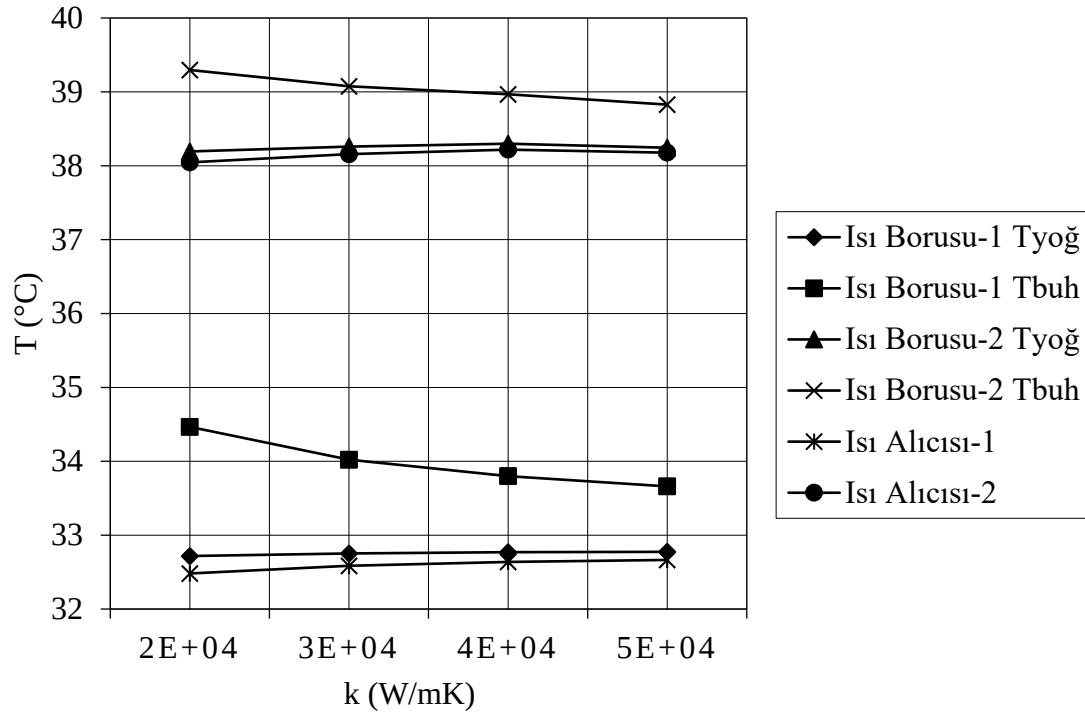


Şekil 5.61. $k=50000$ W/mK ve 184 mm için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

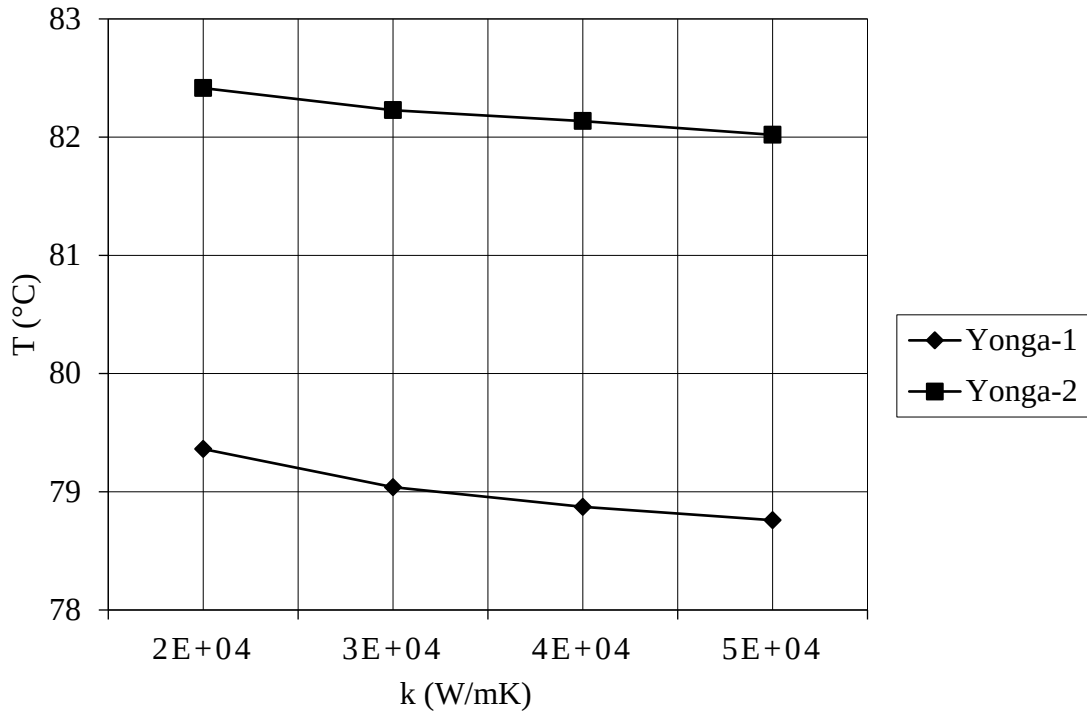


Şekil 5.62. $k=50000$ W/mK ve 184 mm için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.64. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 12 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 79,36 °C ve 78,76 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 82,41 °C ve 82,02 °C olduğu görülmektedir.

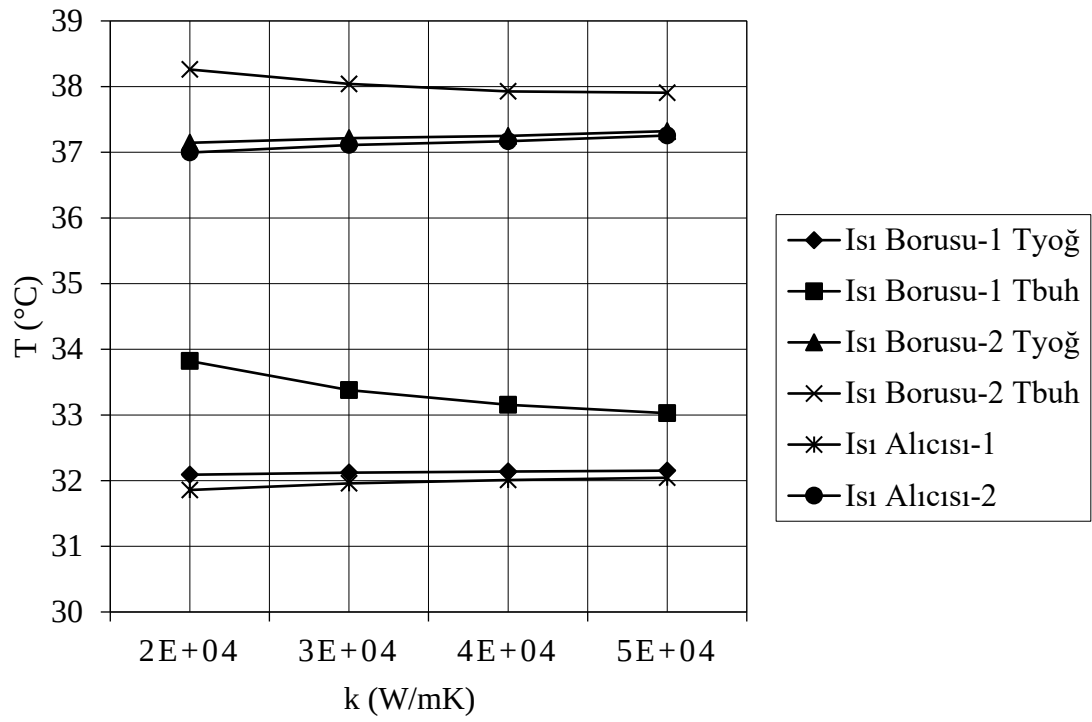


Şekil 5.63. Fan debisi 12 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

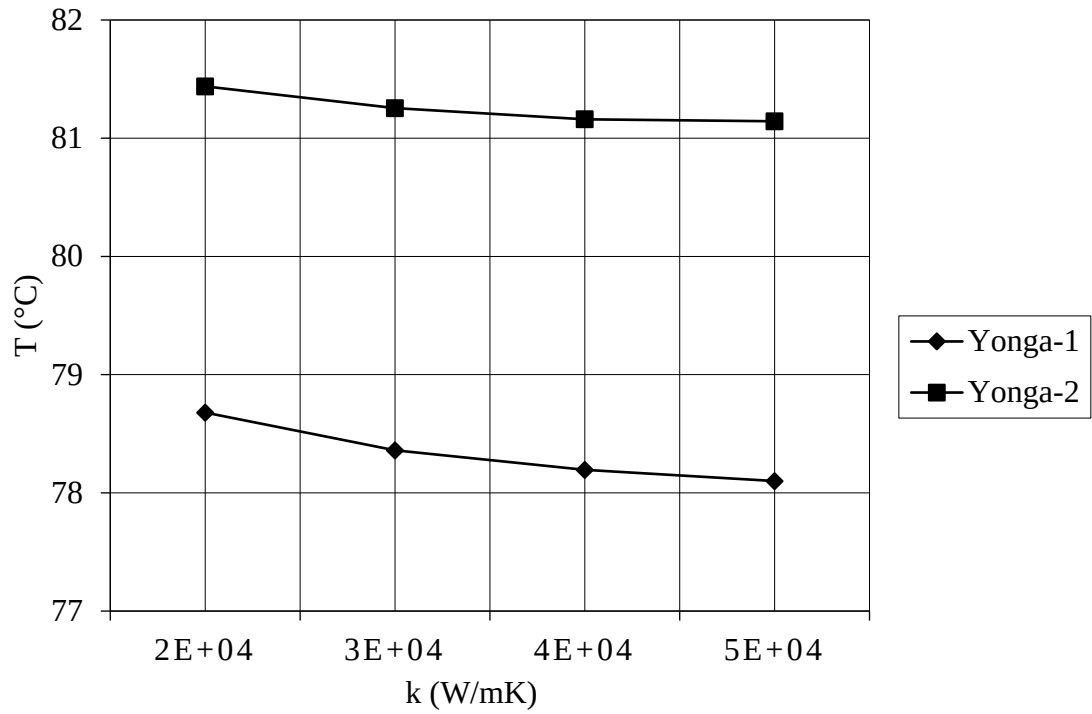


Şekil 5.64. Fan debisi 12 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.66. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 14 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 78,68 °C ve 78,1 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 81,44 °C ve 81,14 °C olduğu görülmektedir.

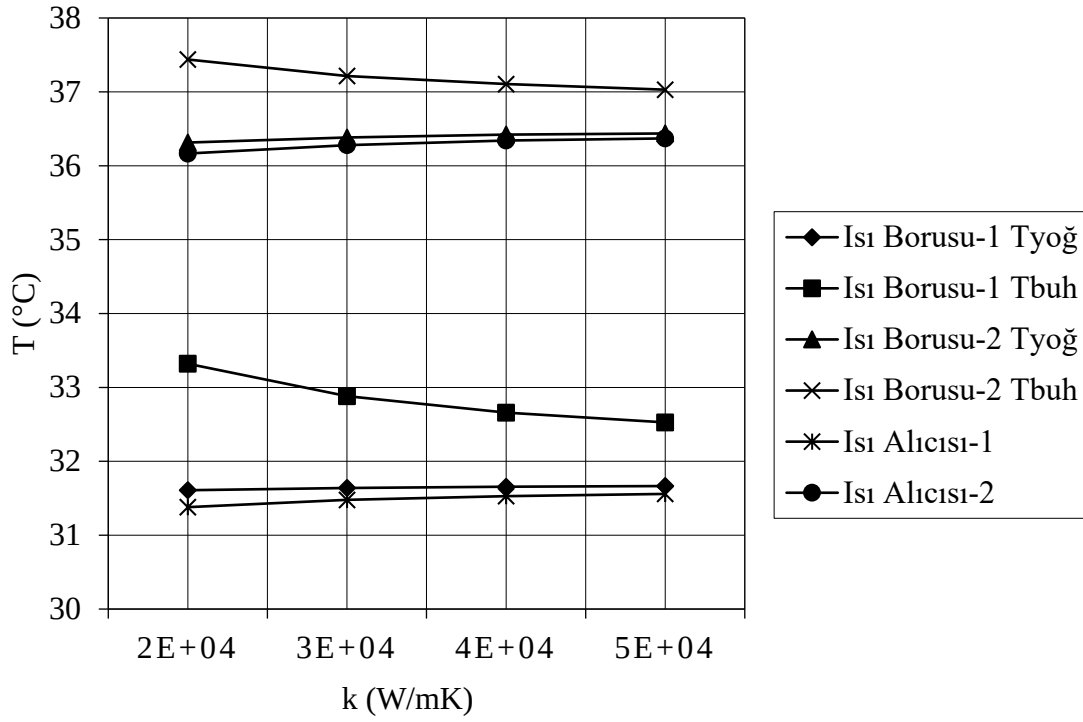


Şekil 5.65. Fan debisi 14 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

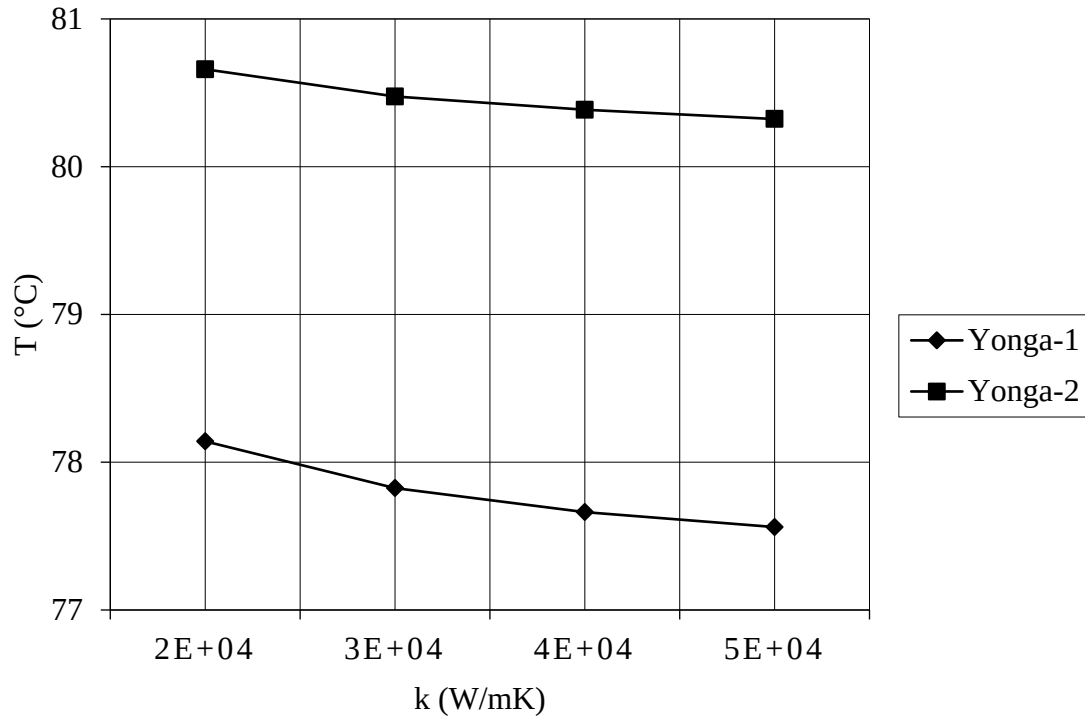


Şekil 5.66. Fan debisi 14 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.68. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 16 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 78,14 °C ve 77,56 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 80,66 °C ve 80,32 °C olduğu görülmektedir.

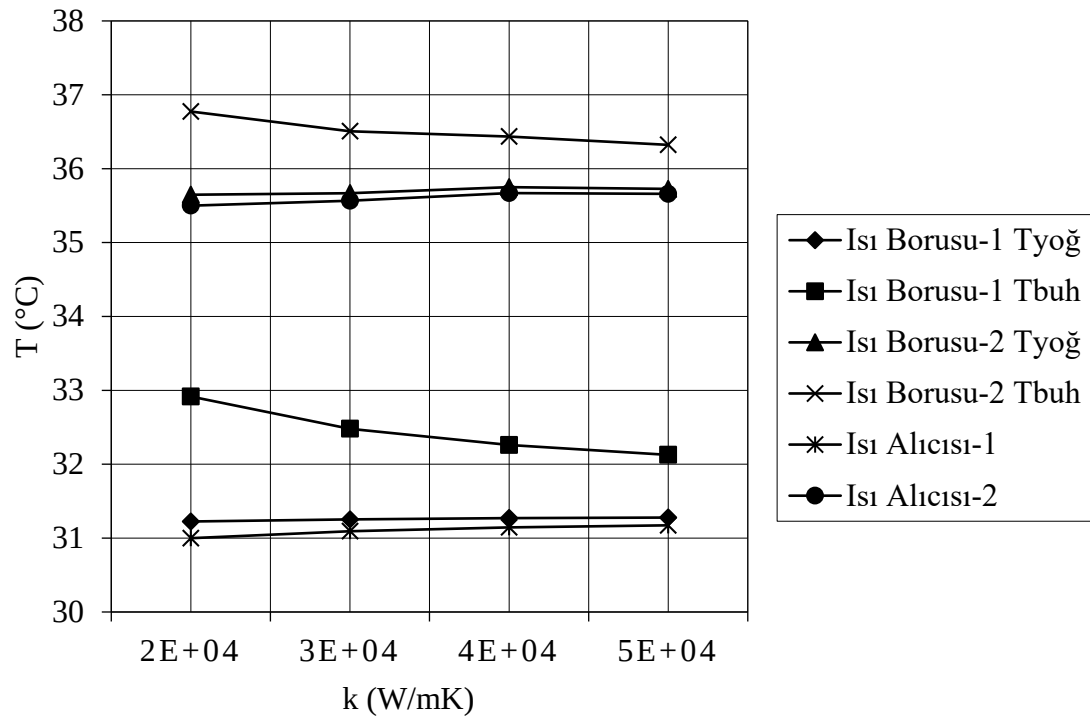


Şekil 5.67. Fan debisi 16 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

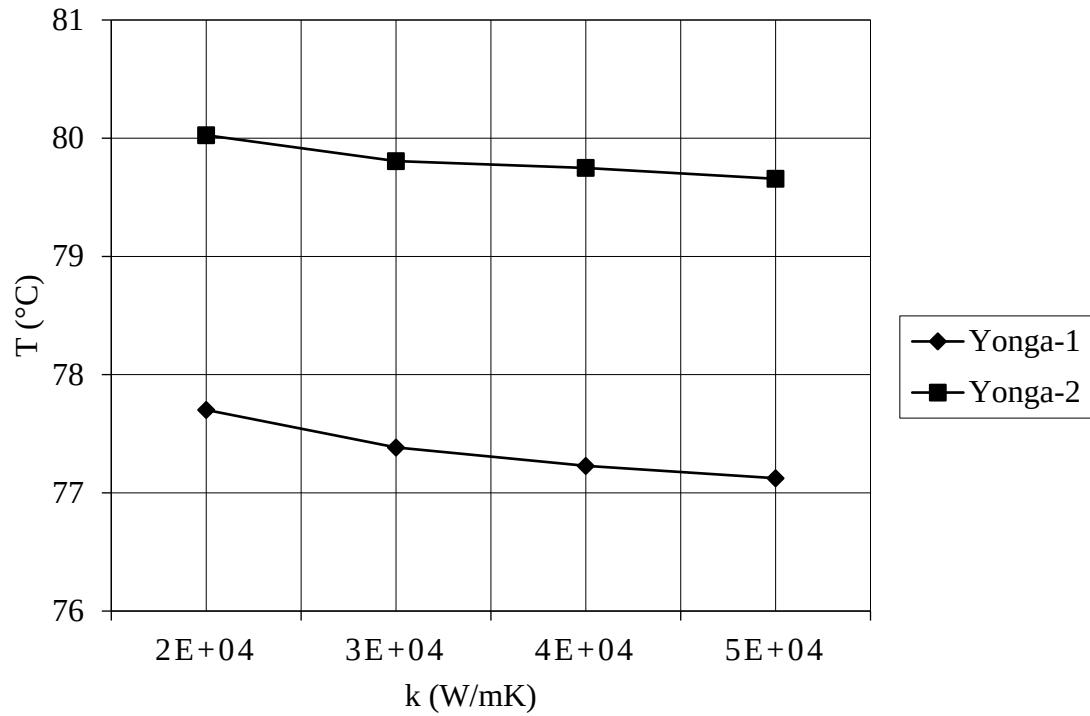


Şekil 5.68. Fan debisi 16 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.70. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 18 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 77,7 °C ve 77,12 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 80,03 °C ve 79,66°C olduğu görülmektedir.

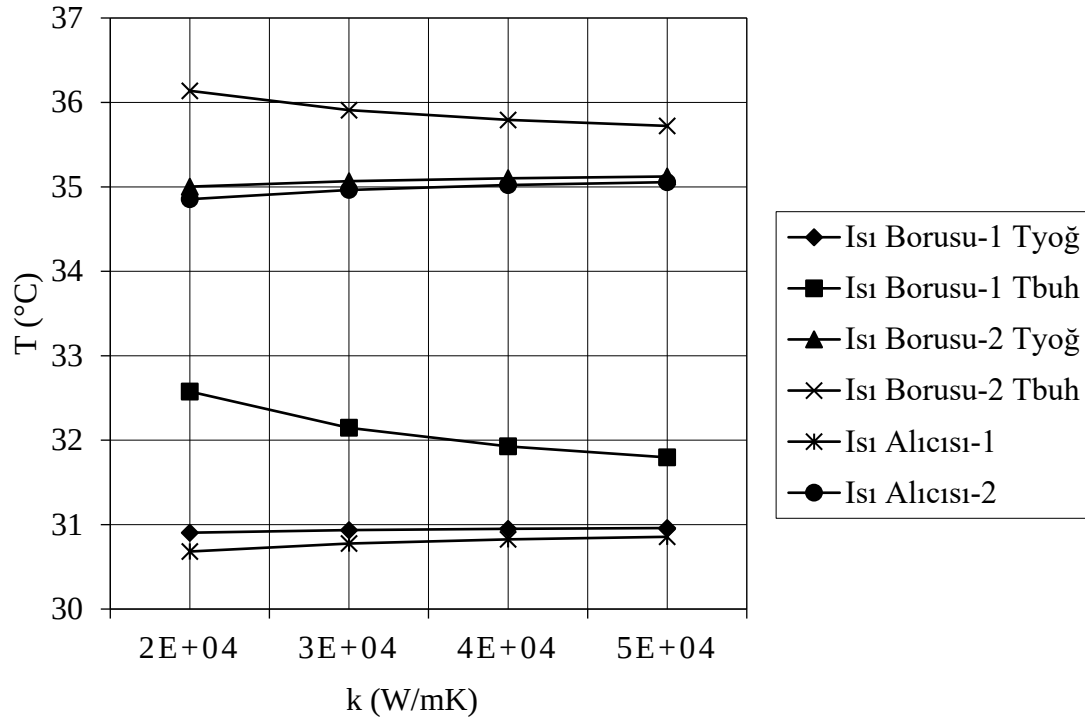


Şekil 5.69. Fan debisi 18 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

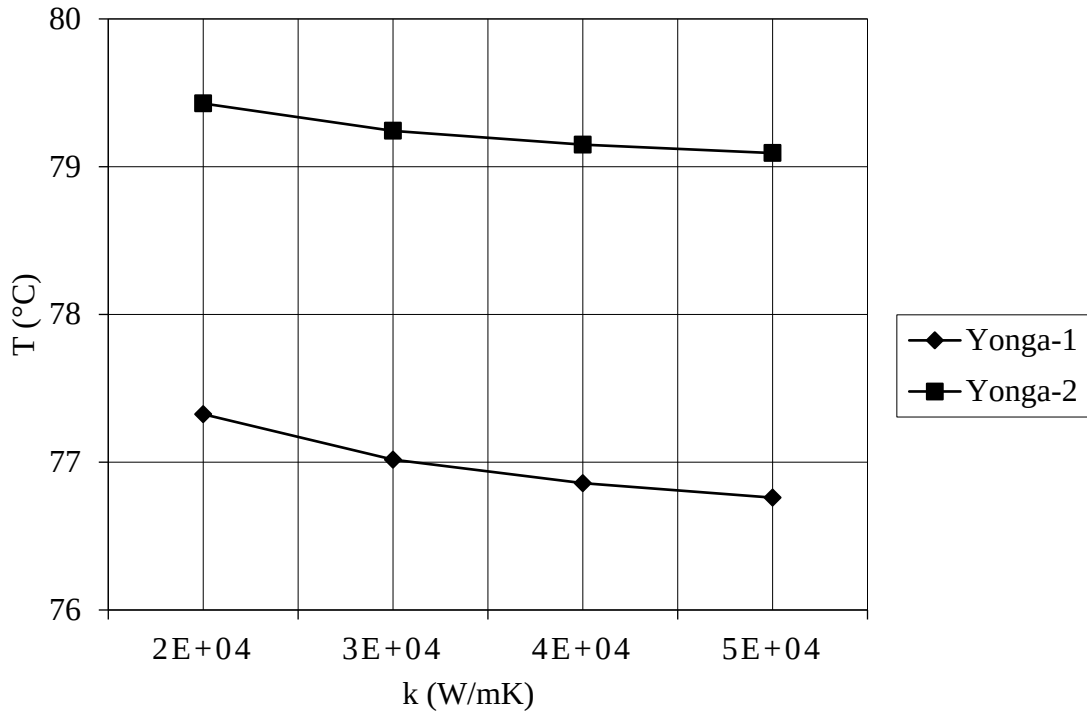


Şekil 5.70. Fan debisi 18 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

Şekil 5.72. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 20 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 77,33 °C ve 76,76 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 79,43 °C ve 79,09 °C olduğu görülmektedir.

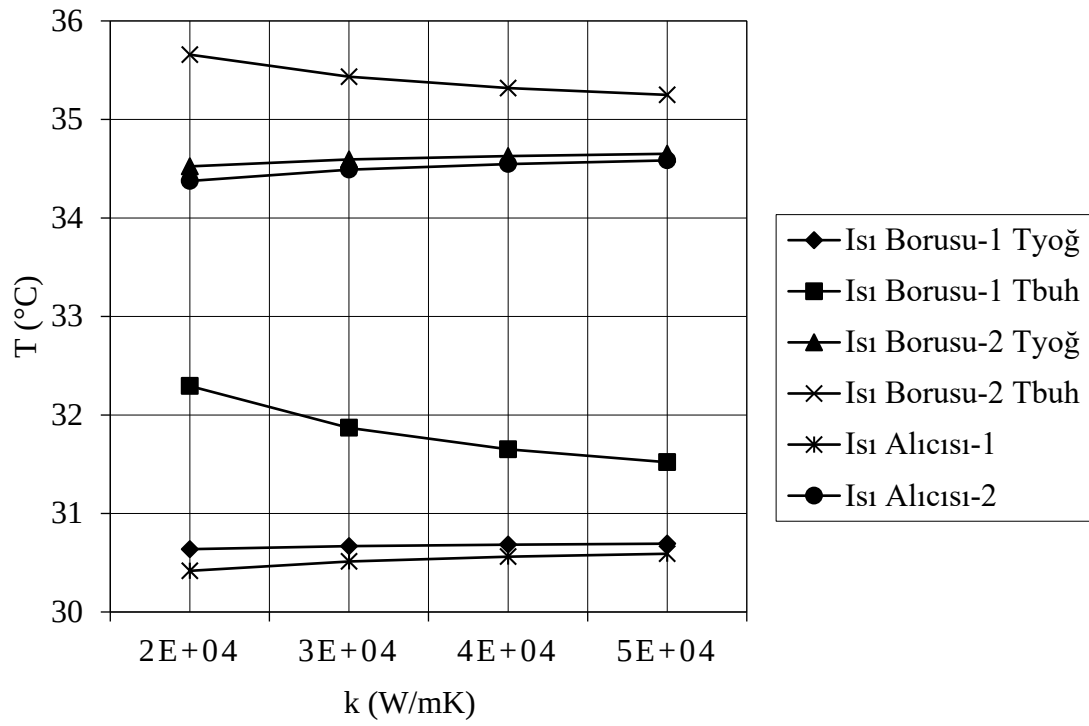


Şekil 5.71. Fan debisi 20 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları

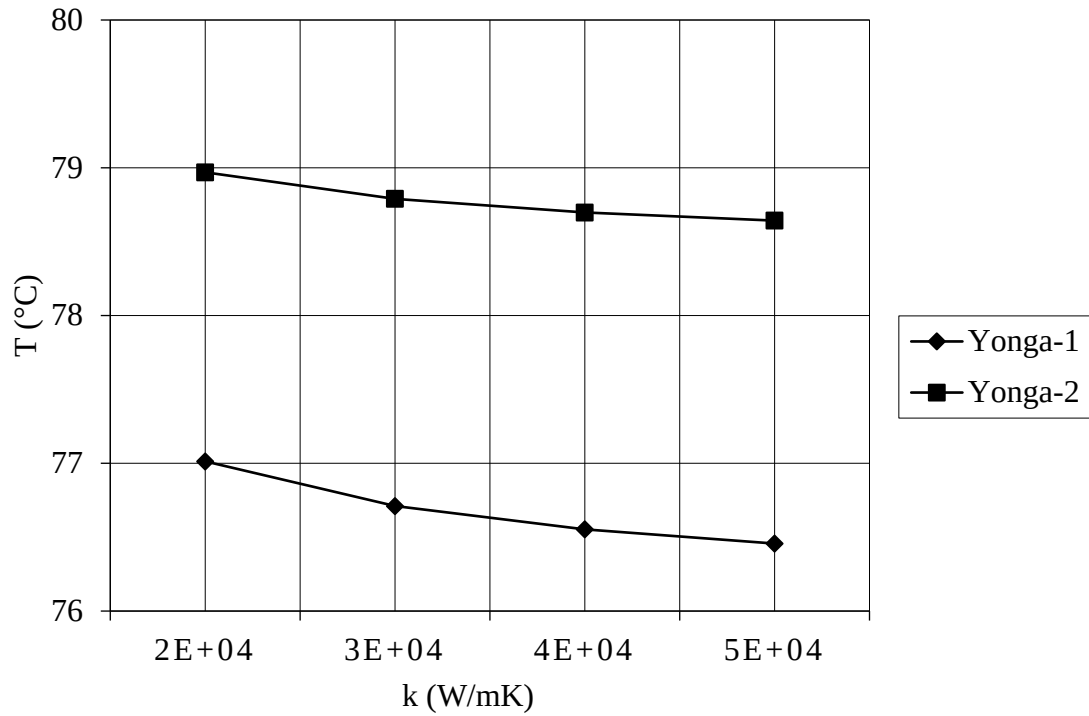


Şekil 5.72. Fan debisi 20 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları

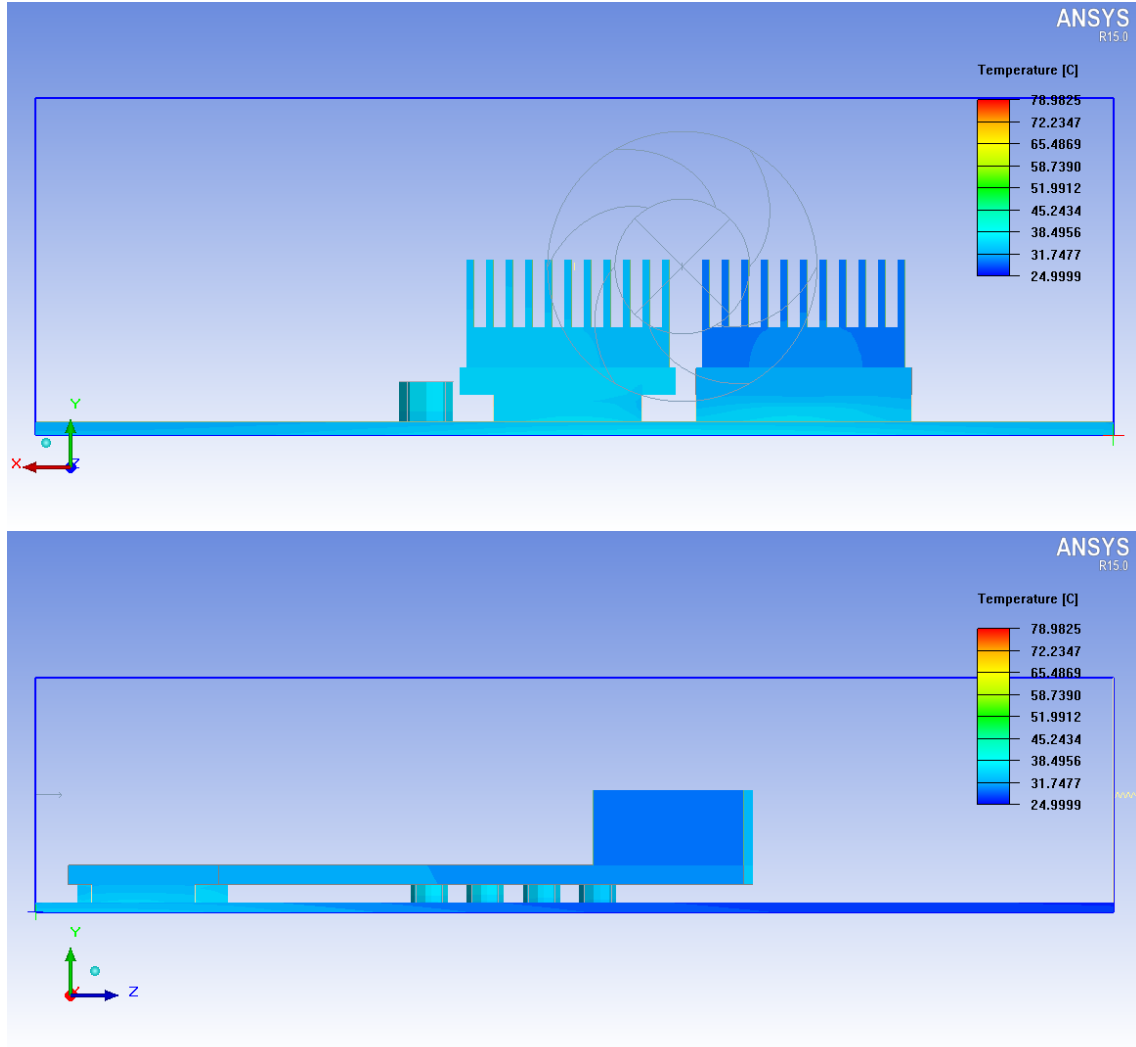
Şekil 5.74. incelendiğinde sabit fan debisi değeri altında ısı borusu ısı iletkenlik katsayısı arttıkça yonga sıcaklıklarının düştüğü görülmektedir. Fan debisi 22 cfm değerinde en yüksek ve en düşük yonga-1 sıcaklığı sırasıyla 77,01 °C ve 76,46 °C, en yüksek ve en düşük yonga-2 sıcaklığı sırasıyla 78,97 °C ve 78,64 °C olduğu görülmektedir.



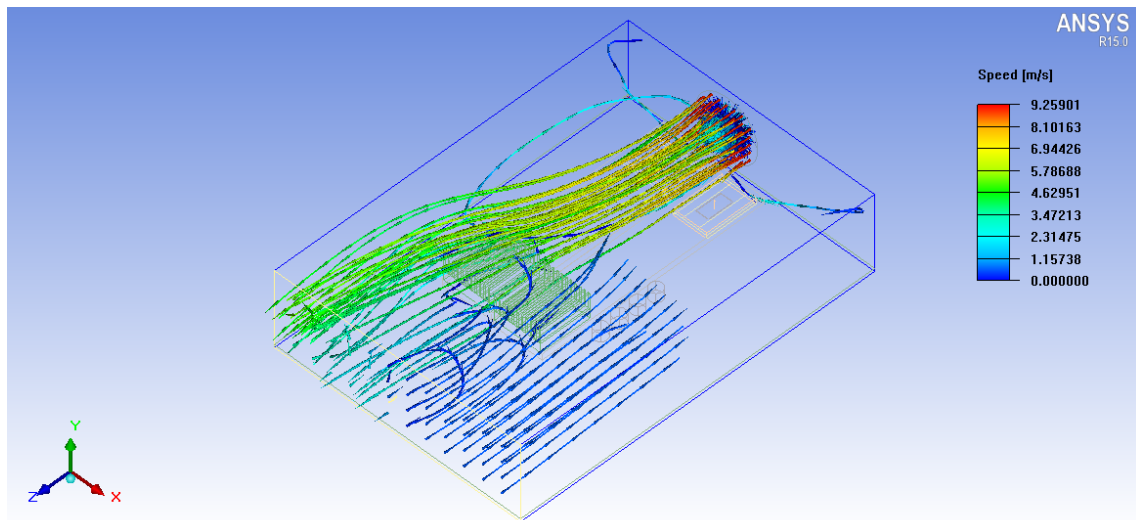
Şekil 5.73. Fan debisi 22 cfm ve 184 mm uzunluk için ısı borusu ve ısı alıcısı sıcaklıkları



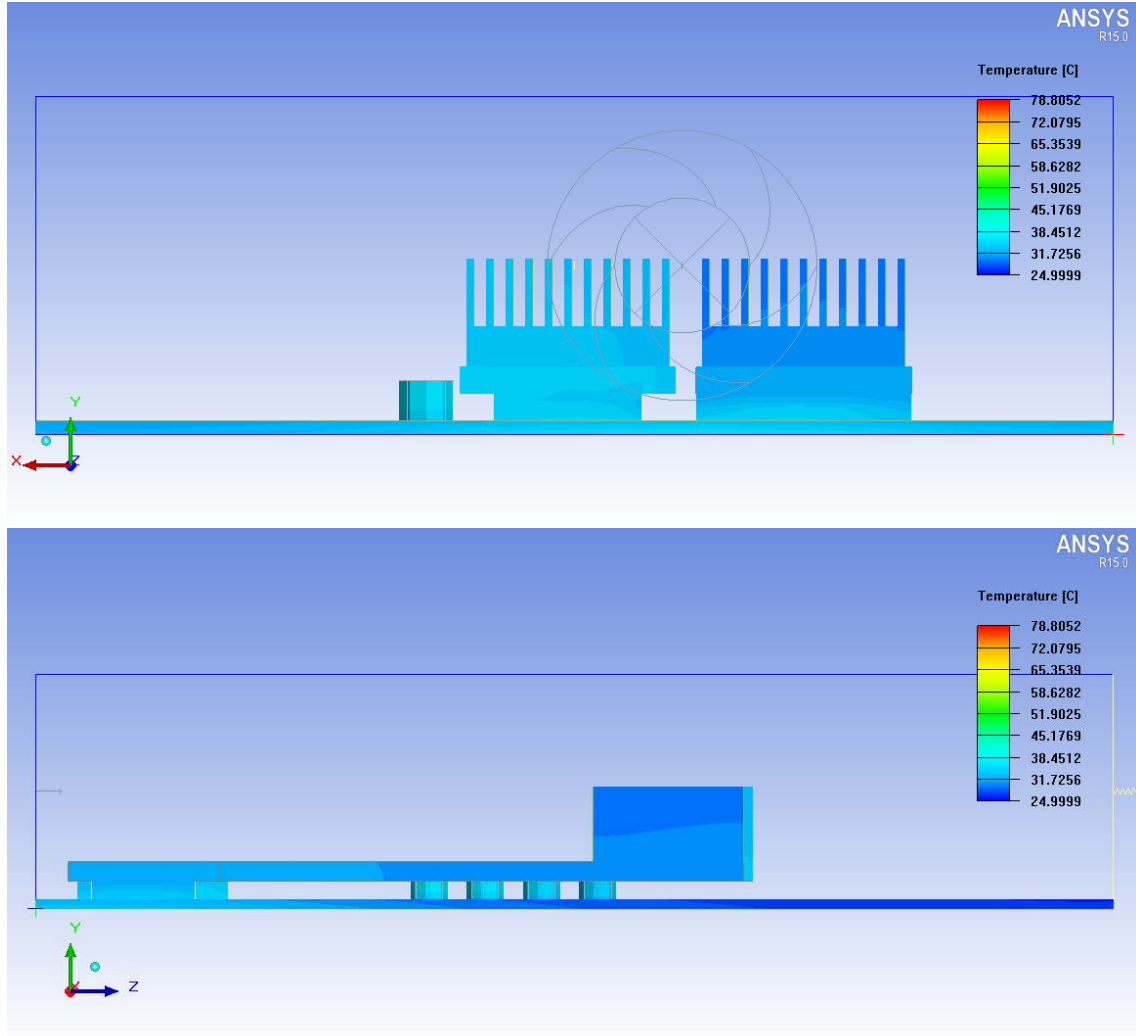
Şekil 5.74. Fan debisi 22 cfm ve 184 mm uzunluk için yonga sıcaklıkları



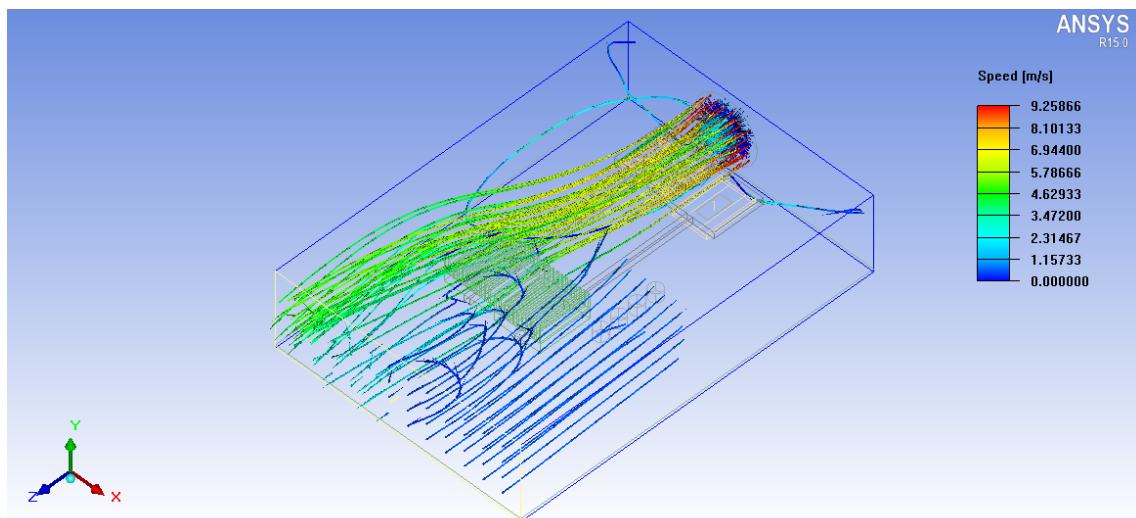
Şekil 5.75. $k=20000$ W/mK, fan debisi 18 cfm ve 144 mm için sıcaklık dağılımları



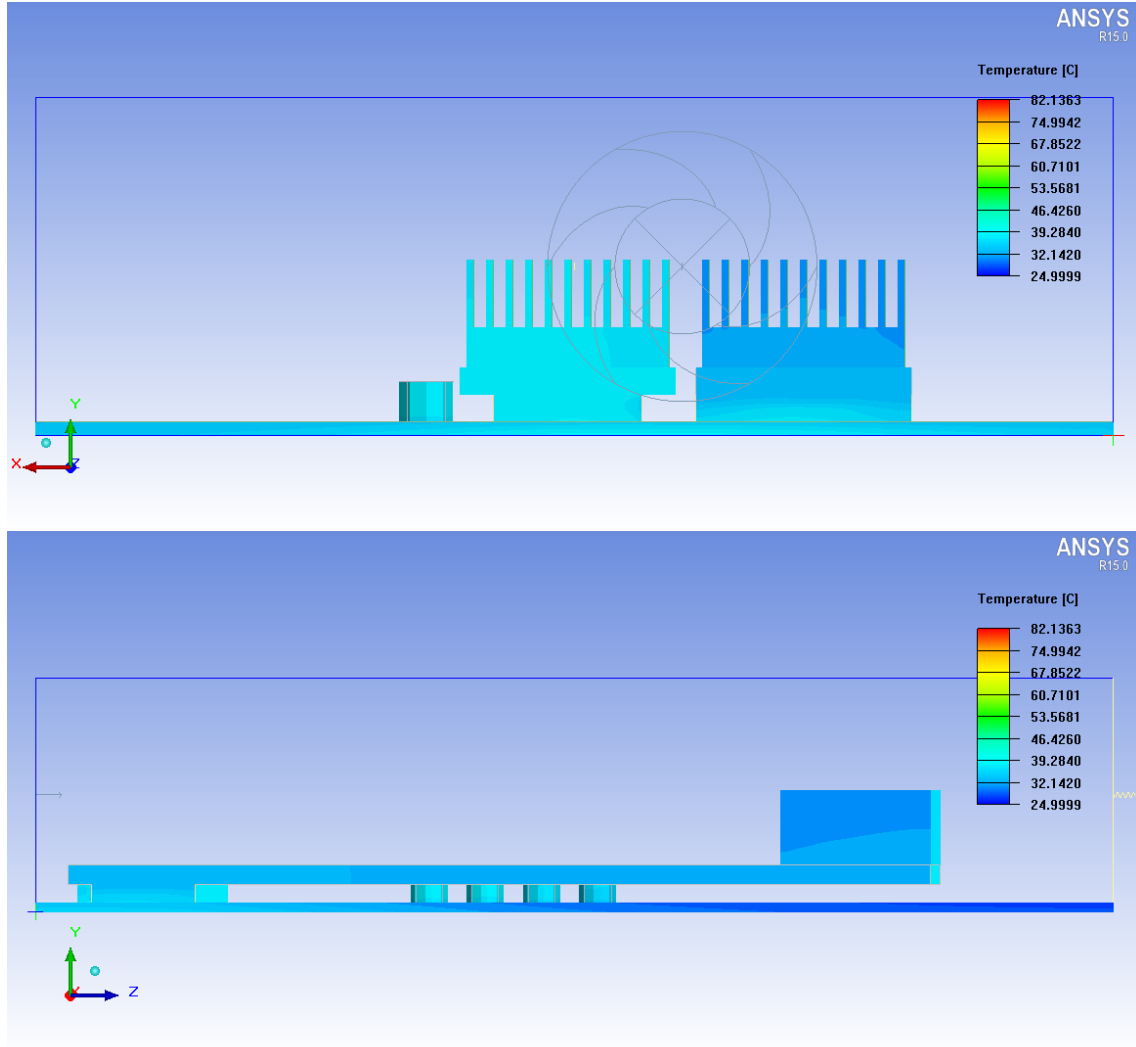
Şekil 5.76. $k=20000$ W/mK, fan debisi 18 cfm ve 144 mm için hız çizgileri



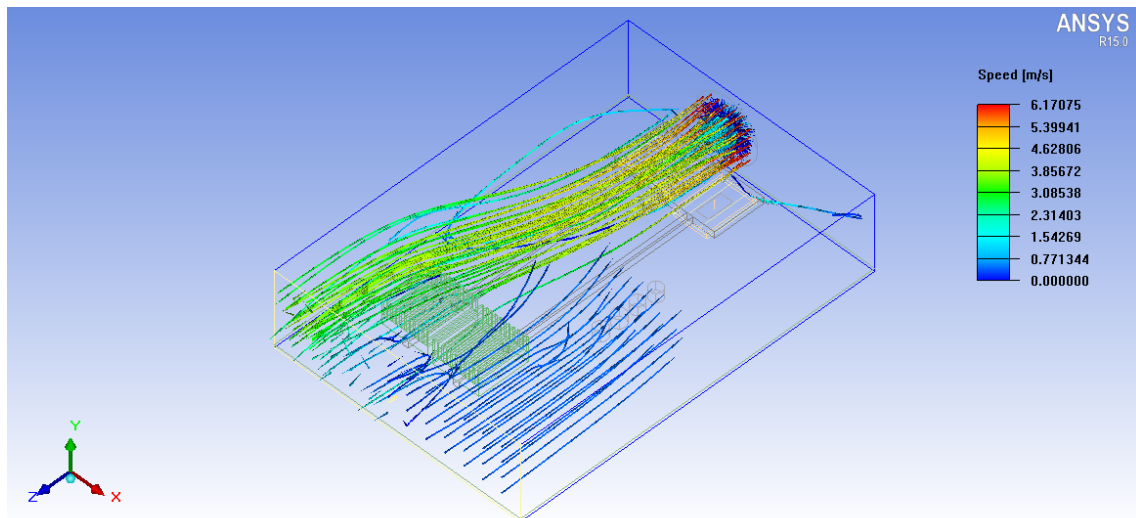
Şekil 5.77. $k=30000$ W/mK, fan debisi 18 cfm ve 144 mm için sıcaklık dağılımları



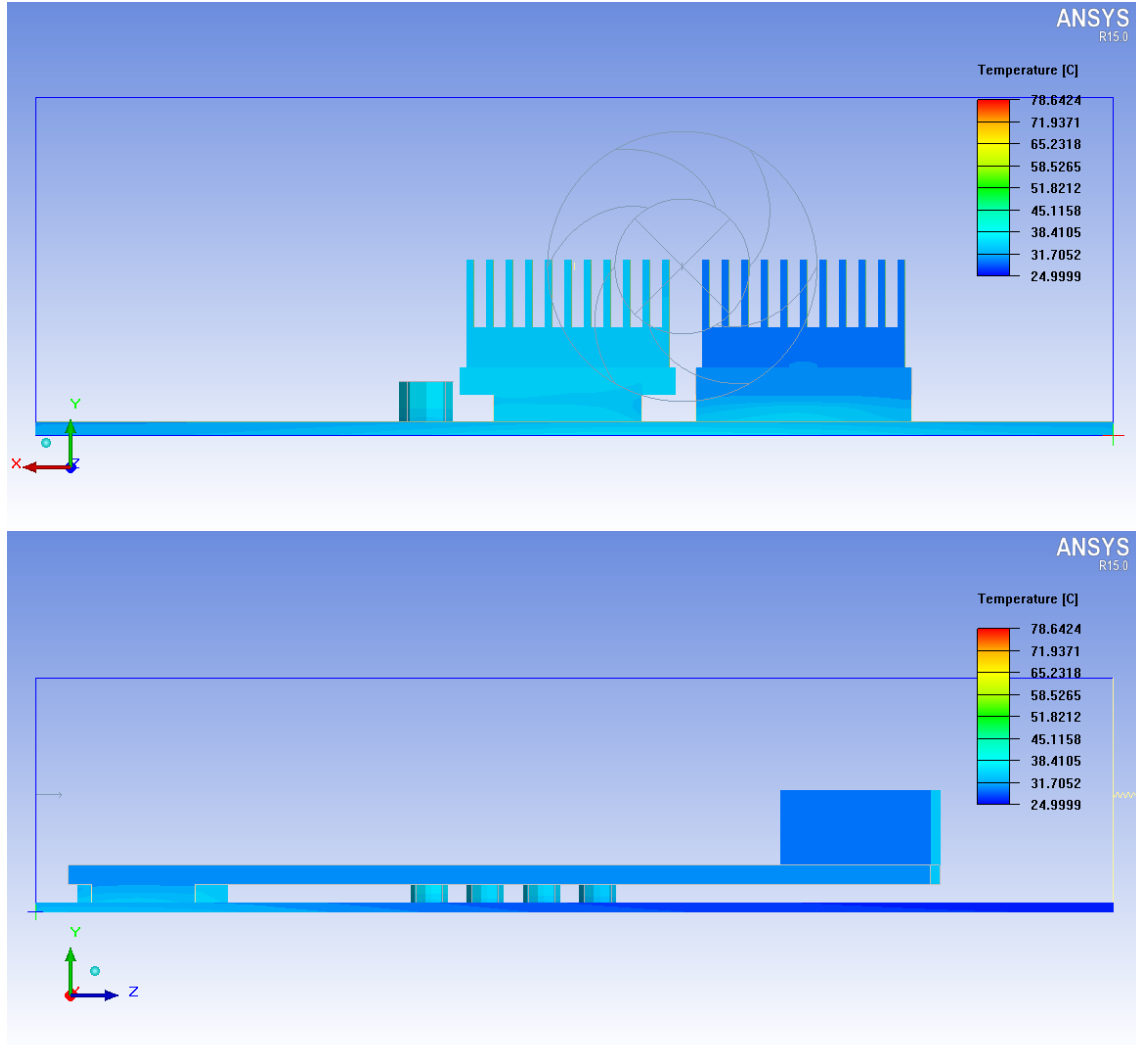
Şekil 5.78. $k=30000$ W/mK, fan debisi 18 cfm ve 144 mm için hız çizgileri



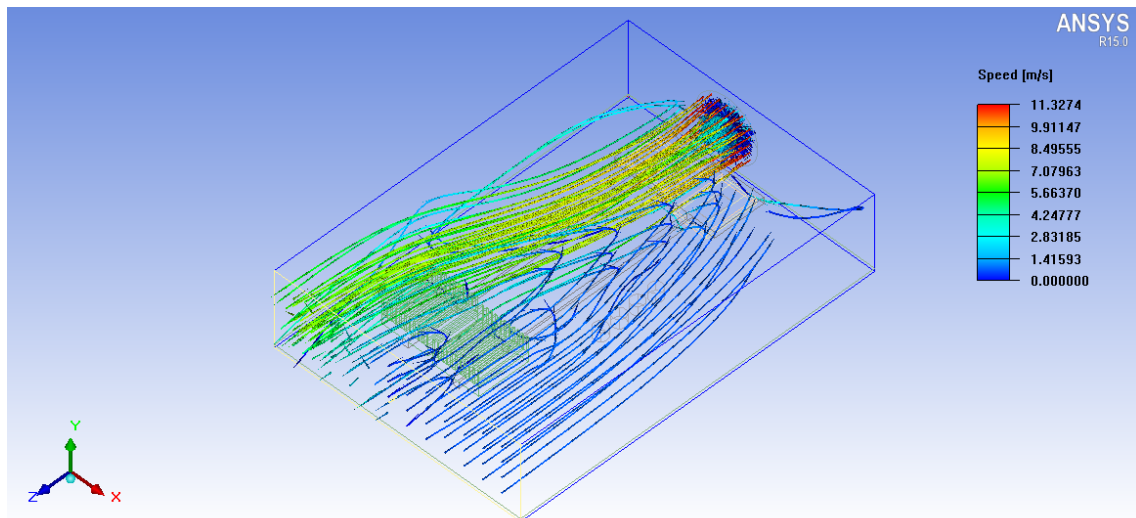
Şekil 5.79. $k=40000$ W/mK, fan debisi 12 cfm ve 184 mm için sıcaklık dağılımları



Şekil 5.80. $k=40000$ W/mK, fan debisi 12 cfm ve 184 mm için hız çizgileri



Şekil 5.81. $k=50000$ W/mK, fan debisi 22 cfm ve 184 mm için sıcaklık dağılımları



Şekil 5.82. $k=50000$ W/mK, fan debisi 22 cfm ve 184 mm için hız çizgileri

Şekil 5.75. ve Şekil 5.82. arasında analizler sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımları ve fan akışına ait hız çizgileri belirtilmiştir. Şekiller incelendiğinde ısı borusu yoğunlaştırıcı bölgesi üzerinde bulunan ısı alıcıları sıcaklıkları arasında kayda değer bir fark olmadığı görülmektedir. Şekiller incelendiğinde fan debisi artışına bağlı olarak modül içerisinde hava akış hızı da artmaktadır.

5.2. Sonuçların Değerlendirilmesi

Modül içerisinde bulunan bir baskı devre kartı üzerine yerleştirilmiş iki adet yonganın soğutulması amacıyla iki farklı soğutma sistemi tasarlanmış ve modül ile baskı devre tasarım kriterlerine bağlı kalınarak Ansys-Icepak programında sayısal analiz yapılabilmesi için modeller oluşturulmuştur. Termoelektrik soğutucu farklı akım değerlerinde çalıştırılarak ve ısı borusu modellemesi sırasında farklı iki uzunluk ve ısı iletkenlik sayıları tanımlanarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan soğutma sistemlerinde soğutma performansına etki eden faktörler termoelektrik soğutucu için akım değeri ve ısı borusu için ısı iletkenlik katsayılarıdır. Soğutma sistemleri performansına etki eden bu faktörler için değerler tanımlanmış ve bu değerler ile parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu soğutma sistemleri bir fan vasıtasıyla desteklenmiş ayrıca parametrik çalışmalar kapsamında farklı fan debisi altında bu soğutma sistemlerin soğutma performansları da incelenmiştir.

Elde edilen sayısal sonuçlar incelendiğinde termoelektrik soğutucu ile yapılan soğutma sistemi modelinde 4 A ve fan debisi 12 cfm ile çalışma koşulunda yonga-1 için sıcaklık değeri 87,22 °C ve yonga-2 için sıcaklık değeri 84,60 °C olarak bulunmuştur. Yonga-1 sıcaklığı kritik çalışma sıcaklığının üzerine çıkmaktadır. Yonga-2 sıcaklığı ise kritik çalışma sıcaklığına çok yakındır. Bu nedenle bu çalışma koşulu modülün çalışma performansını olumsuz etkileyecektir. Diğer çalışma koşullarında elde edilen değerler yongaların kritik çalışma sıcaklıklarının altında kalmaktadır. Termoelektrik soğutucunun 3 A üzerinde çalıştığı durumlarda daha fazla soğutma kapasite elde edilmesine karşın artan toplam enerji tüketimi nedeniyle uygun olmadığı değerlendirilmektedir.

Termoelektrik soğutucu üzerine yerleştirilen ısı alıcısı sıcaklıkları incelendiğinde artan akım değeri ile birlikte ısı alıcısı sıcaklıkları da artmaktadır. Bu durum termoelektrik soğutucu sıcak yüzey sıcaklığının artması nedeniyle oluşan doğal ve beklenen bir sonuçtur. Termoelektrik soğutucuların sıcak yüzey sıcaklıkları ile ısı alıcıları sıcaklıkları arasında

oluşan farkların mükemmel kontak olarak varsayıldığı düşünüldüğünde beklenen sonuçlar olduğu değerlendirilmektedir. Akım değerinin artırılmasıyla termoelektrik soğutucuların soğuk ve sıcak yüzeyleri arasında oluşan sıcaklık farkı artmaktadır. Elde edilen veriler doğrultusunda akım arttıkça artan bu sıcaklık farkı, yonga sıcaklıklarını önemli ölçüde düşürmemiş ancak ısı alıcısı sıcaklıklarında kayda değer bir artış oluşturmıştır. Bu durumun temel nedeni artan elektrik enerjisinin termoelektrik soğutucuda iç kayıp olarak entropi artışına neden olmasıdır. Bu iç direnç nedeniyle oluşan entropi artışı, soğutma performansında düşmeye ve sıcak yüzeyde sıcaklık artışına neden olmaktadır.

Isı borusu kullanılarak yapılan sayısal çalışmalar sonrasında elde edilen sonuçlar incelendiğinde, elde edilen sıcaklıkların kritik çalışma sıcaklığının altında kaldığı görülmüştür. Isı iletkenlik katsayısı ve fan debisi arttığında hem enerji tüketimi hem de soğutma sistemi toplam maliyeti artacağından ısı iletkenlik katsayısı 20000 W/mK olan ısı borusunun düşük fan debisi değeriyle yeterli soğutma sağlayacağı değerlendirilmektedir. Mevcut sonuçlar, hem literatürde yapılan çalışmalarla hem de üretici firmalar tarafından sağlanan çeşitli hesaplama modülleri ve teknik veriler ile karşılaştırıldığında uygun sıcaklık değerlerine ulaşıldığı değerlendirilmektedir.

Isı borusu ile yapılan analizlerden elde edilen sıcaklık değerleri incelendiğinde ısı borularının ısı iletkenlik katsayıları arttırıldığında, fan debisi sabitken soğutma performansında çok yüksek bir fark elde edilmediği görülmüştür. Isı iletkenlik katsayısının her 10000 W/mK artışında yonga sıcaklıklarında ortalama 0,5 °C'lik düşüş görülmüştür. Bu durumun temel nedeni, arttırılan soğutma kapasitesine rağmen ısı yükün sabit kalması ve yükün ısı borusu kapasitesinin altında kalmasıdır.

Isı borularının çalışma prensibi ve fiziksel özellikleri göz önüne alındığında bahsedilen duruma neden olabilecek kriterler arasında çalışma sıvısı ısı özellikleri, dolum oranı ve fitil yapısı gibi karakteristik özellikler de sayılabilir. Ancak Ansys-Icepak altyapısında bu özellikler yapılan analize dahil edilememektedir. Mevcut sayısal çalışmanın sonuçlarına göre, ısı boruları için bir performans kriteri olan ısı dirençleri literatürde yapılan deneysel ve sayısal çalışmalarda bulunan ısı direnç sonuçlarıyla uyumludur. Bir ısı borusu için ısı direncin düşük olması, yüksek soğutma performansına sahip olması demektir. Isı borularının buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklıkları ve bu sıcaklıklar arasında bulunan farklar incelendiğinde, sonuçların yukarıda bahsedilen ısı direnç kriterine uyumlu olduğu

görülmektedir. Yonga sıcaklıklarında görülen sıcaklık düşüşü buharlaştırıcı sıcaklıklarında görülen artışa oranla daha yüksektir. Bu durum, artan ısı iletkenlik sayısı ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasındaki sıcaklık farkının azalması ve soğutma performansın artması olarak değerlendirilmektedir.

Sayısal çalışmalardan elde edilen baskı devre kartı sıcaklık değerleri incelendiğinde en yüksek sıcaklık değeri, termoelektrik soğutucunun 4 A akım ve 12 cfm fan debisi ile çalıştırıldığı durumda 65,67 °C olarak bulunmuştur. Uzunluğu 184 mm olan ısı borusunun ısı iletkenlik katsayısı 20000 W/mK ve 12 cfm fan debisi ile çalıştırıldığı durumda ise 61,27 °C olarak bulunmuştur. Yapılan analizler sonrasında elde edilen yonga ve baskı devre kartı sıcaklıkları Çizelge 5.1., Çizelge 5.2. ve Çizelge 5.3.'te belirtilmiştir.

Çizelge 5.1. TEC modelleri sıcaklık sonuçları

Akım (A)	Fan Debi (cfm)	Yonga-1 Sıcaklık (°C)	Yonga-2 Sıcaklık (°C)	BDK Sıcaklık (°C)
1	22	78,92	77,94	57,71
1	20	79,33	78,33	58,12
1	18	79,79	78,75	58,57
1	16	80,34	79,28	59,11
1	14	81,02	79,93	59,79
1	12	81,89	80,76	60,65
1,5	22	73,32	72,33	53,91
1,5	20	73,74	72,72	54,31
1,5	18	74,20	73,16	54,75
1,5	16	74,76	73,70	55,28
1,5	14	75,47	74,37	55,95
1,5	12	76,39	75,25	56,83
2	22	69,60	68,55	51,40
2	20	70,08	69,02	51,85
2	18	70,60	69,51	52,32
2	16	71,23	70,11	52,90
2	14	72,04	70,87	53,63
2	12	73,10	71,88	54,60
2,5	22	67,67	66,56	50,18
2,5	20	68,23	67,08	50,67
2,5	18	68,85	67,67	51,22
2,5	16	69,62	68,40	51,89
2,5	14	70,61	69,33	52,76
2,5	12	71,92	70,57	53,92
3	22	67,52	66,29	50,20
3	20	68,24	66,96	50,81
3	18	69,05	67,72	51,49
3	16	70,04	68,67	52,35
3	14	71,34	69,88	53,46
3	12	73,09	71,53	54,96
3,5	22	69,53	68,12	51,74
3,5	20	70,52	69,03	52,56
3,5	18	71,64	70,09	53,48
3,5	16	73,04	71,41	54,65
3,5	14	74,88	73,12	56,19
3,5	12	77,41	75,49	58,31
4	22	74,66	72,94	55,48
4	20	76,16	74,32	56,69
4	18	77,88	75,95	58,08
4	16	80,06	78,00	59,85
4	14	83,02	80,71	62,25
4	12	87,22	84,60	65,67

Çizelge 5.2. 144 mm Isı borusu modelleri sıcaklık sonuçları

Isı Borusu uzunluğu (mm)	Isıl İletkenlik (k=W/mK)	Fan Debi (cfm)	Yonga-1 Sıcaklık (°C)	Yonga-2 Sıcaklık (°C)	BDK Sıcaklık (°C)
144	20000	22	76,81	78,02	57,32
144	20000	20	77,12	78,46	57,74
144	20000	18	77,47	78,98	58,24
144	20000	16	77,89	79,59	58,82
144	20000	14	78,40	80,32	59,51
144	20000	12	79,04	81,21	60,34
144	30000	22	76,55	77,84	57,17
144	30000	20	76,85	78,28	57,59
144	30000	18	77,20	78,81	58,09
144	30000	16	77,62	79,41	58,67
144	30000	14	78,13	80,13	59,35
144	30000	12	78,77	81,02	60,18
144	40000	22	76,42	77,74	57,10
144	40000	20	76,72	78,18	57,51
144	40000	18	77,06	78,71	58,01
144	40000	16	77,48	79,31	58,59
144	40000	14	77,99	80,04	59,27
144	40000	12	78,63	80,93	60,10
144	50000	22	76,34	77,69	57,05
144	50000	20	76,63	78,13	57,47
144	50000	18	76,98	78,65	57,97
144	50000	16	77,40	79,26	58,54
144	50000	14	77,90	79,99	59,22
144	50000	12	78,54	80,87	60,05

Çizelge 5.3. 184 mm Isı borusu modelleri sıcaklık sonuçları

Isı Borusu uzunluğu (mm)	Isıl İletkenlik (k=W/mK)	Fan Debi (cfm)	Yonga-1 Sıcaklık (°C)	Yonga-2 Sıcaklık (°C)	BDK Sıcaklık (°C)
184	20000	22	77,01	78,97	58,03
184	20000	20	77,33	79,43	58,47
184	20000	18	77,70	80,03	59,02
184	20000	16	78,14	80,66	59,63
184	20000	14	78,68	81,44	60,36
184	20000	12	79,36	82,41	61,27
184	30000	22	76,71	78,79	57,88
184	30000	20	77,02	79,24	58,31
184	30000	18	77,38	79,81	58,84
184	30000	16	77,83	80,48	59,47
184	30000	14	78,36	81,25	60,20
184	30000	12	79,04	82,23	61,10
184	40000	22	76,55	78,70	57,80
184	40000	20	76,86	79,15	58,23
184	40000	18	77,23	79,75	58,79
184	40000	16	77,66	80,39	59,39
184	40000	14	78,19	81,16	60,11
184	40000	12	78,87	82,14	61,02
184	50000	22	76,46	78,64	57,75
184	50000	20	76,76	79,09	58,18
184	50000	18	77,12	79,66	58,71
184	50000	16	77,56	80,32	59,33
184	50000	14	78,10	81,14	60,09
184	50000	12	78,76	82,02	60,93

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada elektronik bir cihazda ihtiyaç duyulan soğutma sistemi tasarımı için son dönemde özellikle malzeme biliminde artan gelişmelerle, soğutma performansının iyileştirilmesi için çalışmaların devam ettiği iki farklı soğutma sistemi karşılaştırılmıştır. Birçok avantajları olan bu soğutma sistemlerinin mevcut problemde tasarım kriterlerine göre en uygun olanını seçebilmek için günümüzde elektronik cihazların HAD analizinde sıkça kullanılan ANSYS-Icepak paket programı kullanılmıştır.

Sayısal çalışmalarda kullanılan modeller üreticilerin belirttiği fiziksel özelliklere ve tasarım kriterlerine bağlı kalınarak oluşturulmuştur. Isıl yük oluşturmeyen komponentler modellemelere dahil edilmemiştir bu uygulama ile zamandan tasarruf edilmiştir. Baskı devre kartı üzerinde, mevcut modellere dahil edilmemiş ancak akışa engel olabilecek fiziksel bir model de bulunmadığından, mevcut modellerin bu halleriyle kullanılabilir olduğu ve sonuçlarda hata olmadığı değerlendirilmiştir. Modellemelerin tamamlanması sonrasında literatürde bulunan deneysel ve sayısal çalışmalar da göz önünde bulundurularak çözümlerde kullanılan parametrelerin sayısal değerleri belirlenmiş ve sayısal çözümler parametrik çalışmalar da dahil olmak üzere bu değerler kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Literatür araştırmalarından, ön çalışma modellerinden ve parametrik çalışmalardan elde edilen en önemli husus, hem termoelektrik soğutucu sıcak yüzeyinden hem de ısı borusu yoğunlaştırucusundan ısının verimli bir şekilde atılması gerekliliğidir. Özellikle termoelektrik soğutucu sıcak yüzeyinde yapılacak etkin bir soğutma işlemi hem yongaların güvenli sıcaklıklara düşürülmesini hem de termoelektrik soğutucunun verimli çalışmasını sağlayacaktır. Ayrıca aşırı ısınma sebebiyle termoelektrik soğutucuda oluşacak hasarların da önüne geçilebilecektir. Her model için özdeş ısı alıcıları ve soğutma sistemlerine yardımcı olması amacıyla fan kullanılmıştır. Mevcut problemde sadece fan kullanımı yongaların soğutulmasında yeterli değildir, ön çalışma sayısal çözümlerinde bu husus açıkça görülmüştür.

Termoelektrik soğutucu, hafif olması ve küçük boyutları ile ısı borusuna kıyasla avantajlı olmaktadır. Isı borusu fiziksel boyutları nedeniyle modül içerisinde fazla yer kaplamaktadır. Termoelektrik soğutucu, bünyesinde hareketli parça veya kimyasal bulundurmadığından ısı borusu ile kıyasla daha uzun ömürlüdür. Özellikle bakırdan üretilen ısı boruları ise hem içinde bulunan soğutucu sıvı hem de çalışma ortamında bulunan korozif etkilere karşı duyarlıdır. Termoelektrik soğutucu çalışmak için elektrik enerjisine ihtiyaç duymaktadır. Bu durum elektronik cihazlarda fazladan enerji tüketimine neden olmaktadır. Bazı elektronik cihazlarda enerji tüketiminin artması fonksiyonel sorunlara neden olabileceği gibi önceden tasarlanmamış devre veya komponent ihtiyacı ortaya çıkarabilir. Isı boruları ise pasif soğutucu sistemler olduğundan enerji ihtiyacı yoktur. Termoelektrik soğutucuların COP değerleri diğer geleneksel soğutma yöntemlerine kıyasla düşüktür. Termoelektrik soğutucular yüksek sıcaklık ve ısı aktarımı gerektiren durumlarda kullanılamazlar ancak ısı borularının hem çalışma sıcaklıkları hem de ısı aktarım kapasiteleri oldukça yüksektir. Termoelektrik soğutucuların soğutma performansı yer çekiminden etkilenmezken ısı borularının yerleştirildikleri konum ve açı, kılcallık etkisi nedeniyle soğutma kapasitelerini etkilemektedir. Yukarıda belirtilen hususlar göz önüne alındığında mevcut problemde her iki soğutma sisteminin de kullanılabileceği değerlendirilmektedir.

Termoelektrik soğutucu kullanımında akım değerinin 2,5 A olması durumunda sistemin yeterli soğutma sağlayacağı, bu akım değerinin üzerinde çalıştırıldığında ise fazladan güç tüketimine ve termoelektrik soğutucu sıcak yüzeyinde sıcaklığın artmasına neden olacağı sonucuna varılmıştır. Termoelektrik soğutucu kullanımında akım değerinin 4 A olduğu durumda fan debisi 26 cfm ve altında iken elde edilen yonga sıcaklık değerleri kritik çalışma sıcaklıklarının üzerine çıkmıştır. Termoelektrik modülün 4 A ile çalıştırıldığı durumda fan debisi 16 cfm ve altında iken, sıcak ve soğuk yüzey arasındaki sıcaklık farkı üretici tarafından belirtilen 65 °C'nin üzerine çıkmıştır. Bu durum termoelektrik modüle kalıcı hasar verecektir.

Isı boruları ile yapılan sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde genel olarak 144 mm uzunluğunda olan ısı borusunun 184 mm uzunluğunda olan ısı borusuna göre daha verimli olduğu görülmüştür. Aynı ısı iletkenlik katsayısında olan ve aynı fan debisi kullanılan ısı borularından 144 mm uzunluğunda olan ısı borusu ile elde edilen yonga sıcaklıkları 184 mm uzunluğunda olan ısı borusuna göre daha düşüktür. Isı borusu ile oluşturulacak soğutma sisteminde ise ısı iletkenlik katsayısının $k=20000 \text{ W/mK}$ değerinde

olması durumunda yeterli soğutma sağlayacağı sonucuna varılmıştır. Fan debisi arttığında daha iyi soğutma performansı elde edilmektedir ancak soğutma sisteminin toplam enerji tüketimi artmaktadır.

Sayısal çalışmalar sonucunda elde edilen yonga sıcaklıkları incelendiğinde, bulunan sıcaklık değerlerinin TEC'in 4 A ve 12 cfm fan debisi ile çalıştırıldığı koşul haricinde kritik yonga çalışma sıcaklığının (85 °C) altında kaldığı görülmüştür. Bu iki soğutma sistemi ile elde edilen sonuçlar göz önüne alınarak mevcut problemin çözümünde hangi soğutma sisteminin kullanılması gerektiğine, toplam maliyet, toplam enerji tüketimi, gürültü seviyesi ile birlikte sistemlerin avantaj ve dezavantajları değerlendirilerek karar verilmesi uygun olacaktır.

Öneriler

Bu çalışmada termoelektrik soğutucu ve ısı borusu ile oluşturulan soğutma sistemleri performanslarına etki eden çeşitli parametreler sayısal olarak incelenmiştir. Bu parametreler termoelektrik soğutucu için çalışma akımı, ısı borusu için ısı iletkenlik katsayısı uzunluğudur. Sayısal analiz sonucunda elde edilen bilgilere dayanarak gelecek çalışmalarda yapılabilecek öneriler aşağıda belirtilmiştir:

- Bu sayısal çalışmada termoelektrik soğutucu ve ısı borusu için parametreler belirlenmiş ve belirlenen bu değerler ile de parametrik çalışmalar yapılmıştır. Özellikle termoelektrik soğutucu performansına olumlu etkileri olan ısı alıcıları için de parametrik çalışmaların yapılması ve mevcut ısı alıcıları optimize edilerek soğutma performansı üzerindeki etkileri incelenebilir.
- Bu sayısal çalışmada kullanılan termoelektrik soğutucu modeli geliştirilerek farklı model veya modeller ile parametrik çalışmalar yapılabilir. Daha yüksek soğutma kapasitesine sahip bir termoelektrik soğutucu ile daha düşük akım değerlerinde yongalarda nasıl sıcaklık değerlerine ulaşılabileceği araştırılabilir.

- Yine bu sayısal çalışmada kullanılan ısı borusu modeli geliştirilerek farklı model veya modeller ile parametrik çalışmalar yapılabilir. Isı borusu modellemeleri daha düşük ısı iletkenlik değerine sahip birden fazla ısı borusu kullanılarak yapılabilir. Farklı metalden üretilmiş ısı boruları ile model çeşitliliği arttırılabilir.
- Literatürde yapılan analitik çalışmalarda termoelektrik soğutucu ve ısı borusu performans parametreleri ve sıcaklık değerleri hesaplanmış ve bu değerler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu çalışmalar yardımıyla paket programlar için kod geliştirilebilir, böylece deneysel çalışmalar yerine, sayısal analizlerde daha doğru ve güvenilir sonuçlar elde edilebilir.

KAYNAKLAR

1. Schmidt, R. (2004). Challenges in Electronic Cooling-Opportunities for Thermal Management Techniques - Microprocessor Liquid Cooled Microchannel Heat Sinks. *Heat Transfer Engineering*, 3-12.
2. İnternet: AMS Technologies Thermoelectric Cooler. (2019). Product information. URL: <https://www.amstechnologies-webshop.com/ams-195-1.0-0.8-25x50-ht120-e-l2-68k-cl-thermoelectric-cooler-qmax-86-w-6099021>, Son Erişim Tarihi: 22.04.2019.
3. Kimmel, J. (1999). Thermoelectric Materials. *Special Topics Paper*, 152, 11-13.
4. Nuwayhid, R.Y., Moukalled, F. and Noueihed, N. (2000). On entropy generation in thermoelectric devices. *Energy Conversion & Management*, 41, 891-914.
5. Jeffrey Snyder, G. and Tristan Ursell, S. (2003). Thermoelectric Efficiency and Compatibility. *Physical Review Letters*, 91, 14.
6. Bejan, A., Kraus, A. D. (2003). *Heat Transfer Handbook*. North Carolina: John Wiley and Sons Inc., 1182-1183.
7. Öztürk, A. (2018). *HVAC Ünitelerinde Kullanılan Isı Borulu Isı Geri Kazanım Ünitesi Performansının Deneysel Ve Teorik İncelenmesi*, Doktora Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 15.
8. İnternet: Frostytech. (2009). Heatpipe Wick Structures Exposed: Sintered, Groove and Mesh URL: <http://www.frostytech.com/articleview.cfm?articleID=2466>, Thermolab Co. Korea, Son Erişim Tarihi: 22.04.2019.
9. Akkuş, Y., Nguyena, C.T., Çelebi, A.T., Beşkök, A. (2018). A First Look at the Performance of Nano-Grooved Heat Pipes. *Researchgate*, 7.
10. Zhao, D. (2014). *Development of a Prototype Thermoelectric Space Cooling System Using Phase Change Material To Improve The Performance*, Doctor of Philosophy, University of Wyoming, Wyoming, 3636092,1-152.
11. Mathew, V., Arora A., Arora B. B., Dubey S., Ali R., Sahasrabuddhe S. (2017). Modelling and Simulation of Thermoelectric Peltier Effect Cooling Unit. *Innovative Design & Computational Modelling*, 604, 16-19.
12. Elnaggar, M. H. A., Abdullah, M.Z., Mujeebu, M. A. (2011). Experimental analysis and FEM simulation of finned U-shape multi heat pipe for desktop PC cooling. *Energy Conversion and Management*, 52, 2937-2944
13. Yalçınkaya, G. (2008). *Termoelektrik Modül ile Soğutma ve Deneysel Elektrik Üretimi*, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya, 25-57.
14. Yüksel, Y. (2010). *Thermoelectric Cooling of a Pulsed Mode 1064 nm Diode Pumped Nd:Yag Laser*, Degree of Master of Science, Natural and Applied Sciences Middle East Technical University, Ankara, 25-102

15. Saengchandr, B., Afzulpurkar, N. V. (2009). A Novel Approach for Cooling Electronics Using a Combined Heat Pipe and Thermoelectric Module. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2(4), 603-610.
16. Zhang, H.Y., Mui, Y.C., Tarin M. (2010). Analysis of thermoelectric cooler performance for high power electronic packages. *Applied Thermal Engineering*, 30, 561-568.
17. Liang, K., Li, Z., Chen, M., Jiang, H. (2019). Comparisons between heat pipe, thermoelectric system, and vapour compression refrigeration system for electronics cooling. *Applied Thermal Engineering*, 146, 260-267.
18. Zaghdoudi, M.C., Maalej, S., Mansouri, J., Sassi, M.B.H. (2011). Flat Miniature Heat Pipes for Electronics Cooling: State of the Art, Experimental and Theoretical Analysis. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 51, 879-902.
19. Mathew, V.K., Hotta, T. K. (2018). Numerical investigation on optimal arrangement of IC chips mounted on a SMPS board cooled under mixed convection. *Thermal Science and Engineering Progress*, 7, 221-229.
20. Annapragada, S. R., Salamon, T., Kolodner, P., Hodes, M., Garimella, S. V. (2012). Determination of Electrical Contact Resistivity in Thermoelectric Modules (TEMS) from Module-Level Measurements. *CTRC Research Publications*, 1-18.
21. Y. Wang, J. Cen, F. Jiang, W. Cao (2017). Heat dissipation of high-power light emitting diode chip on board by a novel flat plate heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 123, 19-28.
22. Gawande, C. A., Nakate, S. M. (2016). Thermal Performance Analysis of Intel workstation Server using CFD. *International Engineering Research Journal*, 1230-1235.
23. Tan, S. O., Demirel, H. (2015). Performance and cooling efficiency of thermoelectric modules on server central processing unit and Northbridge. *Computers and Electrical Engineering*, 46, 46-55.
24. Liu, D., Zhao, F.-Y., Yang, H.-X., Tang, G.-F. (2015). Thermoelectric mini cooler coupled with micro thermosiphon for CPU cooling system. *Energy*, 83, 29-36.
25. Orhan, Ö. E. (2007). *Numerical Investigation on Cooling Of Small Form Factor Computer Cases*, Degree of Master of Science, Natural and Applied Sciences Middle East Technical University, Ankara, 18-76
26. Uçar, A. N. (2017). *Santrifüj Pompadaki Akışın Sayısal Yöntemlerle İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 12-14.
27. Gülsevinçler, E. (2013). *Sıkıştırılabilir Akışkanların Akışında Kullanılan Türbülans Modelleri Ve Simülasyonları*, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 5-8.

28. İlhan, D. C. (2016). *GaN Tabanlı Transistörlerde Nümerik Analiz Yöntemi İle Isıl Direnç Karakterizasyonu Yapılması*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 38-48.
29. İnternet: SHARCNET. (2016). Skewness. URL: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_msh/msh_skewness.html Son Erişim Tarihi: 02.05.2019.
30. Shih, C. C., Chen, C. C., Chang, C. C., Chen, S. L. (2012). Dynamic test strategy for diagnosing a heat pipe cooling module. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, 494–503.
31. Zhou, W., Xie, P., Li, Y., Yan, Y., Li, B. (2017). Thermal performance of ultra-thin flattened heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 117, 773-781.
32. Loh, C.K., Harris, E., Chou, D.J. (2005). *Comparative study of heat pipes performances in different orientations*. Semiconductor Thermal Measurement and Management IEEE Twenty First Annual IEEE Symposium, 8402976,1-5.
33. İnternet: CELSIA. (2019). Heat Pipe Performance Calculator. URL: <https://celsiainc.com/heat-pipe-performance-calculator/>, Son Erişim Tarihi: 04.05.2019.
34. İnternet: CELSIA. (2019). Heat Pipe Design Considerations. URL: <https://celsiainc.com/blog-heat-pipe-design-considerations-pt-1/>, Son Erişim Tarihi: 04.05.2019.
35. Özsunar, A., Başkaya, Ş., Sivrioğlu, M. (2000). Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalda Laminar Karışık Konveksiyon Şartlarındaki Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 15(2), 71-86.
36. Mahdavi, M., Tiari, S., De Schampheleire, S., Qiu, S. (2018). Experimental study of the thermal characteristics of a heat pipe. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 93, 292-304.

EKLER

EK-1. TEC parametrik çalışma tablosu ve sonuçları

Akım (A)	Fan Debi (cfm)	Yonga-1 Sıcaklık (°C)	Yonga-2 Sıcaklık (°C)	TEC-1 Th Sıcaklık (°C)	TEC-1 Tc Sıcaklık (°C)	TEC-2 Th Sıcaklık (°C)	TEC-2 Tc Sıcaklık (°C)	Isı Alıcısı-1 Sıcaklık (°C)	Isı Alıcısı-2 Sıcaklık (°C)	BDK Sıcaklık (°C)
1	22	78,92	77,94	36,90	34,80	36,69	34,00	36,40	36,20	57,71
1	20	79,33	78,33	37,39	35,29	37,16	34,38	36,89	36,67	58,12
1	18	79,79	78,75	37,94	35,85	37,70	34,81	37,44	37,21	58,57
1	16	80,34	79,28	38,59	36,50	38,33	35,33	38,09	37,85	59,11
1	14	81,02	79,93	39,42	37,28	39,12	35,97	38,92	38,63	59,79
1	12	81,89	80,76	40,49	38,24	40,14	36,81	39,99	39,66	60,65
1,5	22	73,32	72,33	41,81	28,90	41,57	27,54	41,11	40,88	53,91
1,5	20	73,74	72,72	42,50	29,37	42,24	28,05	41,80	41,55	54,31
1,5	18	74,20	73,16	43,27	29,91	43,00	28,67	42,56	42,31	54,75
1,5	16	74,76	73,70	44,19	30,55	43,89	29,43	43,48	43,20	55,28
1,5	14	75,47	74,37	45,36	31,34	45,00	30,41	44,65	44,30	55,95
1,5	12	76,39	75,25	46,88	32,36	46,44	31,71	46,17	45,75	56,83
2	22	69,60	68,55	48,09	25,27	47,76	24,54	47,12	46,81	51,40
2	20	70,08	69,02	49,03	25,75	48,70	25,13	48,06	47,75	51,85
2	18	70,60	69,51	50,10	26,35	49,76	25,82	49,13	48,81	52,32
2	16	71,23	70,11	51,39	27,08	51,01	26,67	50,42	50,06	52,90
2	14	72,04	70,87	53,03	28,00	52,56	27,76	52,06	51,61	53,63
2	12	73,10	71,88	55,18	29,22	54,60	29,23	54,21	53,65	54,60
2,5	22	67,67	66,56	55,89	23,62	55,51	23,28	54,60	54,24	50,18
2,5	20	68,23	67,08	57,23	24,28	56,79	23,97	55,93	55,52	50,67
2,5	18	68,85	67,67	58,71	25,04	58,26	24,81	57,41	56,99	51,22
2,5	16	69,62	68,40	60,50	25,96	60,01	25,84	59,20	58,73	51,89
2,5	14	70,61	69,33	62,81	27,16	62,17	27,19	61,50	60,89	52,76
2,5	12	71,92	70,57	65,84	28,76	65,04	29,02	64,52	63,74	53,92
3	22	67,52	66,29	65,70	24,20	65,18	23,77	64,00	63,51	50,20
3	20	68,24	66,96	67,54	25,10	66,95	24,67	65,84	65,27	50,81
3	18	69,05	67,72	69,60	26,14	68,99	25,78	67,88	67,29	51,49
3	16	70,04	68,67	72,10	27,43	71,42	27,14	70,37	69,71	52,35
3	14	71,34	69,88	75,33	29,10	74,44	28,93	73,59	72,72	53,46
3	12	73,09	71,53	79,62	31,37	78,48	31,38	77,86	76,75	54,96
3,5	22	69,53	68,12	78,19	27,43	77,47	26,41	75,97	75,28	51,74
3,5	20	70,52	69,03	80,75	28,74	79,91	27,67	78,52	77,71	52,56
3,5	18	71,64	70,09	83,62	30,28	82,75	29,23	81,37	80,53	53,48
3,5	16	73,04	71,41	87,15	32,19	86,17	31,16	84,87	83,92	54,65
3,5	14	74,88	73,12	91,74	34,69	90,45	33,71	89,44	88,17	56,19
3,5	12	77,41	75,49	97,91	38,13	96,24	37,25	95,56	93,92	58,31

EK-1. (devam) TEC parametrik çalışma tablosu ve sonuçları

Akım (A)	Fan Debi (cfm)	Yonga-1 Sıcaklık (°C)	Yonga-2 Sıcaklık (°C)	TEC-1 Th Sıcaklık (°C)	TEC-1 Tc Sıcaklık (°C)	TEC-2 Th Sıcaklık (°C)	TEC-2 Tc Sıcaklık (°C)	Isı Alıcısı-1 Sıcaklık (°C)	Isı Alıcısı-2 Sıcaklık (°C)	BDK Sıcaklık (°C)
4	22	74,66	72,94	94,64	34,50	93,59	32,19	91,74	90,72	55,48
4	20	76,16	74,32	98,29	36,56	97,06	34,11	95,35	94,16	56,69
4	18	77,88	75,95	102,42	39,03	101,12	36,48	99,44	98,18	58,08
4	16	80,06	78,00	107,54	42,13	106,06	39,47	104,52	103,07	59,85
4	14	83,02	80,71	114,31	46,29	112,35	43,45	111,23	109,30	62,25
4	12	87,22	84,60	123,59	52,15	120,99	49,13	120,41	117,86	65,67

EK-2. Isı borusu parametrik çalışma tablosu ve sonuçları

Isı Borusu uzunluğu (mm)	Isı İletkenlik ($k=W/mK$)	Fan Debi (cfm)	Yonga-1 Sıcaklık (°C)	Yonga-2 Sıcaklık (°C)	Isı Borusu-1 Tyoğ Sıcaklık (°C)	Isı Borusu-1 Tbuh Sıcaklık (°C)	Isı Borusu-2 Tyoğ Sıcaklık (°C)	Isı Borusu-2 Tbuh Sıcaklık (°C)	Isı Alıcısı-1 Sıcaklık (°C)	Isı Alıcısı-2 Sıcaklık (°C)	BDK Sıcaklık (°C)
144	2e4	22	76,81	78,02	30,79	32,12	33,48	34,50	30,55	33,28	57,32
144	2e4	20	77,12	78,46	31,06	32,40	33,94	34,95	30,81	33,74	57,74
144	2e4	18	77,47	78,98	31,36	32,72	34,49	35,51	31,12	34,30	58,24
144	2e4	16	77,89	79,59	31,74	33,10	35,13	36,14	31,49	34,93	58,82
144	2e4	14	78,40	80,32	32,20	33,58	35,90	36,90	31,95	35,70	59,51
144	2e4	12	79,04	81,21	32,80	34,19	36,85	37,84	32,54	36,66	60,34
144	3e4	22	76,55	77,84	30,78	31,75	33,49	34,26	30,61	33,36	57,17
144	3e4	20	76,85	78,28	31,04	32,02	33,95	34,72	30,87	33,82	57,59
144	3e4	18	77,20	78,81	31,35	32,34	34,51	35,28	31,18	34,37	58,09
144	3e4	16	77,62	79,41	31,72	32,73	35,14	35,91	31,55	35,01	58,67
144	3e4	14	78,13	80,13	32,19	33,20	35,91	36,67	32,01	35,77	59,35
144	3e4	12	78,77	81,02	32,79	33,81	36,86	37,62	32,61	36,73	60,18
144	4e4	22	76,42	77,74	30,78	31,56	33,50	34,14	30,64	33,39	57,10
144	4e4	20	76,72	78,18	31,04	31,83	33,96	34,60	30,91	33,85	57,51
144	4e4	18	77,06	78,71	31,34	32,15	34,51	35,15	31,21	34,41	58,01
144	4e4	16	77,48	79,31	31,72	32,53	35,15	35,79	31,58	35,04	58,59
144	4e4	14	77,99	80,04	32,18	33,01	35,92	36,55	32,04	35,81	59,27
144	4e4	12	78,63	80,93	32,78	33,62	36,87	37,50	32,64	36,76	60,10
144	5e4	22	76,34	77,69	30,77	31,45	33,50	34,07	30,66	33,41	57,05
144	5e4	20	76,63	78,13	31,03	31,72	33,96	34,53	30,92	33,88	57,47
144	5e4	18	76,98	78,65	31,34	32,04	34,52	35,08	31,25	34,47	57,97
144	5e4	16	77,40	79,26	31,71	32,42	35,15	35,72	31,65	35,06	58,54
144	5e4	14	77,90	79,99	32,18	32,90	35,93	36,49	32,06	35,84	59,22
144	5e4	12	78,54	80,87	32,78	33,51	36,88	37,43	32,66	36,79	60,05
184	2e4	22	77,01	78,97	30,64	32,29	34,52	35,66	30,42	34,38	58,03
184	2e4	20	77,33	79,43	30,90	32,58	35,00	36,14	30,68	34,85	58,47
184	2e4	18	77,70	80,03	31,22	32,92	35,65	36,77	31,00	35,50	59,02
184	2e4	16	78,14	80,66	31,61	33,32	36,31	37,44	31,38	36,17	59,63
184	2e4	14	78,68	81,44	32,09	33,82	37,14	38,26	31,86	37,00	60,36
184	2e4	12	79,36	82,41	32,72	34,47	38,19	39,30	32,48	38,05	61,27
184	3e4	22	76,71	78,79	30,67	31,87	34,59	35,43	30,51	34,49	57,88
184	3e4	20	77,02	79,24	30,93	32,15	35,07	35,91	30,78	34,96	58,31
184	3e4	18	77,38	79,81	31,25	32,48	35,67	36,51	31,09	35,57	58,84
184	3e4	16	77,83	80,48	31,64	32,88	36,38	37,22	31,48	36,28	59,47
184	3e4	14	78,36	81,25	32,12	33,38	37,21	38,04	31,96	37,11	60,20
184	3e4	12	79,04	82,23	32,75	34,02	38,26	39,07	32,59	38,16	61,10

EK-2. (devam) Isı borusu parametrik çalışma tablosu ve sonuçları

Isı Borusu uzunluğu (mm)	Isı İletkenlik ($k=W/mK$)	Fan Debi (cfm)	Yonga-1 Sıcaklık (°C)	Yonga-2 Sıcaklık (°C)	Isı Borusu-1 Tyoğ Sıcaklık (°C)	Isı Borusu-1 Tbuh Sıcaklık (°C)	Isı Borusu-2 Tyoğ Sıcaklık (°C)	Isı Borusu-2 Tbuh Sıcaklık (°C)	Isı Alıcısı-1 Sıcaklık (°C)	Isı Alıcısı-2 Sıcaklık (°C)	BDK Sıcaklık (°C)
184	4e4	22	76,55	78,70	30,68	31,65	34,63	35,32	30,56	34,55	57,80
184	4e4	20	76,86	79,15	30,95	31,93	35,10	35,79	30,83	35,02	58,23
184	4e4	18	77,23	79,75	31,27	32,26	35,75	36,44	31,15	35,67	58,79
184	4e4	16	77,66	80,39	31,66	32,66	36,42	37,11	31,53	36,34	59,39
184	4e4	14	78,19	81,16	32,14	33,15	37,25	37,93	32,01	37,17	60,11
184	4e4	12	78,87	82,14	32,77	33,80	38,30	38,97	32,64	38,22	61,02
184	5e4	22	76,46	78,64	30,69	31,52	34,65	35,25	30,59	34,58	57,75
184	5e4	20	76,76	79,09	30,96	31,80	35,12	35,72	30,86	35,06	58,18
184	5e4	18	77,12	79,66	31,28	32,13	35,73	36,32	31,17	35,66	58,71
184	5e4	16	77,56	80,32	31,66	32,53	36,44	37,03	31,56	36,37	59,33
184	5e4	14	78,10	81,14	32,15	33,03	37,32	37,91	32,04	37,26	60,09
184	5e4	12	78,76	82,02	32,77	33,66	38,24	38,83	32,66	38,18	60,93

EK-3. Yonga teknik özellikleri

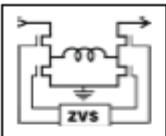


P036F048T12AL


PRM™ Regulator

- 36 V input V-I Chip™ PRM
- Vin range 18 – 60 Vdc
- High density – 407 W/in³
- Small footprint – 1.1 in²
- Low weight – 0.5 oz (15 g)

- Adaptive Loop feedback
- ZVS buck-boost regulator
- 1.35 MHz switching frequency
- 95% Efficiency
- 125°C operation (Tj)



Vin = 18 – 60 Vdc
Vr = 26 – 55 Vdc
Pr = 120 W
Ir = 2.5 A



Product Description

The V-I Chip Regulator is a very efficient non-isolated regulator capable of both boosting and bucking a wide range input voltage. It is specifically designed to provide a controlled Factorized Bus distribution voltage for powering downstream VTM™ Transformer — fast, efficient, isolated, low noise Point-of-Load (POL) converters. In combination, PRMs and VTMs form a complete DC-DC converter subsystem offering all of the unique benefits of Vior's Factorized Power Architecture™ (FPA)™: high density and efficiency; low noise operation; architectural flexibility; extremely fast transient response; and elimination of bulk capacitance at the Point-of-Load (POL).

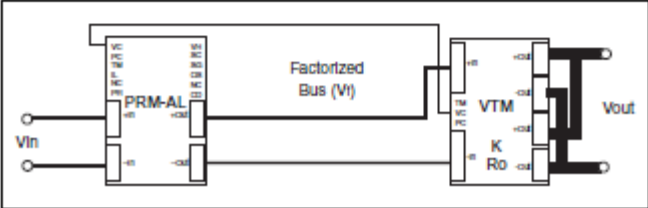
In FPA systems, the POL voltage is the product of the Factorized Bus voltage delivered by the PRM and the "K-factor" (the fixed voltage transformation ratio) of a downstream VTM. The PRM controls the Factorized Bus voltage to provide regulation at the POL. Because VTMs perform true voltage division and current multiplication, the Factorized Bus voltage may be set to a value that is substantially higher than the bus voltages typically found in "intermediate bus" systems, reducing distribution losses and enabling use of narrower distribution bus traces. A PRM-VTM chip set can provide up to 100 A, or 115 W at a FPA system density of 169 A/in³, or 195 W/in³ — and because the PRM can be located, or "factorized," remotely from the POL, these power densities can be effectively doubled.

The PRM described in this data sheet features a unique "Adaptive Loop" compensation feedback: a single wire alternative to traditional remote sensing and feedback loops that enables precise control of an isolated POL voltage without the need for either a direct connection to the load or for noise sensitive, bandwidth limiting, isolation devices in the feedback path.

Absolute Maximum Ratings

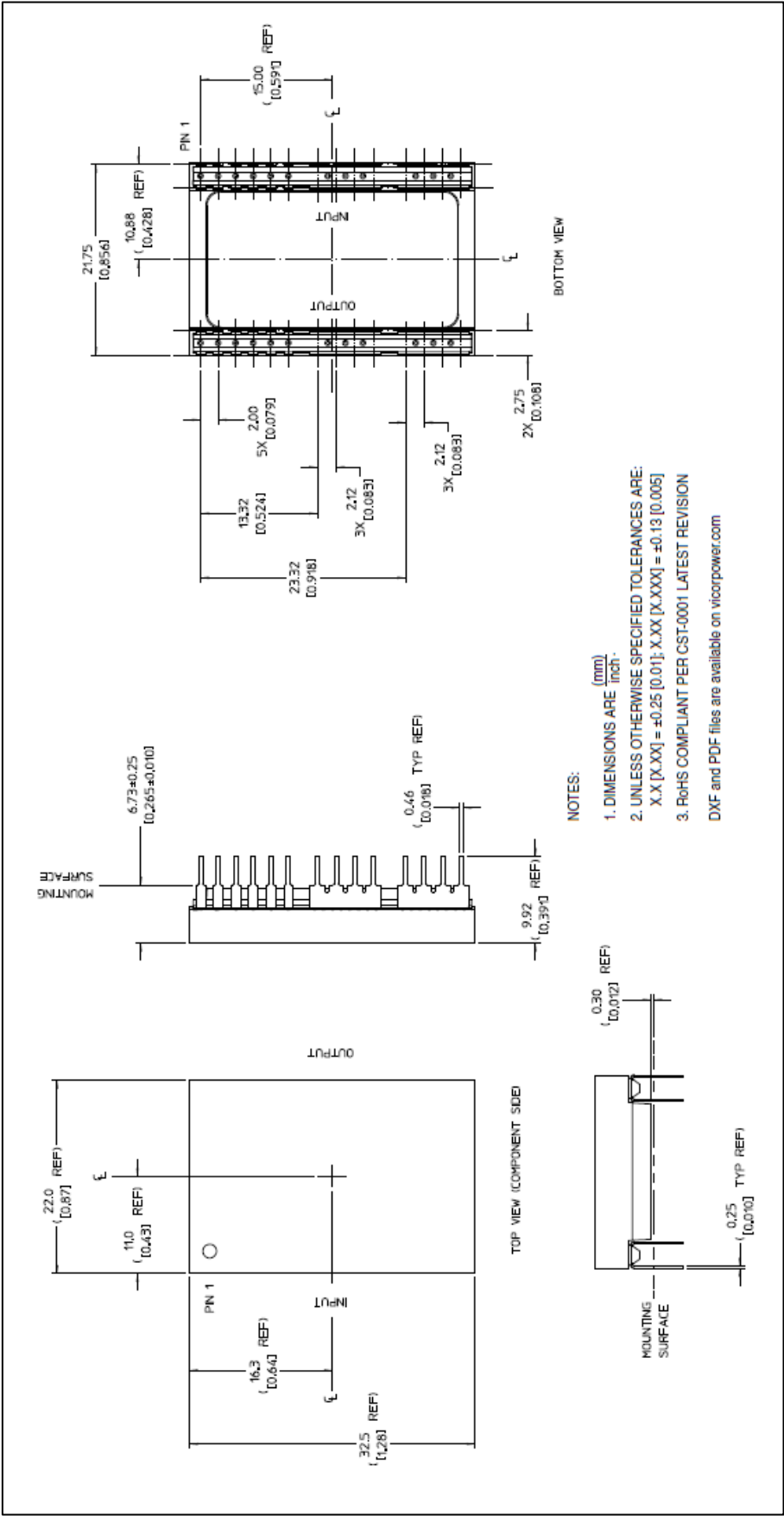
Parameter	Values	Unit	Notes
+In to -In	-1.0 to 85.0	Vdc	
PC to -In	-0.3 to 6.0	Vdc	
PR to -In	-0.3 to 9.0	Vdc	
IL to -In	-0.3 to 6.0	Vdc	
VC to -In	-0.3 to 18.0	Vdc	
+Out to -Out	-0.3 to 59	Vdc	
SC to -Out	-0.3 to 3.0	Vdc	
VH to -Out	-0.3 to 9.5	Vdc	
OS to -Out	-0.3 to 9.0	Vdc	
CD to -Out	-0.3 to 9.0	Vdc	
SG to -Out	100	mA	
Continuous output current	2.5	Adc	
Continuous output power	120	W	
Case temperature during reflow	225	°C	MSL 5
	245	°C	MSL 6
Operating junction temperature	-40 to 125	°C	T-Grade
Storage temperature	-40 to 125	°C	T-Grade

DC-DC Converter



The P036F048T12AL is used with any 048 input series VTM to provide a regulated and isolated output.

EK-4. Yonga boyutları



EK-5. Fan teknik özellikleri ve boyutları

Max. 38 m³/h



DC axial fans

40 x 28 mm

- Material:

Housing: GFR[®] (PBT)
Impeller: GFR[®] (PA)

- Direction of air flow:

Exhaust over struts

- Direction of rotation:

Counterclockwise,
looking towards rotor

- Connection:

Via single wires AWG 28,
UL 100-1

- Weight:

45 g

- Possible special versions:

(See chapter DC fans - specials)

- Speed signal

- Go / NoGo alarm

- External temperature sensor

- PWM control input

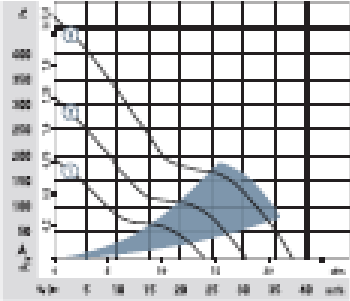
- Moisture protection

- Salt spray protection

1/1 View/Rev. rev.001/001

Series 420 J															
Nominal data		Air flow	Air flow	Nominal voltage	Voltage range	Rated pressure level	Rated pressure level	Static pressure at max. air flow	Power consumption	Max. air speed	Temperature range	Service life L ₁₀ (at 70 °C ambient temperature)	Service life L ₅₀ (at 70 °C ambient temperature)	Life expect. time (at 70 °C ambient temperature)	Class
Type	m³/h	cfm	VDC	VDC	dB(A)	dB(A)	Pa	Watts	rpm	°C	Hours	Hours	Hours		
422 JM	24	14.2	12	8...13.8	42	5.5	■	2.4	11 400	-20...+70	75 000 / 37 500	127 500	①		
422 JN	31	18.3	12	8...13.8	48	6.0	■	4.1	14 250	-20...+70	67 500 / 33 750	115 000	②		
422 JH	38	22.4	12	8...13.8	54	6.6	■	6.9	17 250	-20...+70	60 000 / 30 000	102 500	③		
424 JM	24	14.2	24	16...28	42	5.5	■	2.7	11 400	-20...+70	75 000 / 37 500	127 500	①		
424 JN	31	18.3	24	16...28	48	6.0	■	4.3	14 250	-20...+70	67 500 / 33 750	115 000	②		
424 JH	38	22.4	24	16...28.4	54	6.6	■	6.9	17 250	-20...+65	60 000 / 30 000	102 500	③		

Single Wire Design

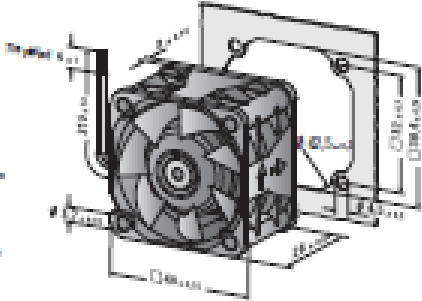


As per EN60335-1 and EN60335-2-100, the fan is not intended for use in enclosed spaces with a volume of less than 10 m³. The fan is not intended for use in enclosed spaces with a volume of less than 10 m³. The fan is not intended for use in enclosed spaces with a volume of less than 10 m³.

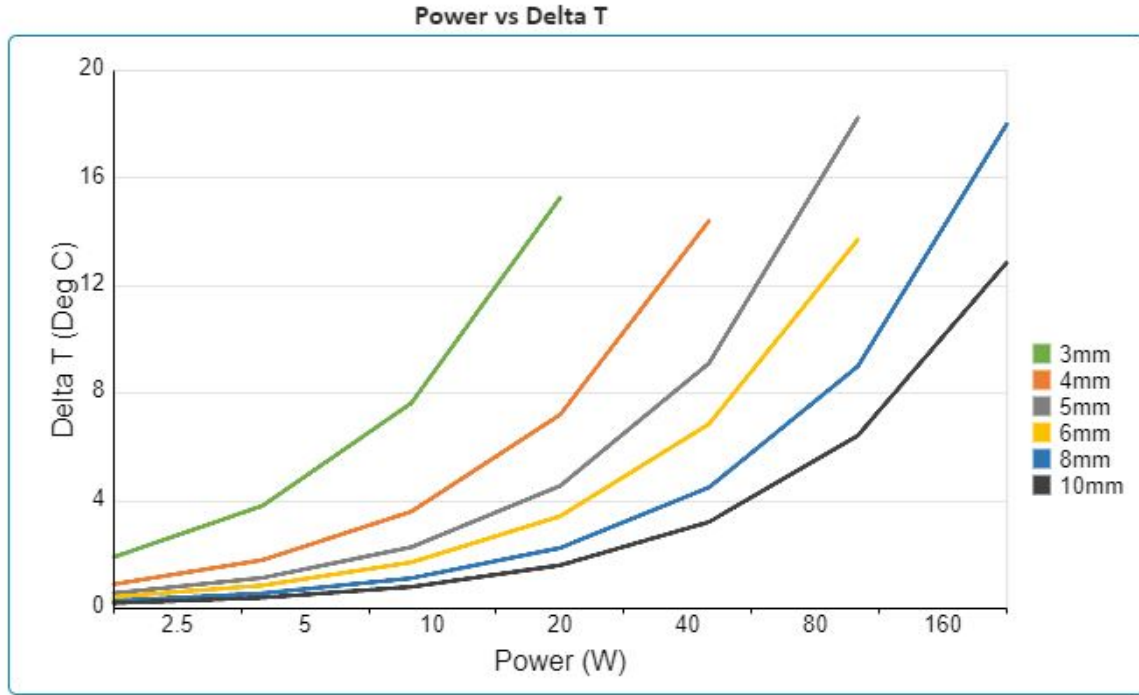
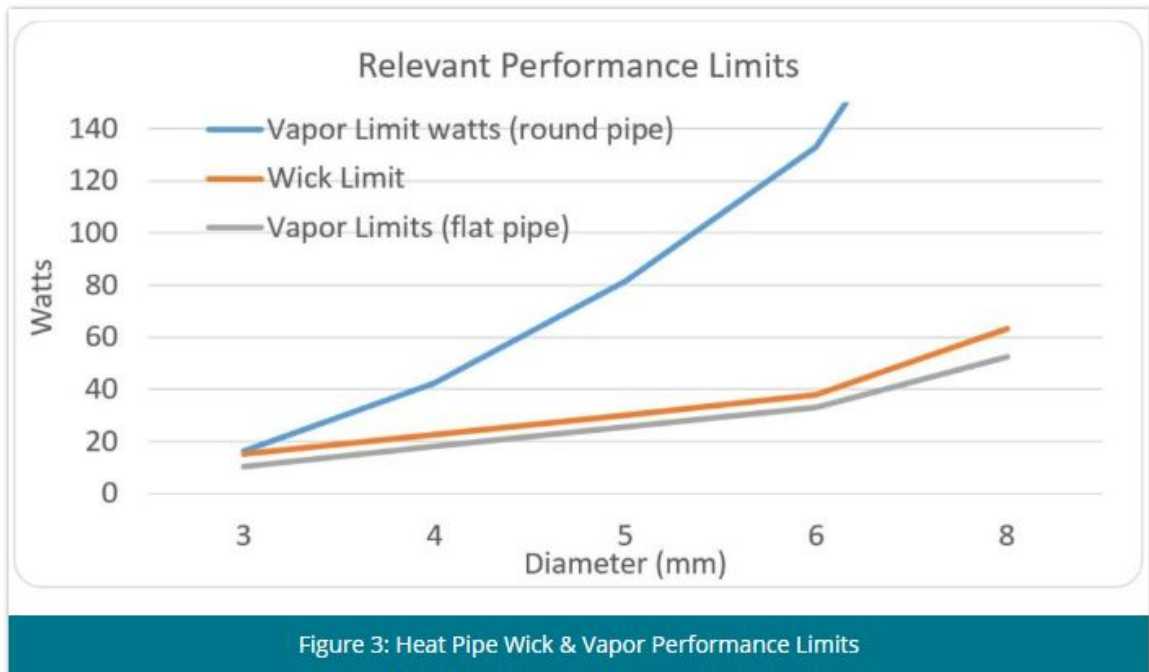
The data given for the fan is only valid under the specified operating conditions and only after depending on the specified conditions.

In the event of deviation from the specified conditions, the fan must be used in accordance with the specified conditions.

For detailed information see the fan's data sheet.



EK-6. Isı borusu performans parametreleri

Şekil 6.1. Isı borusu ölçülerine göre soğutma gücü ve sıcaklık farkı ($T_{\text{yoğ}} - T_{\text{buh}}$) grafiği [33]

Şekil 6.2. Isı borusu ölçülerine göre soğutucu akışkan buharı performansı grafiği [34]

EK-7. Ekran alıntısı

Printed circuit boards [pcb]

Info | Geometry | Properties | Notes

Pcb type: Compact

Rack specification

Number in rack: 1

Rack spacing: 0.2 m

Radiation

☐ Low side Edit

☐ High side Edit

Thermal specification

Total power: 0.0 W

Substrate Thickness: 2.0 mm

Substrate Material: FR-4

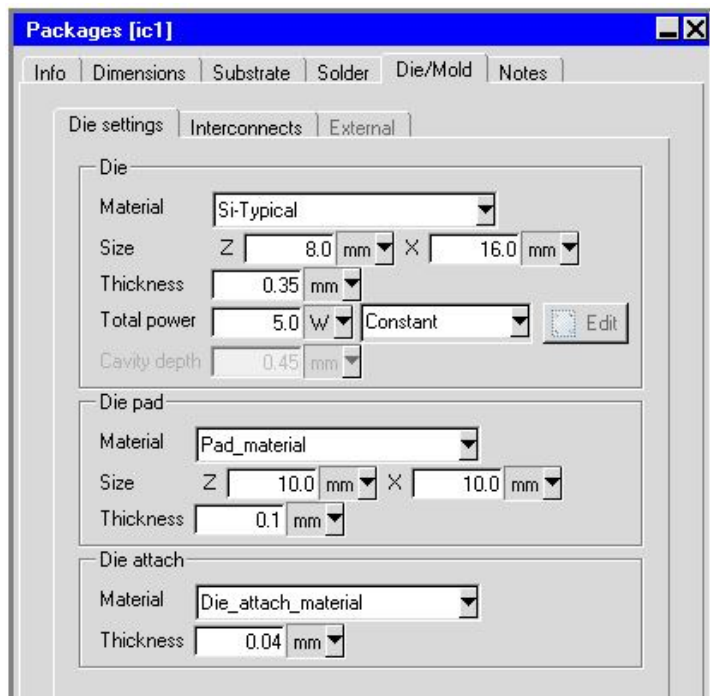
Trace layer type: ☒ Simple ☐ Detailed

Trace layer parameters

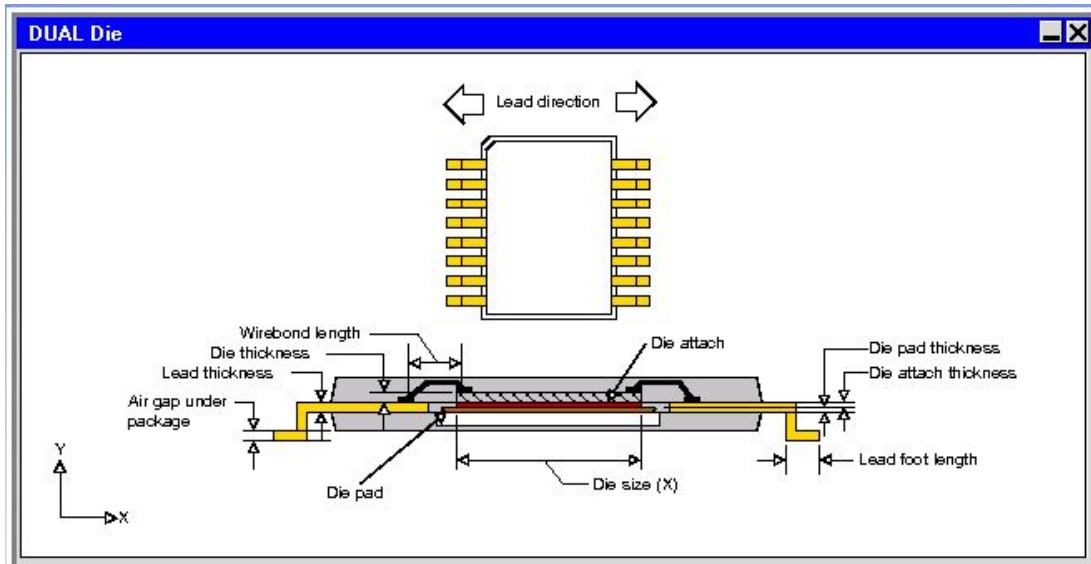
High surface thickness	35.0	microns	% coverage	20
Low surface thickness	35.0	microns	% coverage	20
Internal layer thickness	70.0	microns	% coverage	60
Number of internal layers	6			
Trace Material	Cu-Pure			
Effective conductivity (plane) =	51.8542 W/m-K			
Effective conductivity (normal) =	0.463286 W/m-K			

Resim 7.1. Programa girilen baskı devre kartı özellikleri ve sayısal değerleri

EK-7. (devam) Ekran alıntısı



Resim 7.2. Yongalara ait sayısal değerler



Şekil 7.3. Yongaların Ansys-Icepak programında şematik gösterimi

EK-7. (devam) Ekran alıntısı

Run TEC (Specify I and calculate T or Specify T and calculate I)

Material properties (temperature dependent $f(T)=a_0 + a_1*T + a_2*T^2 + a_3*T^3$)

☒ Specify material properties ☐ Use Laird properties

Coefficients

	a0	a1	a2	a3
Seebeck coefficient (V/K)	-2.0185E-5	1.1425E-6	-1.2919E-9	0.0
Electrical resistivity (ohm-cm)	2.5162E-5	1.2175E-6	7.0104E-9	0.0
Thermal conductivity (w/cm-K)	4.0986E-2	-1.5085E-4	2.0708E-7	0.0

tec running mode

☒ Specify I and calculate T ☐ Specify T and calculate I

TEC objects list

coldside_obj	hotside_obj	element_obj	Operating Current (A)	Desired Tc (C)	G-factor (cm)	# of TEC Couples
tec-cold.1	tec-hot.1	tec-solid.1	1	0.0	0.07575	31
tec-cold.2	tec-hot.2	tec-solid.2	1	0.0	0.07575	31

Update Current Interval

Şekil 7.4. Termoelektrik soğutucu çalışma değerleri

Thermoelectric Cooler Creation

Plane

Dimensions

XStart mm Length: mm

YStart mm Width: mm

ZStart mm Thickness: mm

Cold side

☒ low side ☐ high side

Operating parameter

Electric Current: Amp

Geometric parameters

Number of couples

T.E. element height: m

T.E. element pitch: m

T.E. element area/height: m

Ceramic based thickness: m

Material properties

Element material

Base material

Şekil 7.5. Termoelektrik soğutucu boyutları

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÇELİK, Gökhan
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 06.07.1981, Ankara
Medeni hali : Evli
e-mail : gkhnc1k81@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makine Mühendisliği	Devam Ediyor
Lisans	Gaziantep Üniversitesi / Makine Mühendisliği	2007
Lise	İçel Anadolu Öğretmen Lisesi	2000

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2010-Halen	ASELSAN A.Ş.	Kalite Mühendisi
2009-2010	Türk Telekom A.Ş.	Bakım Mühendisi
2007-2008	SÜTAŞ A.Ş.	Bakım Mühendisi

Yabancı Dil

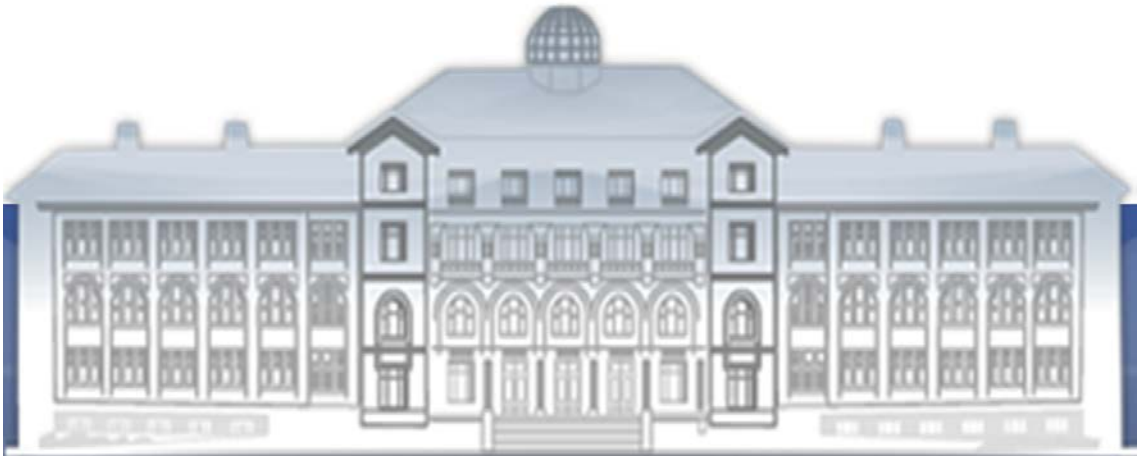
İngilizce

Yayınlar

-

Hobiler

Yüzme, Yan Flüt, Klarnet, Model KİT



GAZİ GELECEKTİR..