

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL KONVEKSİYON ALTINDA PROFİL ISI ALICININ
YAPISAL OPTİMİZASYONU

MİKAİL TAŞTAN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE
2022

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL KONVEKSİYON ALTINDA
PROFİL ISI ALICININ YAPISAL
OPTİMİZASYONU

MİKAİL TAŞTAN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
DR. ÖĞRETİM ÜYESİ SEDAT TOKGÖZ

GEBZE
2022

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

**STRUCTURAL OPTIMIZATION OF THE
PROFILE HEAT SINK UNDER NATURAL
CONVECTION**

MİKAİL TAŞTAN

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

**THESIS SUPERVISOR
ASSIST. PROF. DR. SEDAT TOKGÖZ**

**GEBZE
2022**

GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ	YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU
----------------------------------	--------------------------------------

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 27/01/2022 tarih ve 2022/05 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 28/04/2022 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Mikail TAŞTAN'ın tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : DR. ÖĞR. ÜYESİ SEDAT TOKGÖZ

ÜYE

: DR. ÖĞR. ÜYESİ RECEP ÖNLER

ÜYE

: DOÇ. DR. EMRECAN SÖYLEMEZ

ONAY

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

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

Son zamanlarda, teknolojinin gelişmesiyle elektronik cihazların boyutu küçülmüş ve beklenen performans artmıştır. Bu değişiklik cihazların daha yüksek ısı yoğunluğu altında çalışmasına ve ömrünün kısılmasına ya da arızalanmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle bu durumu engellemek için etkili bir ısı alıcı tasarımı gerekmektedir. Meta-sezgisel optimizasyon algoritmaları birçok farklı alanda optimizasyon probleminde kullanılmaktadır.

Bu tez çalışmasında, çeşitli dizayn parametreleri (kanat genişliği, taban yüksekliği, kanat sayısı) dikkate alınarak termal performansın iyileştirilmesi için optimum tasarıma sahip bir profil ısı alıcının elde edilmesi amaçlanmaktadır. Birinci aşamada, tam faktöriyel tasarım çerçevesinde çeşitli topolojilere (kanat sayısı, taban yüksekliği, kanat yüksekliği, kütle vb.) sahip ısı alıcıların 3 boyutlu katı modellemesi oluşturularak iki farklı durum için termal analizleri sonlu elamanlar analizi ile yapılmıştır. İkinci aşamada, dizayn parametreleri ile maksimum sıcaklık ve ağırlık arasındaki ilişki varyans analizi (Anova) kullanılarak incelenmiş ve matematiksel modeller oluşturulmuştur. Üçüncü aşamada, oluşturulan matematiksel modellerin optimizasyonu meta-sezgisel optimizasyon yöntemlerinden Sıralı Seçkin Bastırılama Genetik Algoritma (SSBGA II), Bozkurt Optimizasyon (BO) Algoritması ve Yusufçuk Optimizasyon (YO) Algoritması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sonuçları içerisinde rastgele seçilen değer için doğrulama çalışması yapılmıştır. Aynı zamanda ısı kaynağı ve kanat yüksekliği parametrelerinin termal performans üzerine etkisinin incelenmesi için termal analizleri yapılmıştır. Elde edilen değerler ile öncelikle ısı alıcısı sisteminin performansı üzerinde direk etkisi olan tasarım parametreleri belirlenmiş ve bu parametrelerin etkileri, parametreler tek tek ele alınarak incelenmiştir. Ayrıca optimizasyon algoritmalarından elde edilen sonuçlar doğrulama analiz sonuçları ile karşılaştırılarak, ısı kaynağı ve kanat yüksekliğinin termal performansa etkisinin değerlendirilmesi yapılmış ve sonuçlar sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Meta-sezgisel optimizasyon algoritma, Isı alıcı, Yapısal optimizasyon.

SUMMARY

Recently, with the development of technology, the size of electronic devices has shrunk and the expected performance has increased. This change causes the devices to operate under higher heat density and shorten their lifespan or malfunction. Therefore, an effective heat sink design is required to prevent this situation. Meta-heuristic optimization algorithms are used in optimization problems in many different areas.

In this thesis, it is aimed to obtain a profile heat sink with optimum design for improving thermal performance by considering various design parameters (wing width, base height, number of fins). In the first stage, 3D solid modeling of coolers with various topologies (number of fins, base height, fin height, mass, etc.) was created within the framework of full factorial design, and thermal analyzes for two different cases were made with finite element analysis. In the second stage, the relationship between the design parameters and the maximum temperature and weight was examined using analysis of variance (Anova) and mathematical models were created. In the third stage, the optimization of the created mathematical models was carried out using the Sequential Suppressible Genetic Algorithm (SSBGA II), Grey Wolf Optimization (BO) Algorithm and Dragonfly Optimization (YO) Algorithm, which are meta-heuristic optimization methods. A validation study was performed for the randomly selected value among the optimization results. At the same time, thermal analyzes were carried out to examine the effects of heat source and fin height parameters on thermal performance. In addition, the results obtained from the optimization algorithms were compared with the results of the validation analysis, the effect of the heat source and fin height on the thermal performance was evaluated and the results were presented.

Key Words: Meta-heuristic optimization algorithm, Heat sink, Structural optimization.

TEŞEKKÜR

Bu tezi yazmamda bana yol gösteren ve yardım eden danışmanım Dr. Öğretim Üyesi Sedat TOKGÖZ ve Dr. Öğretim Üyesi Recep ÖNLER,

Ve bugünlere gelebilmemde büyük emeği geçen ve manevi desteklerini hiç esirgemeyen eşime en içten teşekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
TABLolar DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı	4
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1. Optimizasyon	10
2.1.1. Yapısal Optimizasyon	14
2.1.1.1. Boyut Optimizasyonu	16
2.1.1.2. Şekil Optimizasyonu	16
2.1.1.3. Topoloji Optimizasyonu	17
2.1.2. Sezgisel Optimizasyon Algoritmaları	20
2.1.2.1. Genetik Algoritma (GA)	21
2.1.2.2. Yusufçuk Optimizasyonu (YO) Algoritması	24
2.1.2.3. Bozkurt Optimizasyonu (BO) Algoritması	27
2.2. Isı Transfer Mekanizmaları	32
2.2.1. İletimle (Kondüksiyonla) Isı Transferi	33
2.2.2. Taşınım (Konveksiyonla) Isı Transferi	35
2.2.3. Işınım (Radyasyonla) Isı Transferi	37
3. FİZİKSEL MODEL ve TERMAL ANALİZ	39
3.1. Problemin Tanımlanması	39

3.2. Fiziksel Model Tasarımları	40
3.3. Sınır Şartları ve Kabuller	42
3.4. Termal Analiz	44
3.5. Termal Analiz Sonuçları	46
3.6. Regresyon Analizi	61
4. OPTİMİZASYON ve DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI	70
4.1. Optimizasyon Çalışması	70
4.1.1. Dizayn Parametreleri	70
4.1.2. Amaç Fonksiyonu	71
4.1.3. Optimizasyon Sonuçları	72
4.2. Doğrulama Çalışması	77
4.2.1. Isı kaynağının Termal Performansa Etkisi	79
4.2.2. Kanat Yüksekliğinin Termal Performansa Etkisi	80
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	82
KAYNAKLAR	84
ÖZGEÇMİŞ	88

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler ve Açıklamalar

Kısaltmalar

C_p	: Özgül ağırlık
μ	: Dinamik vizkozite
k	: Isı iletim katsayısı
ε	: Yayma oranı
d	: Kanat genişliği
ρ	: Yoğunluk
Ra	: Rayleigh sayısı
g	: Gram
P	: Taban yüksekliği
h	: Isı taşınım katsayısı
A	: Alan
n	: Kanat sayısı
kg	: Kilogram
W	: Isı alıcı uzunluğu
mm	: Milimetre
H	: Isı alıcı yüksekliği
m	: Metre
L	: Isı alıcı genişliği
T_{max}	: Maksimum Sıcaklık
J	: Joule
K	: Kelvin
BO	: Bozkurt optimizasyonu
GA	: Genetik algoritma
maks	: Maksimum
min	: Minimum
NSGA-II	: Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II
PSO	: Parçacık sürü optimizasyonu
SIMP	: Solid isotropic material (microstructure) with penalization
sn	: Saniye

SSBGA II : Sıralı Seçkin Bastırılmayan Genetik Algoritma
YO : Yusufçuk optimizasyonu



ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>
1.1: Isı alıcı.	2
2.1: Yatay konumlandırılmış deney düzeneği.	6
2.2: Parçacık sürü optimizasyon sonucu.	8
2.3: Kanatçıklı ısı alıcı görseli.	9
2.4: Amaç fonksiyonun minimum ve maksimum noktası.	11
2.5: Optimizasyonun temel bileşenleri.	12
2.6: Pareto-optimal cephe örneği.	13
2.7: Tasarımda optimizasyon döngüsü.	16
2.8: Boyut Optimizasyonu.	16
2.9: Şekil Optimizasyonu.	17
2.10: Topoloji Optimizasyonu.	17
2.11: Tasarım alanı ve sınır koşulları.	18
2.12: Genetik Algoritma Akış Şeması.	22
2.13: NSGA-II prosedürü.	24
2.14: Bireylerin sürü içerisindeki beş temel faktörü.	25
2.15: BO algoritmasında sosyal hiyerarşi.	28
2.16: Bozkurt avlanma davranışı: A) Avın kovalanması, yakınlığı ve izleri; B-D) İzleme, taciz ve kuşatma; E) Saldırı.	28
2.17: 2D (a) ve 3D (b) uzayında pozisyon vektörleri ve olası bir sonraki konumları.	29
2.18: Bozkurtların avlanma stratejisi.	31
2.19: Ava saldırma ve av için arayış.	31
2.20: Bozkurt optimizasyon algoritmasının akış diyagramı.	32
2.21: Tek yönlü ısı iletimi.	34
2.22: Taşınım ile ısı iletimi.	35
2.23: Konveksiyonla ısı transfer süreci.	36
2.24: Bir yüzey ve çevresindeki ortam arasındaki ışıınım ile ısı transferi.	37
3.1: Isı alıcı sisteminin şematik gösterimi a) 1. Durum, b) 2. Durum.	39
3.2: Tasarlanan ısı alıcısı görseli.	41
3.3: 1, 4 ve 11 no'lu tasarımın geometrik ölçüleri.	42

3.4:	Sistemin ısı transfer türleri a) 1. Durum, b) 2. Durum.	43
3.5:	Çözüm açısından bağımsızlık analizi sonuçları.	45
3.6:	Termal analiz akış diyagramı.	46
3.7:	1 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	47
3.8:	2 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	47
3.9:	3 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	48
3.10:	4 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b)2. Durum.	48
3.11:	5 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	49
3.12:	6 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	49
3.13:	7 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	50
3.14:	8 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	50
3.15:	9 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	51
3.16:	10 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	51
3.17:	11 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	52
3.18:	12 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	52
3.19:	13 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	53
3.20:	14 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	53
3.21:	15 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	54
3.22:	16 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	54
3.23:	17 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	55
3.24:	18 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	55
3.25:	19 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	56
3.26:	20 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	56
3.27:	21 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	57
3.28:	22 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	57
3.29:	23 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	58
3.30:	24 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	58
3.31:	25 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	59
3.32:	26 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	59
3.33:	27 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.	60
3.34:	Termal analiz sonuçları (1. Durum).	60
3.35:	Termal analiz sonuçları (2. Durum).	61
3.36:	Maksimum sıcaklık için ana etki grafiği.	62

3.37:	Ağırlık için ana etki grafiği.	63
3.38:	Tmax için standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği (1. Durum).	65
3.39:	Tmax için standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği (2. Durum).	67
3.40:	Ağırlık için standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği.	69
4.1:	Isı alıcının geometrik dizayn parametreleri.	71
4.2:	Pareto optimal cephe grafiği (BO Algoritması).	72
4.3:	Pareto optimal cephe grafiği (SSBGA II).	74
4.4:	Pareto optimal cephe grafiği (YO Algoritması).	75
4.5:	Doğrulama tasarımı sıcaklık dağılımı.	77
4.6:	Doğrulama analizi sonucu hata oranları.	78
4.7:	Doğrulama tasarımı sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum, c) 3. Durum.	79
4.8:	Doğrulama tasarımı sıcaklık dağılımı a) Kanat yüksekliği-1, b) Kanat yüksekliği-2, c) Kanat yüksekliği-3, d) Kanat yüksekliği-4.	80

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: Sezgisel algoritmaların Sınıflandırılması.	21
2.2: Bazı Malzemelere ait Isı İletim Katsayıları.	34
2.3: Bazı akışlar için ortalama ısı transferi katsayıları.	36
2.4: Bazı malzemelere ait yayma oranı değerleri.	38
3.1: Dizayn Faktörleri ve Seviyeleri.	40
3.2: Tasarım Tablosu.	41
3.3: Isı alıcı malzemesi ve akışın termofiziksel özellikleri.	43
3.4: Tmax için değişkenlere göre varyans analizi (1. Durum).	64
3.5: Tmax için değişkenlere göre varyans analizi (2. Durum).	66
3.6: Ağırlık için değişkenlere göre varyans analizi.	68
4.1: Dizayn parametre kısıtları.	71
4.2: BO Algoritması için elde edilen sonuçlar.	73
4.3: BO Algoritması istatistiki sonuçları.	73
4.4: SSBGA II için elde edilen sonuçlar.	74
4.5: SSBGA II için istatistiki sonuçları.	75
4.6: YO Algoritması için elde edilen sonuçlar.	76
4.7: YO Algoritması istatistiki sonuçları.	76
4.8: Optimizasyon sonucu rastgele seçilen değerler.	77
4.9: Farklı ısı yüklerinde ortaya çıkan sonuçlar.	81

1. GİRİŞ

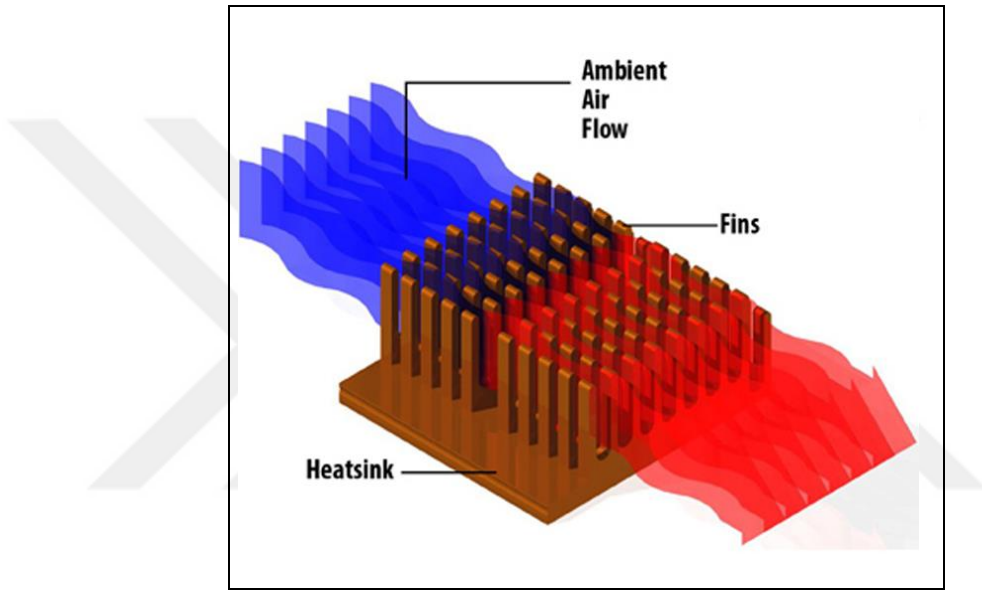
Modern dünyada, gelişen teknoloji ile beraber yeni cihaz ve elektronik ekipmanlarının kullanımı her geçen gün artmaktadır. Teknolojinin hızla gelişmesiyle beraber bu cihaz ve elektronik ekipmanların boyutu küçülmüş ve beklenen performans artmıştır. Bu değişiklikler cihazların daha yüksek ısı yoğunluğu altında çalışmasına ve ömrünün kısılmasına ya da arızalanmasına sebep olmaktadır. Elektronik ekipmanların ya da cihazların olağan çalışma düzenini sağlamak için üretilen bu ısının sistemden uzaklaştırılması ve çevreye dağıtılması gerekir. Elektronik ekipmanları ve cihazları korumak için sistemin el verdiği şartlara uygun bir ısı yayma yöntemi belirlenmelidir. Uygun yöntemin belirlenmesi işlemi uygulama, üretim kapasitesi, performans, verimlilik ve maliyet gibi çeşitli kriterlere göre yapılır. Konveksiyon, çoğu zaman ısı transferinin ana mekanizmasıdır. Konveksiyon ile ısı geçişi, doğal konveksiyon ve zorlanmış konveksiyon olarak iki başlıkta incelenir. Akışkanın hareketi harici enerji ile sağlandığında (bir hava akımı fanı, su akış fanı vb. kullanılarak) ısı taşınımı, zorlanmış konveksiyon adını alır. Eğer akışkan hareketi (bir ısıtıcıyla temas eden havanın yükselmesi vb.) sıcaklık farkı sonucu değişen yoğunluk nedeniyle meydana gelmişse taşınım, doğal konveksiyon adını alır. Bu soğutma yöntemi, pompayı veya fanı çalıştırmak için ek güç gerekemediğinden sessiz, sorunsuz, basit ve ekonomiktir. Dolayısıyla, konveksiyon ile ısı transferini artırmak için bazı yenilikçi ve etkili yöntemlere ihtiyaç duyulmaktadır.

Doğal konveksiyonla soğutma, ısı transfer alanını arttırarak iyileştirilebilir ve en yaygın uygulama, cihazın sıcak olan yüzeyine üzerinde kanatçıklar bulunan bir plaka takmaktır. Kanatlı plaka, birçok sistemler için soğutma uygulaması olarak kullanılan bir ısı alıcısıdır. Isı alıcılar, bir elektrikli veya elektronik bileşen tarafından üretilen ısıyı çevreye yayan, performansını ve güvenilirliğini artırmak ve ayrıca erken bileşen arızasını önlemek için soğutan ısı değiştiricileridir. Şekil 1.1' de gösterilmiştir [1].

Isı alıcılar, gerekli performansa, maliyete ve hacme bağlı olarak çeşitli tiplerde üretilebilir. Bunlar; CNC, dövme, döküm, ekstrüzyon, sac katlama, kesme ve kaynak gibi birçok farklı üretim yöntemleridir. Basit şekilli kanatçıklardan oluşan ısı alıcıların seri imalatında ekstrüzyon, dövme, döküm yöntemleri tercih edilirken karmaşık şekillere sahip ısı alıcıların üretiminde CNC ya da katmanlı üretim yöntemi kullanılmaktadır.

Gerekli termal ve hacimsel/geometrik kriterleri karşılayan uygun bir ısı alıcı tasarlarırken veya seçerken, yalnızca ısı alıcı performansını değil, aynı zamanda sistemin genel performansını da etkileyen çeşitli parametrelerin incelenmesi gerekir. Bunlar; ısı alıcının maksimum boyutu, ağırlığı, maliyeti ve montaj hususları gibi parametrelerdir [2].

Isı alıcılar uzun süredir elektronik bileşen soğutmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunun nedeni ısı alıcıların modüler, kompakt, verimli, ekonomik, uygulaması kolay ve üretimi kolay olmasıdır [3].



Şekil 1. 1: Isı alıcı.

Isı alıcıların performansı, aşağıdakiler de dahil olmak üzere birçok parametrenin bir sonucudur:

- Geometri
- Yüzey işleme
- Malzeme
- Hava hızı
- Cihazla arayüzü

Isı alıcılarda genellikle alüminyum malzeme tercih edilmektedir. Alüminyum termal performansı, düşük yoğunluğu ve uygun fiyatı nedeniyle kullanılan bir malzemedir. Kanatlı alüminyum ısı alıcıları birçok farklı alanlarda kullanılmaktadır.

Alüminyum ısı alıcılar:

- Aydınlatma endüstrisi
- Redresörler
- Regülatörler
- Kaynak makineleri
- İnverter
- Asansör ve endüktif yük sürücüleri
- Kesintisiz güç kaynakları
- Bilgisayar işlemcilerini soğutmak için kullanılmaktadır [4].

Isı alıcı tipleri kendi içlerinde aktif ve pasif olarak ayrılır. Aktif ısı alıcılar, fan tipidir ve soğutma için enerji kullanır. Bu tip ısı alıcılar mükemmel performansa sahiptir, ancak hem hareketli parçalardan oluştuğu için hem de pahalı oldukları için uzun süreli uygulamalarda için tercih edilmezler. Pasif ısı alıcılar, herhangi bir mekanik parça içermezler ve genellikle alüminyum kanatlı radyatörlerden veya kanatlardan yapılır. Bunlar, konveksiyon işlemi vasıtasıyla termal enerjiyi veya ısıyı dağıtırlar [5].

Doğru tercih edilen bir ısı alıcı elektronik cihaz ya da ekipmanların verimliliklerini önemli ölçüde etkilemektedir. Doğru model oluşturmak için kanal aralığı, genişlik, yükseklik, uzunluk, kesit geometrisi, akışkan tipi, hız, kalınlık, genişlik, yükseklik, katı yüzey malzemesi gibi birçok parametre vardır ve bunların bir kısmının birlikte incelenmesi gerekir.

Bu tez kapsamında, çeşitli dizayn parametreleri (kanat genişliği, taban yüksekliği, kanat sayısı) dikkate alınarak termal performansın iyileştirilmesi amacıyla meta-sezgisel optimizasyon yöntemlerinden Sıralı Seçkin Bastırılamayan Genetik Algoritma (SSBGA II), Bozkurt Optimizasyon (BO) Algoritması ve Yusufçuk Optimizasyonu (YO) Algoritması metotları kullanılarak doğal konveksiyon altında bir profil ısı alıcının yapısal optimizasyonu çalışması sayısal olarak incelenecektir.

1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu tez çalışmasının amacı, çeşitli dizayn parametreleri (kanat genişliği, taban yüksekliği, kanat sayısı) dikkate alınarak termal performansın iyileştirilmesi için optimum tasarıma sahip bir ısı alıcının elde edilmesidir. Ayrıca kanat yüksekliğinin ve ısı kaynağının termal performans üzerine etkisi incelenmiştir.

Bu tez çalışmasında ilk olarak konunun iyi anlaşılması ve çalışmanın devamına yol gösterici olması amacıyla literatür taraması yapılmıştır. İkinci kısımda, optimizasyon ve optimizasyon algoritmaları çeşitlerine değinilmiştir. Üçüncü kısımda, ısı transfer mekanizmaları tanımlanmış ve ısı alıcı tiplerinden bahsedilmiştir.

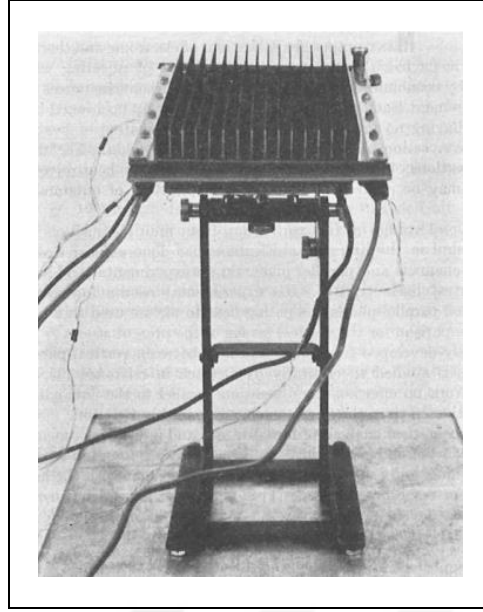
Dördüncü kısımda, tasarım parametreleri ve parametre seviyeleri tanımlanmıştır. Tasarım parametre sayısı ve parametre seviye sayısına göre tam faktöriyel tasarımında kullanılacak olan tasarım tablosu seçilerek tasarım parametrelerinin hangi seviyesine göre tasarım yapılacağı belirlenmiştir. Tasarımı yapılan ısı alıcıların termal analiz çalışması yapılmıştır. Bu analizler için, termal model oluşturulup, termal performans analizi yapılmıştır.

Bu değerler dikkate alınarak ısı transfer verimliliğini arttırmak amacıyla meta-sezgisel optimizasyon yöntemlerinden Sıralı Seçkin Bastırılama Genetik Algoritma, Bozkurt Optimizasyon Algoritması ve Yusufçuk Optimizasyon Algoritması kullanılmış ve tasarım optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon sonuçları içerisinde rastgele seçilen değer için doğrulama çalışması yapılmıştır. Aynı zamanda ısı kaynağı ve kanat yüksekliği parametrelerinin termal performans üzerine etkisinin incelenmesi için termal analizleri yapılmıştır. Elde edilen değerler ile öncelikle ısı alıcısı sisteminin performansı üzerinde direk etkisi olan tasarım parametreleri belirlenmiş ve bu parametrelerin etkileri, parametreler tek tek ele alınarak incelenmiştir. Ayrıca optimizasyon algoritmalarından elde edilen sonuçlar doğrulama analiz sonuçları ile karşılaştırılarak, ısı kaynağı ve kanat yüksekliğinin termal performansa etkisinin değerlendirilmesi yapılmış ve sonuçlar sunulmuştur.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Isı alıcıların yapısal optimizasyonu için literatürde mevcut olan geleneksel optimizasyon teknikleri, deneysel, analitik ve nümerik olarak gruplayabileceğimiz yöntemler bulunmaktadır. Ayrıca son dönemlerde optimizasyon problemleri için meta-sezgisel optimizasyon yöntemlerinden; genetik algoritma, bozkurt optimizasyon algoritması, ateş böceği optimizasyon algoritması, benzetilmiş tavlama algoritması, parçacık sürü optimizasyon algoritması, öğrenme-öğretme tabanlı optimizasyon algoritması gibi çok farklı algoritmalar kullanılabilmektedir. Bu çalışmamızda, bir ısı alıcının çeşitli dizayn parametreleri için termal performansının incelenmesi esasları araştırılacaktır. Çalışmada, meta-sezgisel optimizasyon tekniklerinden olan Sıralı Seçkin Bastırılmalı Genetik Algoritma, Bozkurt Optimizasyon Algoritması, Yusufçuk Optimizasyon Algoritması tercih edilmiştir.

Starner ve McManus çalışmalarında bir ısı alıcının dikdörtgen kanatçıklarının ortalama ısı transfer katsayılarını ve akış biçimlerini incelemişlerdir. Çalışmalarında doğal konveksiyon altında ısı transfer performansını araştırmak için 4 farklı kanat dizisi test etmişlerdir. Kanat dizilerini yatay, dikey ve 45° derece eğik olmak üzere üç temel tipte konumlandırmışlardır. Dikey konumlandırılmış ısı alıcının yatay konumlandırılmış ısı alıcıya göre %10-30 daha yüksek ortalama ısı transfer katsayısına sahip olduğunu, eğik konumlandırılmış ısı alıcının ise dikey olana göre %5-20 daha düşük ısı transfer katsayısına sahip olduğunu belirtmişlerdir. Kanat yüksekliğinin, kanat aralığının ve taban yöneliminin ısı transfer performansını etkilediği belirtilmiştir. Şekil 2.1’ de yatay konumlandırılmış deney düzeneği verilmiştir [6].



Şekil 2. 1: Yatay konumlandırılmış deney düzeneği.

Karathanassis ve arkadaşları konsantre Fotovoltaik/Termal sistemler için bir mikro ısı alıcının çok amaçlı tasarım optimizasyonu için genetik algoritma kullanmışlardır. Çalışmada, sabit ve kademeli değişken genişlik olmak üzere iki farklı mikrokana kanal konfigürasyonu düşünülmüştür. Sonuç, mikro kanallı ısı emicinin çok düşük termal direnç değerlerine ulaştığını ve değişken genişlikli kanalların kullanılmasının soğutma sıvısının basınç düşüşünü önemli ölçüde azaltabileceğini göstermiştir [7].

Leung ve Probert dikey veya yatay plaka üzerinde bulunan dikdörtgen kanatçıkların doğal taşınım koşulları altında ısı yayılım oranlarını araştırmışlardır. 10 mm ve 17 mm uzunluğunda iki kanat kullanarak kanat yüksekliğinin en iyi kanat aralığı için etkisini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, 150 mm uzunluğundaki kanatçıklar için, dikey tabandan dışa ve yataydan yukarı doğru kanatçıklar için optimum kanat aralığı değerlerinin sırasıyla $9,0 \pm 0,5$ mm ile $9,5 \pm 0,5$ mm olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca çalışmada kanat yüksekliği ve taban-ortam sıcaklık farkının optimum kanat aralığını etkilemediği sonucuna varılmıştır [8].

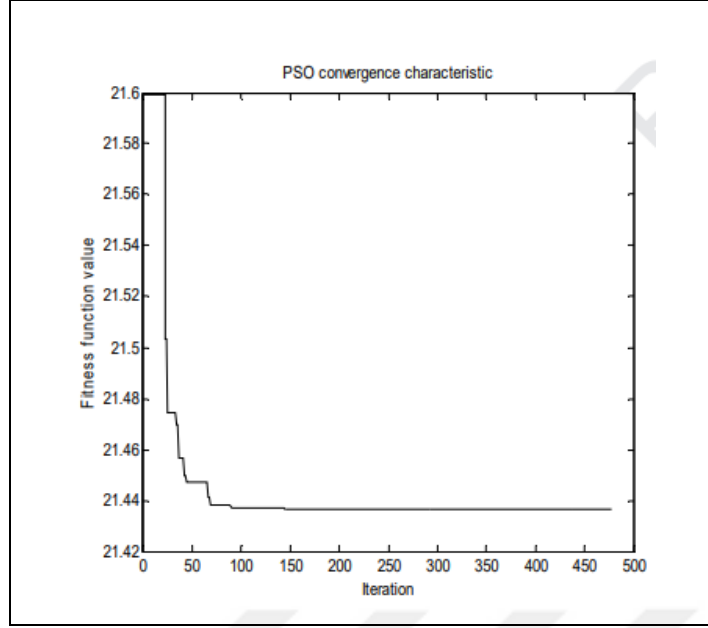
Naserian ve arkadaşları V-tipi kanat konfigürasyonunun doğal konveksiyon ile ısı transfer durumunu incelemişler. Bu çalışmalar deneysel ve sayısal olarak yapılmıştır. Kanat yüksekliği, aralık, uzunluk gibi farklı koşulların ısı transfer hızı, ısı transfer katsayı oranı, termal sınır tabaka üzerindeki etkisi analiz edilmeye çalışılmıştır. Analiz amacıyla optimum şekil ve aralık verilmiştir.

Kanat dizi aralığı da incelenmiş ve başlangıçta diziler arttıkça doğal ısı transfer katsayısının arttığı, ancak belirli bir noktayı geçtiğinde sınır tabakasının karışması nedeniyle azaldığı bulunmuştur. Ayrıca Nusselt Sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki korelasyonlar da önerilmiştir [9].

Cheng-Hung Huang ve Li Chen çalışmalarında, doğal konveksiyonlu üç boyutlu Y-şekilli bir ısı alıcısı için optimize edilmiş bir tasarım problemini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sayısal çözüm ve tasarım aracı olarak sırasıyla CFD-ACE+ yazılım paketi ve Levenberg-Marquardt yöntemi kullanılmıştır. Çalışma, taban plakası sıcaklığını en aza indirmek ve soğutucunun soğutma performansını artırmak için Y-şekilli kanatın optimum kanat gövde yüksekliğini, kanat dal uzunluğunu, dallanma açısını ve kaydırma mesafesini amaçlamaktadır. Sonuç, optimize edilmiş Y-şekilli soğutucuda, gövde yüksekliğinin ve dallanma açısının orijinal tasarıma göre sırasıyla daha kısa ve daha büyük hale geldiğini gösterir.

Sonuçlar, hesaplanan ve ölçülen taban sıcaklıkları arasındaki maksimum hatanın %0,81'den az olması nedeniyle, ısı alıcıların ölçülen sıcaklıklarının hesaplanan verilere çok yakın olduğunu göstermiştir. Ek olarak, tasarım B1 (dikey soğutucu), orijinal dikey soğutucudan %2,6 daha küçük olan tüm tasarımlar arasında en küçük termal dirence sahiptir, bu da Y-nin optimal tasarımının tasarlanmasında mevcut çalışmanın geçerliliğini doğrulamıştır [10].

Veerasamrathswamy S. Bhandari ve Sanjeev H. Kulkarni çalışmalarında doğal konveksiyon koşulu altında performansı artıran bir ısı emicinin geometrisini optimize etmeyi amaçlamışlardır. Optimizasyon için seçilen geometrik parametre kanat boşluğudur. Kullanılan optimizasyon yöntemi parçacık sürüsü optimizasyonudur. Entropi üretimi minimizasyonu amaç fonksiyonu ve kısıtlamalar tasarım gereksinimlerine göre belirlenmiştir. MATLAB yardımıyla optimizasyon problemi çözülmüş ve optimize edilmiş kanat boşluğu 6.5 mm, entropi üretiminin değeri 21.4365 W/K bulunmuştur. Şekil 2.2' de optimizasyon sonucu verilmiştir [11].



Şekil 2. 2: Parçacık sürü optimizasyon sonucu.

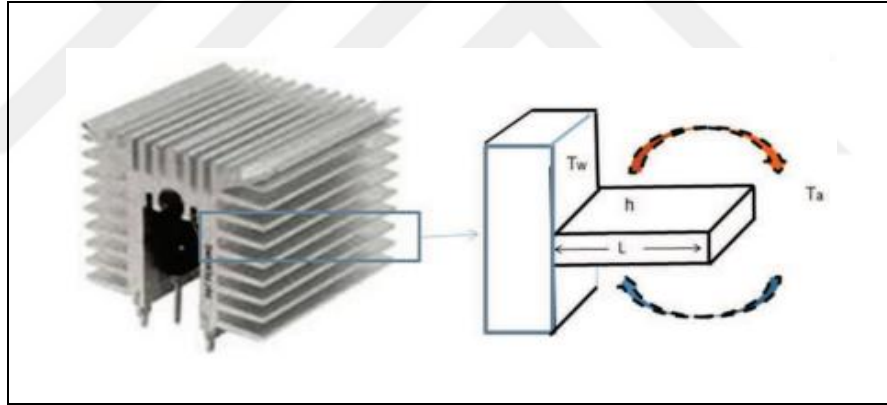
Rao ve arkadaşları çalışmalarında mikro kanallı bir ısı alıcının boyutsal optimizasyonu için Jaya algoritması olarak adlandırılan yakın zamanda önerilen bir optimizasyon algoritması kullanmışlardır.

İki vaka çalışması ele alınmıştır ve her iki vaka çalışmasında da mikro kanallı ısı alıcının performansını incelemek için ısı transferi ve basınç düşüşü, yani termal direnç ve pompalama gücü ile ilgili iki amaç fonksiyonu formüle edilmiştir. İlk vaka çalışmasında, mikro kanal derinliği, genişliği ve kanat genişliği ile ilgili iki boyutsuz tasarım değişkeni seçilir ve üç boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin ön hesaplamaları ile aralıklarına karar verilir. İkinci vaka çalışmasında, mikro kanalın üst ve alt genişliği, mikro kanalın derinliği ve kanat genişliği ile ilgili üç tasarım değişkeni göz önünde bulundurulmuştur. Her iki vaka çalışmasındaki amaç fonksiyonları, ilgili tasarım değişkenleri cinsinden ifade edilir ve iki amaç, önerilen Jaya algoritması kullanılarak eşzamanlı olarak optimize edilir. Sonuçlar, öğretme-öğrenme tabanlı optimizasyon algoritması ve hibrit çok amaçlı evrimsel algoritma ve sayısal analiz ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılır. Jaya algoritmasının uygulanmasıyla elde edilen sonuçlar, diğer yaklaşımlar tarafından bildirilenlerden çok daha iyi bulunmuştur [12].

R.V. Rao ve G.G. Waghmare çalışmalarında öğretme-öğrenme tabanlı optimizasyon algoritmasını kullanarak kanatlı ısı emicinin çok amaçlı tasarım optimizasyonunu sunmuşlardır.

Soğutucunun performansını ölçmek için entropi üretim hızı ve beş kısıtlayıcı malzeme maliyeti olarak bilinen iki amaç fonksiyonu alınmıştır. Kanat sayısı, kanat yüksekliği, iki kanat arasındaki boşluk ve karşıdan gelen hava hızı tasarım değişkenleri olarak kabul edilir. Plaka-kanatlı soğutucunun dinamik ısı dağıtma performansı, sonlu elemanlar yazılımı ANSYS 12.1 kullanılarak incelenmiştir. Sonuçlar, öğrenme-öğrenme tabanlı optimizasyon algoritmasının daha önceki araştırmacılar tarafından aynı problem için ele alınan diğer optimizasyon algoritmalarına göre daha iyi veya rekabetçi performansını göstermektedir [13].

Bhaumik ve Behera yaptıkları çalışmalarında kanatçıklar arası mesafenin doğal taşınımına etkisini ve kanatçıklar arası mesafenin optimum değerini nümerik olarak incelemişlerdir. Kanatçıklar arası mesafenin artması ile yüzey alanının azalacağı ancak taşınımın artacağı, kanatçıklar arası mesafenin azalması ile yüzey alanının artacağı ancak kanatçıklar arası akış daha zor olacağı için taşınımın düşeceği sonucuna varmışlardır. Şekil 2.3’ de kanatçıklı ısı alıcı görseli verilmiştir [14].



Şekil 2. 3: Kanatçıklı ısı alıcı görseli.

Soheil Soleimani ve arkadaşları bir mahfaza içindeki bir çift ısı kaynağının optimum konumlarını incelemişlerdir. Çalışmanın amacı, sabit ısı akışı ile ısı kaynağı üzerindeki maksimum sıcaklığı en aza indirmektir. Bunun için Parçacık Sürü Optimizasyon algoritması kullanılmıştır. Laminer ve sıkıştırılamaz bir akış için Boussinesq yaklaşımı ile süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sonlu hacim yöntemi ile çözülmüştür. Bu çalışma, 103 ile 106 arasındaki Rayleigh sayıları (Ra), $A=H/L=1$, boşluk en boy oranı, ve 0,2 ile 0,5 arasındaki kaynak ve yutak boyutları D_0 gibi parametreleri yönetmek için yapılmıştır [15].

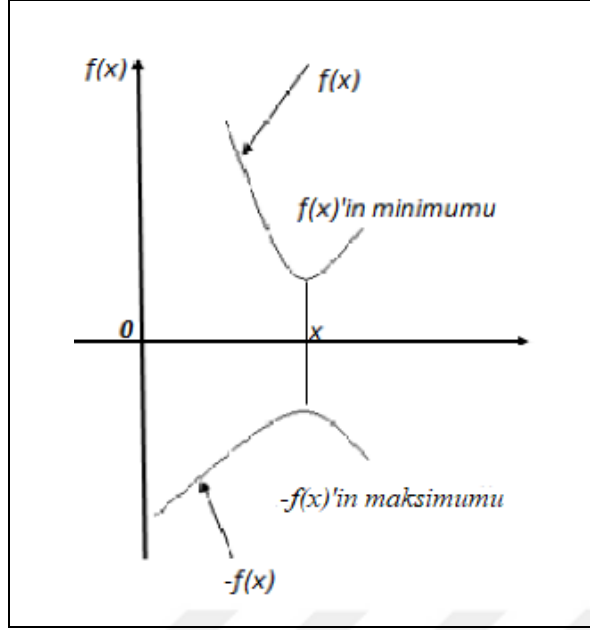
Yüncü ve Anbar bir plaka üzerinde dikdörtgen kanat dizilerinden doğal taşınım ile ısı transferinin deneysel bir çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. Kanat yüksekliği, kanat aralığı ve taban-ortam sıcaklık farkının ısı transfer performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Deneysel sonuçlar, maksimum ısı transfer hızı için optimum kanat aralığının, kanat yüksekliği arttıkça azaldığını göstermiştir. Optimum kanat aralığı üzerinde tabandan ortama sıcaklığın etkisi de tartışılmış ve önemli bir etkisinin olmadığı sonucuna varılmıştır [16].

Daechan Jeon ve Chan Byon araştırmalarında, çift yükseklikli kanatçıkların doğal taşınım etkilerini nümerik olarak incelemişlerdir. Çift yükseklikli kanatçıklar (birincil ve ikincil konumlu kanatçıklar) ile klasik eşdeğer yükseklikli kanatçıkları, kanatçıklı plakanın performansı ve ısı direnç bakımından kıyaslamışlardır. Kanatçıklı plakanın kütleyle bağlı ısı direnci bağlamında, doğal taşınım açısından ısı performansı iyileştirmesi ve birincil konumlu kanat yüksekliği için bir eşik değerinin olduğu ve bu eşik değerinin üzerindeki değerlerde çift yükseklikli kanatçıkların iyileştirme sağladığı ve yine bu eşik değerinin kanatçık kanalı uzunluğu ile doğru orantılı olarak arttığını saptamışlardır [17].

2.1. Optimizasyon

Tasarımda, bir mühendislik sisteminin yapımı ve bakımı sırasında mühendisler tasarımın çeşitli basamaklarında birçok yenilikçi teknoloji kullanırlar ve bu süreçte çeşitli kararlar almak zorunda kalırlar. Bu kararların temel hedefi, gerekli gayretin minimize edilmesi ve beklenen faydanın maksimize edilmesidir.

Herhangi bir durum için gerekli gayret ya da beklenen yarar, belirli karar değişkenleri cinsinden ifade edilebildiğinden optimizasyon, bir fonksiyonun maksimum ya da minimum değerini veren şartları ortaya çıkarma süreci olarak tanımlanabilir. Şekil 2.4' de görülebileceği üzere, bir x noktası $f(x)$ fonksiyonunun minimum değerine tekabül ediyorsa, bu aynı nokta aynı zamanda negatifin maksimum değerine de tekabül eder. Bu nedenle optimizasyon, bir fonksiyonun maksimum değeri, aynı fonksiyonun negatifinin minimumunu arayarak bulunabileceğinden, minimize etme anlamına gelebilir [18].

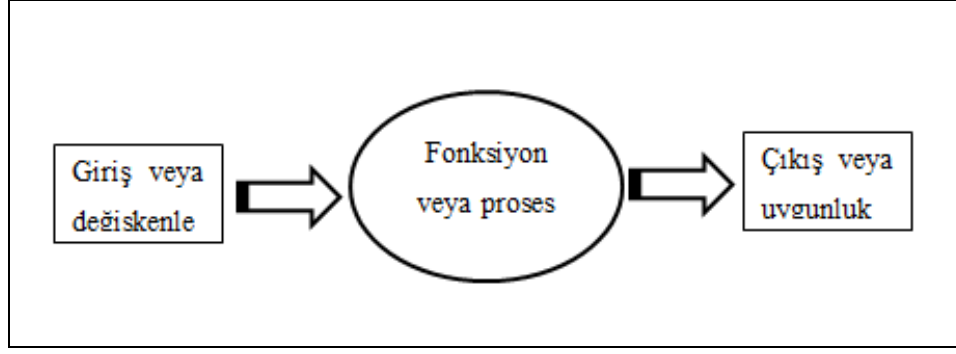


Şekil 2. 4: Amaç fonksiyonun minimum ve maksimum noktası.

Optimizasyon, bir sistem içerisinde bulunan işgücü, proses, ekipman, hammadde gibi kaynakların verimli kullanılmasıyla maliyetin en azaltılması, verimliliğin en çoklanması gibi belirli nihai sonuçlara ulaşmayı amaçlayan bir süreç olarak tanımlanmaktadır.

Birden fazla çözümü olan problemlerin en iyi çözümünün ortaya koyulması gerekir. Esasında “en iyi” ifadesi izafi bir kavramdır. En iyi çözüm, problemi matematiksel olarak ortaya koyan kişiye bağlıdır. Eğitim, fikirler ve sosyal durumlar “en iyi” ifadesinin tercih edilmesinde etkili olan faktörlerdir. Bazı problemlerin tek bir sonucu varken bazıları optimal noktalar olarak bilinen değişik minimum ve maksimum noktaları vardır. İşte burada “en iyi” ifadesi izafi olabilir.

İnsanlar gündelik hayatlarında birçok optimizasyon problemleri ve çözümleri ile karşılaşmaktadırlar. Bununla ilgili birkaç örnek verilebilir; bir tatil planlanması yapılırken belli kapasiteye sahip çantanın içine her birinin belli hacmi, ağırlığı ve önemli olan eşyalardan hangileri koyulmalı? Büyük bir tarlaya en az yatırım (gübre, tohum miktarı gibi) ile en fazla kar için nelerin nasıl ekilip biçileceği? Bir şehirlerarası otobüs şirketinin minimum mesafe içerisinde nasıl maksimum yolcu taşınır düşüncesi? Optimizasyonun temel bileşenleri Şekil 2.5’ te gösterilmiştir [19].



Şekil 2.5: Optimizasyonun temel bileşenleri.

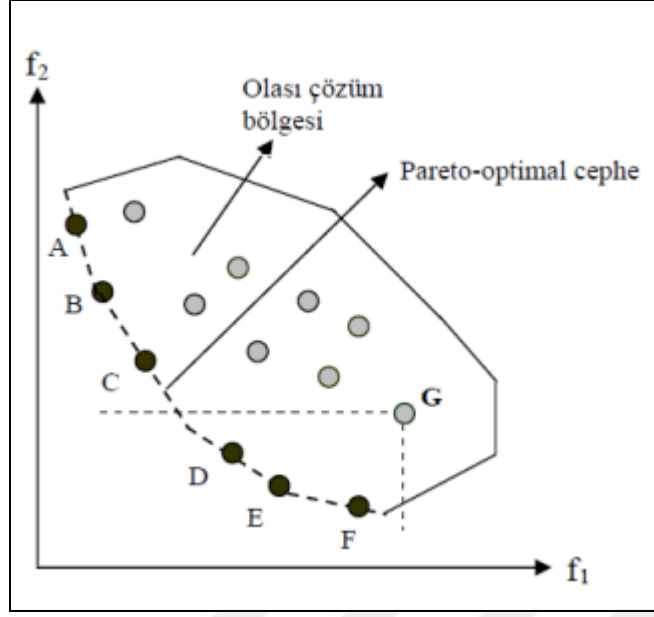
Deneyisel bir kurulumda, maksimum veya minimum neticelere ulaşmak için cihaz giriş koşulları oluşturma işlemi de bir optimizasyon işlemidir. Bir fonksiyonun girişinde çeşitli parametreler ya da değişkenler, çıkışında ise uygunluk ya da maliyet değerleri vardır. Fonksiyon veya proses; maliyet fonksiyonu, amaç fonksiyonu veya uygunluk fonksiyonu olarak tanımlanabilir. Eğer proses deneyisel ise, giriş parametreleri fiziksel niceliklerden oluşur [19].

Optimizasyon problemleri tek ya da çok amaçlı problem olarak iki kısımda incelenir. Tek amaçlı problemler, çeşitli kısıtlar altında en iyi çözümün ortaya koyulmasını amaçlamaktadır. Çok amaçlı problemlerde ise amaç, fonksiyon değerlerinin birbirlerine göre daha iyi olamadığı durumda birden çok uygun çözümün bulunması hedeflenmektedir. Gerçek hayatta karşımıza çıkan problemlerin çoğunun çözümü, birden fazla amacın optimize edilmesi ile mümkündür.

Çok amaçlı optimizasyon problemlerinde çoğu zaman amaçlar birbiriyle çelişir. Bu nedenden dolayı çok amaçlı optimizasyon problemlerinin çözümü, tek amaçlı optimizasyon problemlerine göre çok daha zordur. Tek amaçlı optimizasyon problemlerinde tek bir optimum çözüm üretmek mümkün ancak çok amaçlı optimizasyon problemlerinde bu durum mümkün olamamaktadır.

Çok amaçlı optimizasyon problemlerinde neticeye ulaşmak için, tüm amaçların üzerinde anlaşmaya vardığı bir dizi sonlu uzunluklu sonuçlardan bir çözüm seçilmesi ile mümkün olabilmektedir.

Şekil 2.6' da iki amaçlı bir minimizasyon problemi için, Pareto-optimal bireyler, bu bireylerin oluşturduğu Pareto-optimal kümesi ve Pareto-optimal cephe sunulmaktadır. Çizgili bölge ise bir minimizasyon problemi için Pareto-optimal cepheyi gösterir [20].



Şekil 2.6: Pareto-optimal cephe örneği.

Optimizasyon, birçok mühendislik probleminin çözümüne uygulanabilir. Çeşitli mühendislik alanlarından bazı uygulamalar: [18].

- Havacılık alanında minimum ağırlık için yapılarının tasarımı
- Uzay araçlarının en uygun yörüngelerinin tespit edilmesi
- Kule, baraj ve köprü gibi inşaat mühendisliği yapılarının minimum maliyet için tasarımı
- Maksimum fayda amacıyla su kaynakları sistemlerinin tasarımı
- Yapıların optimum plastik tasarımı
- Bağlantıların, kamların, dişlilerin, takım tezgahlarının ve diğer mekaniklerin optimum tasarımı
- Konveyör ve vinç gibi taşıma araçlarının en düşük maliyet amacıyla yapılan tasarımları
- Maksimum verimlilik için pompa ve türbin gibi transfer araçlarının tasarımı
- Motorlar ve jeneratörler gibi elektrikli cihazların en uygun tasarımı
- Optimum üretim planlaması çalışması,
- İstatistiksel veri analizi ve deneysel analiz sonucu en doğru modelin oluşturulması
- Kimyasal proses araçlarının ve tesisin optimum tasarımı
- Proses endüstrileri için en uygun boru hattı ağı tasarımı

- Bir kuruluş için en uygun yer seçimi
- İşçiliği azaltmak için bakım planlanması ve ekipmanın değiştirilmesi
- Envanter kontrolü
- Üretim hatlarındaki sürekliliğin sağlanması için en uygun planlamanın yapılması
- Şirketin yüksek kar için en iyi stratejiyi planlaması
- Kontrol sistemlerin optimal tasarımı

2.1.1. Yapısal Optimizasyon

Yapısal optimizasyon, belirli bir yapının yük koşullarına göre önceden belirlenmiş kriter veya kriterlere göre en iyi tasarımın elde edilmesidir.

Yapısal optimizasyon problemini oluşturabilmek için, aşağıdaki adımlar belirlenmelidir:

Amaç Fonksiyonu (f): Tasarımı sınırlandırmak ve değerlendirmek için kullanılan tasarımın en iyisini belirten değerdir. (Bir yapının ağırlığının en aza indirilmesi veya rijitlik değerinin en üst düzeye çıkarılması)

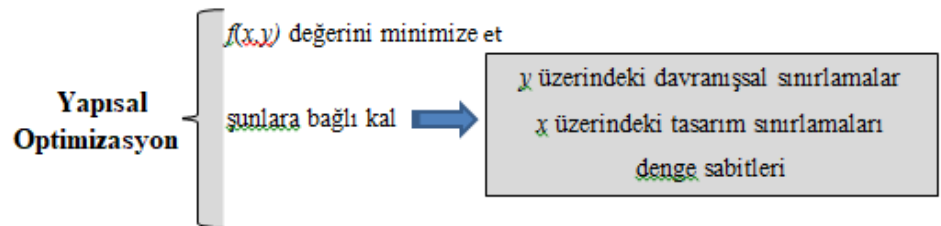
Tasarım Değişkenleri (x): Belirlenen amaç fonksiyonuna göre tasarımı geliştirmek için kullanılan değişkenler. (Kiriş probleminde, kirişin uzunluğu, yüksekliği ve kalınlığı)

Durum Değişkeni (y): yapının tasarım değişkenleri doğrultusunda elde edilen cevap (kiriş probleminde, sehim, gerinim ve gerilme değerleri)

Tasarım Kısıtı: Tasarım değişkenleri için tanımlanan kısıtlardır. (Kiriş probleminde, kirişin boyut sınırları veya toplam kütle değerleri)

Davranış Kısıtı: Durum değişkenleri için tanımlanan kısıtlardır (Kiriş probleminde, kirişin sehim, gerinim ve gerilme değerleri için sınırlar) [21].

Yapısal optimizasyon problemi;



(2.1)

Açıkça çeşitli amaç fonksiyonları ile ele alınan çok kriterli veya vektör optimizasyon problemi olarak adlandırılan bir problem yazabiliriz.

$$\text{minimum} (f_1(x, y), f_2(x, y), \dots, f_n(x, y)) \quad (2.2)$$

Burada n , hedef fonksiyonların sayısıdır ve kısıtlamalar yapısal optimizasyon için verilenlerle aynıdır. Tipik olarak tüm f_i değerleri, aynı x ve y değerlerine indirgenmez. Bu nedenle, bunun yerine tipik olarak Pareto optimizasyonu elde etmeyi deneyebiliriz. En iyi amaçların tümünü karşılayan başka bir tasarım yoksa Pareto optimal tasarım olarak kabul edilir. Bu şekilde, sınırlamaları sağlayan başka (x, y) değerleri yoksa, aşağıdaki şartlara uyarak sınırlamaları karşılayan (x^*, y^*) değerleri, Pareto optimaldir.

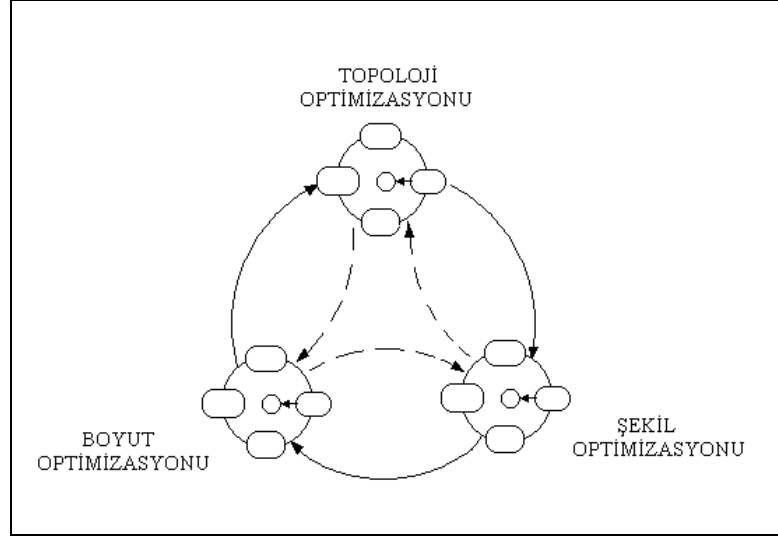
$$\begin{aligned} f_i(x, y) &\leq f_i(x^*, y^*), \quad i = 1, 2, \dots, n \text{ için,} \\ f_i(x, y) &< f_i(x^*, y^*), \quad \text{en az bir } i \in \{1, 2, \dots, n\} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Eşitlik 2.2' nin bir Pareto optimal noktası elde etmenin en yaygın yolu, aşağıdaki biçimde bir objektif skaler fonksiyon yazmaktır.

$$\sum_{i=1}^n w_i f_i(x, y) \quad (2.4)$$

Burada $w_i \geq 0$, $i = 1, \dots, n$ ve $\sum_{i=1}^n w_i = 1$ olmak üzere w_i ağırlık çarpanlarıdır. Yapısal optimizasyonda belirtilen kısıtlamalar altında, eşitlik (2.4)' ün minimizasyon problemi, standart bir skaler optimizasyon problemidir ve eşitlik (2.2)' nin optimal bir Pareto çözümüdür.

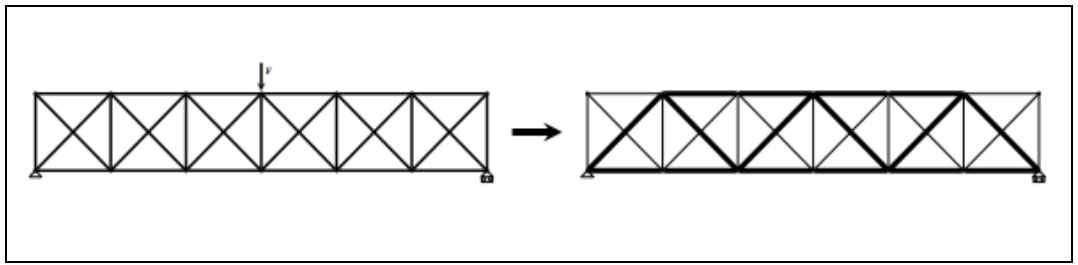
Genel olarak yapısal optimizasyon üç ana başlıkta incelenir; boyut, şekil ve topolojinin optimizasyonudur. Bilinen en eski optimizasyon yöntemi boyut optimizasyonu, ardından şekil optimizasyonu ve en yenisi topoloji optimizasyonudur. Şekil 2.7' de optimizasyon döngüsü verilmiştir [21].



Şekil 2.7: Tasarımda optimizasyon döngüsü.

2.1.1.1. Boyut Optimizasyonu

Boyutsal optimizasyon, yapının kesitinin veya et kalınlığının, belirli bir amaç fonksiyonu doğrultusunda en iyiyi sağlayan optimizasyon türüdür. Örneğin; bir makine parçasının kalınlığı, genişliği veya uzunluğu değiştirilerek optimum yapı oluşturulabilir. Optimizasyon işlemi yapısal modeli önceden belirlenmiş bir yapı üzerinde uygulanır. Yapıların performansı, optimal kesitlerle geliştirilebilir. Bir kafes yapısı için boyutlandırma optimizasyonu Şekil 2.8'de gösterilmektedir [22].



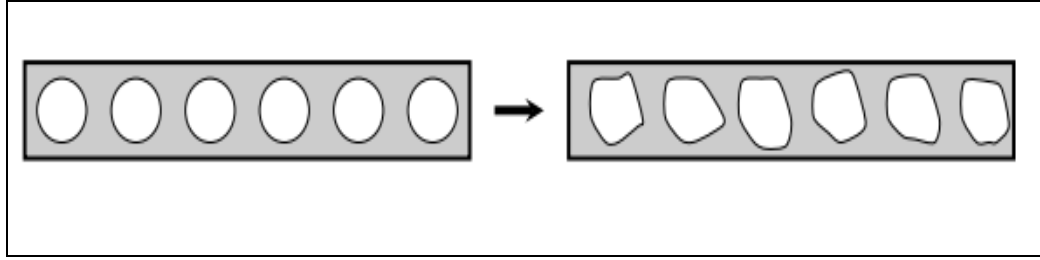
Şekil 2. 8: Boyut Optimizasyonu.

2.1.1.2. Şekil Optimizasyonu

Şekil optimizasyonu, bir yapının dıştaki sınırlarının ve/veya içteki boşluklarının geometrik şekillerini değiştirerek optimal yapıyı elde etmekten ibarettir.

Şekil optimizasyonu, yapının sınırının veya yüzeyinin koordinatlarının tasarım değişkenleri olması nedeniyle daha karmaşıktır.

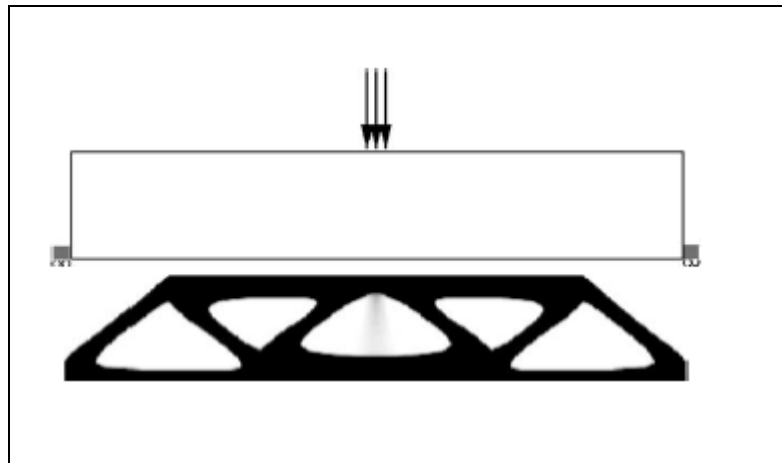
Şekil optimizasyonu boyut optimizasyonu gibi yapısal modeli önceden belirlenmiş bir yapı üzerinde uygulanır. Şekil 2.9’ da verilen yapıya şekil optimizasyonu uygulanmıştır [23].



Şekil 2.9: Şekil Optimizasyonu.

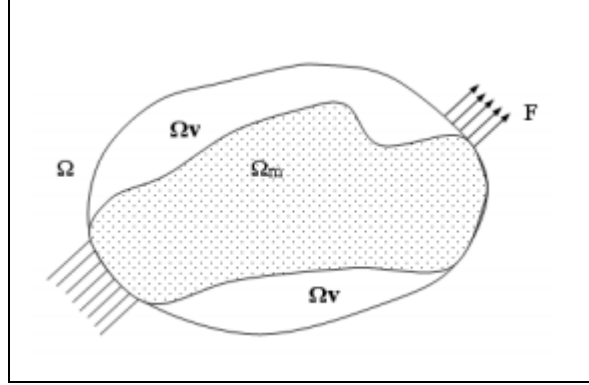
2.1.1.3. Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu, belirli bir alan veya hacimdeki malzemelerin optimal dağılımını bulmayı amaçlar. Yapının şekli önceden belirlenmiş bir tasarım alanında oluşturulur. Bilinen topolojik tasarım konuları, uygulanan yükler, sınır koşulları, hacim, malzemenin bulunduğu ve olmadığı noktalardır. Topoloji optimizasyonu, tasarım alanı belirlenen yapının tespit edilecek en verimli geometrik şeklini ortaya koyar. Şekil 2.10’ da topoloji optimizasyonun görseli paylaşılmıştır [24].



Şekil 2. 10: Topoloji Optimizasyonu.

Şekil 2.11' de referans bölgesi Ω , malzeme alanı Ω_m , malzemenin bulunmadığı alan Ω_v gösterilmiştir [25].



Şekil 2. 11: Tasarım alanı ve sınır koşulları.

Bu yöntemin amacı, Ω referans bölgesinde, belirlenen kısıtlamalar ve koşullar altında genellikle direngenliği maksimize eden Ω_m ' in alt kümesini belirlemektir.

Bu aşamada optimizasyon problemi şu şekilde gösterilebilir:

Amaç Fonksiyonu:

$f(x)$: En büyük (maksimum) ya da En küçük (minimum)

Kısıtlama:

$$\int x dv \leq \bar{V} \quad x(v) = 0 \text{ ya da } 1, \quad \forall v \in \Omega \quad (2.5)$$

Eşitlik 2.5' te, $f(x)$ amaç fonksiyonunu, $\bar{V}$ tasarım hacmini, $x(v)$, Ω referans bölgesinde v konumundaki yoğunluk dağılımını temsil eder. $x(v)$ Ω_m içerisinde 1, $x(v)$ Ω_v içerisinde 0'dır. Tasarım alanı karmaşık bir yapıya sahip olduğunda analitik yöntemler yerine sayısal hesaplama yöntemi tercih edilir. İlk olarak Ω referans bölgesi N adet sonlu elemana bölünür. Böylece x_i tasarım değişkeni, her bir sonlu elemana atanır. x tasarım değişkeni vektörü, tasarım alanındaki malzeme dağılımını ifade eder.

N adet parçalara ayrılmış optimizasyon problemi şu şekilde gösterilebilir:

Amaç Fonksiyonu:

$f(x)$: En büyük (maksimum) ya da En küçük (minimum)

Kısıtlama:

$$V = \sum_{i=1}^N (x_i \cdot v_i) \leq \vec{V} \quad x_i = 0 \text{ ya da } 1, \quad i = 1, 2, 3, \dots N. \quad (2.6)$$

Eşitlik 2.6' da, v_i ile i . elemanın hacmi tanımlanır. Bu yöntemle yapılan topoloji optimizasyon çözümlerinde bazı sayısal kararsızlıklar ortaya çıkabilmektedir. Bu dengesizlikleri ortadan kaldırmak için gevşeme veya sınırlama yöntemleri kullanılmıştır. Gevşeme yönteminde tasarım kümesi genişletilmektedir. Hacimsel yoğunluğu x_i olan bir elemanın malzemesi kompozit olarak adlandırılabilir çünkü gevşeme yöntemi x_i ' nin 0-1 arası değişimine izin verir.

Yapıların topolojik olarak tasarlanmasında, önceden belirlenmiş tasarım alanında en iyi malzeme dağılımının elde edilmesi önem arz etmektedir. Bu nedenle tasarım alanının hangi bölgelerinde malzeme olduğu yani x_i ' nin 1, hangi bölgelerinde malzeme olmadığı yani x_i ' nin 0 olduğu belirlenmeye çalışılmaktadır.

Bu problemi neticelendirmek için kullanılan yaygın yöntem, hacimsel yoğunluk değeri x_i için tam sayı değişkenler yerine sürekli değişkenleri kullanarak sonuçları 0-1 arası değerlere getirmektir. Bu işlemten sonra problem, direngenlik matrisi ve malzeme yoğunluğunun bir fonksiyonu olan boyutlandırma problemi haline gelir. Bu da tasarım değişkeni fonksiyonudur. Optimizasyon ise malzemenin olduğu ($x_i = 1$) veya olmadığı ($x_i = 0$) referans bölgesi şeklinde sonuçlanır.

Hacimsel yoğunluk değerlerinin sınırlandırılarak 0 veya 1 değerine yakınsanması, topoloji optimizasyonunun SIMP [Solid Isotropic Material (Microstructure) with Penalization] modeli olarak adlandırılır. Bu yöntem, optimal malzeme yoğunluğunun dağılımının hesaplanmasına dayanır. Buradaki amaç, malzeme yoğunluğunu 0' dan 1' e sınırlayarak siyah-beyaz (0-1) bir tasarım elde etmektir. Bundan dolayı, tasarım sürecinde topoloji optimizasyonunu erken kullanmak, tasarım süresini kısaltmanıza ve daha iyi tasarımlar elde etmenize olanak tanır [24].

2.1.2. Sezgisel Optimizasyon Algoritmaları

Sezgisel optimizasyon algoritmaları, ulaşılmak istenen bir amaca ya da hedefe varmak için çeşitli eylemlerden hangilerinin etkili olduğunu belirlemek amacıyla tanımlanan kriterler veya bilgisayar metotlarıdır. Aynı zamanda bu algoritmalar, doğru çalıştığı mantıksal olarak doğrulanabilen ve belirli bir problem için özel olarak geliştirilmiş algoritmalar [26].

Algoritmalar, genellikle belirlenen kısıtlamalar dahilinde amaç fonksiyonun minimum değerini bulmak için tasarlanır. Sonuç, belirlenen kısıtlamaların dışındaysa bu değer minimum olsa bile bu çözüm kabul edilemez. Sezgisel optimizasyon algoritmalar, yakınsama özelliğine sahiptir ancak kesin bir çözüm bulma garantisi vermemektedir. Bunlar, kabul edilebilir bir sürede optimal düzeye yakın kabul gören çözümler bulmaya çalışırlar [27].

Meta-sezgisel optimizasyon algoritmalarının kapsamı sezgisel optimizasyon algoritmaları göre daha geniştir. Meta-sezgisel algoritmalar, gerçekleştirilecek küçük değişiklikler ile çeşitli problemlere uygulanabilir hale getirilebilen ve kendi içerisinde sezgisel algoritmaları barındıran algoritmalar [28].

Optimizasyon problemlerin çözümünde meta-sezgisel optimizasyon algoritmalarının kullanılmasının nedenleri:

- Gerçek hayat problemlere için uygun
- Çeşitli problemlere kolayca uyarlanabilir
- Optimumu bulmak için herhangi bir türev bilgisine gerek yoktur
- Genellikle doğadan esinlenilmiştir, bu nedenle anlaşılabilir ve analiz edilebilir bir kolaylıktır [28], [29].

Sezgisel optimizasyon algoritmaları, Tablo 2.1’ de gösterildiği gibi evrim tabanlı, fizik tabanlı, insan tabanlı ve sürü tabanlı yöntemler olmak üzere dört ana başlıkta incelenebilirler [28].

Tablo 2.1: Sezgisel algoritmaların Sınıflandırılması.

Yöntemler	Algoritmalar
Evrimsel Tabanlı	Genetik
	Evrimsel Stratejisi
	Genetik Programlama
	Biyocoğrafya Tabanlı Optimizasyon
İnsan Tabanlı	Tabu Arama
	Harmoni Arama
	Grup Arama Optimizasyon
	Öğretme Öğrenme Tabanlı
Fizik Tabanlı	Benzetilmiş Tavlama
	Büyük Patlama-Büyük Büzülme
	Yer Çekimi Arama
	Kara Delik
Sürü Tabanlı	Parçacık Sürü Optimizasyonu
	Karınca Kolonisi Optimizasyonu
	Ateş Böceği
	Guguk Kuşu
	Yapay Arı Kolonisi

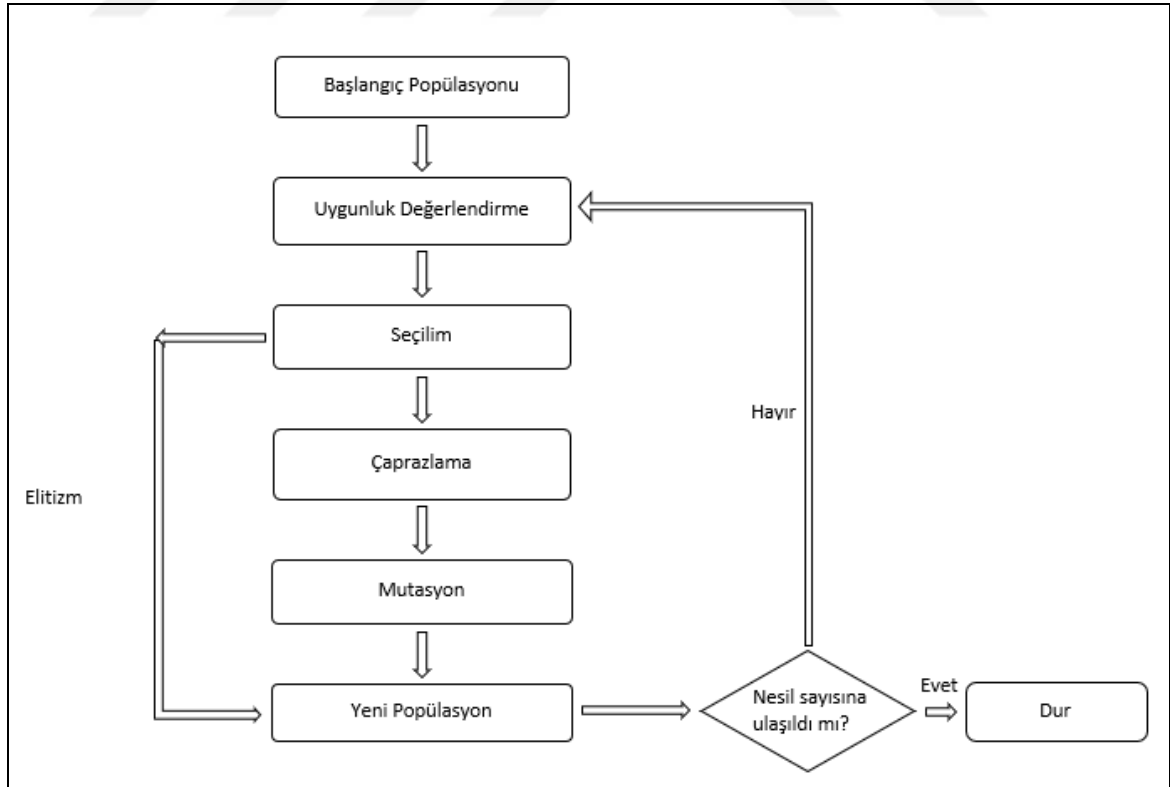
2.1.2.1. Genetik Algoritma (GA)

Genetik Algoritma, John Holland tarafından ortaya atılan ve canlıların evrimsel süreçlerinin modellenmesi ilkesine dayanan bir optimizasyon algoritmasıdır. Bu evrimsel süreç, iyi olan bireylerin kendi yaşamını koruması ve kötü olan bireylerin yok olmasıdır. Genetik Algoritma, rastlantısal arama teknikleri kullanılarak çözüm üretmeye çalışan sezgisel bir optimizasyon algoritmasıdır. Genetik Algoritma, çok sayıda bireyler arasında arama yapmaktadır. Bu nedenle bir kontrol mekanizması bulunmakta ve bu kontrol mekanizması da uygunluk fonksiyonu ile yapılmaktadır.

GA, çözülmesi zor ya da imkânsız olan karmaşık yapıdaki problemlerde sıkça kullanılmaktadır. Yapay zekâ çalışmalarında, makine öğrenmesi ve robot hareket sisteminde, ekonomi modellerinde, sosyal sistem analizinde, doğa biliminde, bilgisayar işlemci tasarımı gibi kullanım alanları bulunmaktadır [30].

Bir genetik algoritmanın çalışma prensibinin temel adımları aşağıda verilmiştir [31]:

- Muhtemel çözümler için bir çözüm uzayı ya da diğer bir ifadeyle başlangıç popülasyonu tanımlanır.
- Popülasyondaki her bir çözüm uygunluk fonksiyonu kullanılarak değerlendirilir. Şayet durdurma kriteri sağlanıyorsa araştırma durdurulur. Sağlanmıyorsa, bir sonraki adıma geçilir.
- En iyi uygunluk değerine sahip olan çözümler sonraki nesil için saklanırken kalanlar silinir.
- Saklanan bireyler çaprazlama ve mutasyon operatörleri kullanılarak yeni bireyler elde edilir. Bu adımda oluşan popülasyon, başlangıç popülasyonunun büyüklüğüne eşit olacaktır.
- Oluşan yeni popülasyon tekrar uygunluk fonksiyonu ile değerlendirilir. Durdurma kriteri sağlanıyorsa veya maksimum iterasyon sayısına ulaşıldı ise algoritma durdurulur, sağlanmıyorsa adım tekrarlanır. Şekil 2.12’ de genetik algoritmanın akış şeması gösterilmiştir [32]:



Şekil 2. 12: Genetik Algoritma Akış Şeması.

- Seçilim

Rastgele oluşturulmuş başlangıç popülasyonundan en uygun bireylerin ikili turnuva yöntemiyle seçilmesi işlemine seçim denir. Arama problemlerine bu işlem uygulandığında bir dizi çözüm üretildikten sonra en iyi olanlar seçilir. Bu çözümler oluşturulurken karar değişkenlerini oluşturan sayılar belirli yöntemler ile kodlanır. İkili kodlama sayesinde kromozom adı verilen sayı dizilerine dönüştürülür.

- Çaprazlama

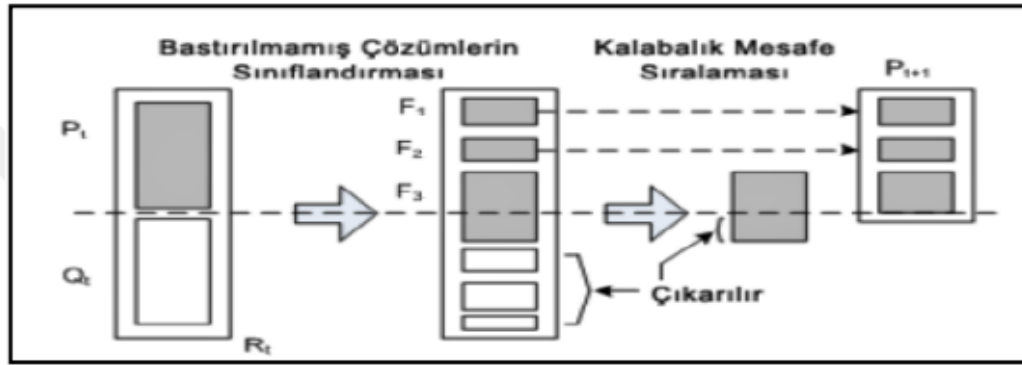
Kromozomlar genlerin bir araya gelmesiyle oluşmaktadır. İki adet kromozomun bir araya gelerek karşılıklı olarak gen bloklarını yer değiştirmesi işlemine çaprazlama denir. Çaprazlamadan önce eşleşme havuzundaki kromozomlar ikili olarak eşleşir. Sonra çaprazlama noktaları rassal olarak belirlenip ve bu noktalar üzerinden gen değişimi gerçekleşir. Çaprazlama tamamlandıktan sonra ana kromozomlar yerlerini yeni kromozomlara bırakarak silinir. Böylece popülasyon büyüklüğü sabit kalmış olur. Çaprazlama işleminin hangi sıklıkla uygulanacağı çaprazlama oranı ile belirlenmektedir. Çaprazlama oranına da tasarımcı karar verir. En sık kullanılan çaprazlama yöntemleri; tek noktalı çaprazlama, iki noktalı çaprazlama, uniform çaprazlama ve karma çaprazlamadır. Genetik algoritmalarda çaprazlama birincil öneme sahiptir

- Mutasyon

Mutasyon, kromozom popülasyonunun nesilden nesile genetik çeşitliliği sürdürmek için kullanılan genetik bir işlemdir. Biyolojik mutasyona benzerdir. Mutasyon, bir kromozomun birden fazla genin değerini başlangıç durumuna göre değiştirir ve çözüm, bir önceki çözüme kıyasla tamamen değişebilir. Dolayısıyla mutasyonlar kullanılarak daha iyi bir çözüme ulaşılabilir. Mutasyon, kullanıcının oluşturduğu bir mutasyon olasılığına göre evrim sırasında meydana geldiğinden bu olasılık düşük ayarlanmalıdır. Bu değer yüksek ayarlanması, aramanın ilkeliğini arttıracaktır.

NSGA-II algoritması, genetik algoritma çeşitlerinden biri olması sebebiyle diğer genetik algoritmalarla aynı çalışma alt yapısına sahiptir. NSGA-II algoritması, Deb ve arkadaşları [33] tarafından geliştirilen çok amaçlı bir algoritmadır.

Bu algoritma Srinivas ve Deb [34] tarafından geliştirilen NSGA algoritmasının eksiklerini gidermek amacıyla geliştirilmiştir. Farklı nesilleri oluşturan ana döngü, uygunluk değerlendirmesi, seçim, çaprazlama ve mutasyon gibi işlemlere sahiptir. Ancak bunlar, çok amaçlı problemlerin çözülmesi amacıyla tasarlanmıştır. Diğer genetik algoritmalar seçim işlemini, doğrudan uygunluk değerini kullanarak yaparken "üstünlük kurulmamış sıralama" algoritması, olası çözümlerin hepsini konumlarına göre sıralayarak ve çeşitliliklerine göre kalabalıklık mesafesi kullanarak en uygun bireyleri bulmaktadır [35]. Şekil 2.13' te NSGA II prosedürü gösterilmiştir [33].



Şekil 2. 13: NSGA-II prosedürü.

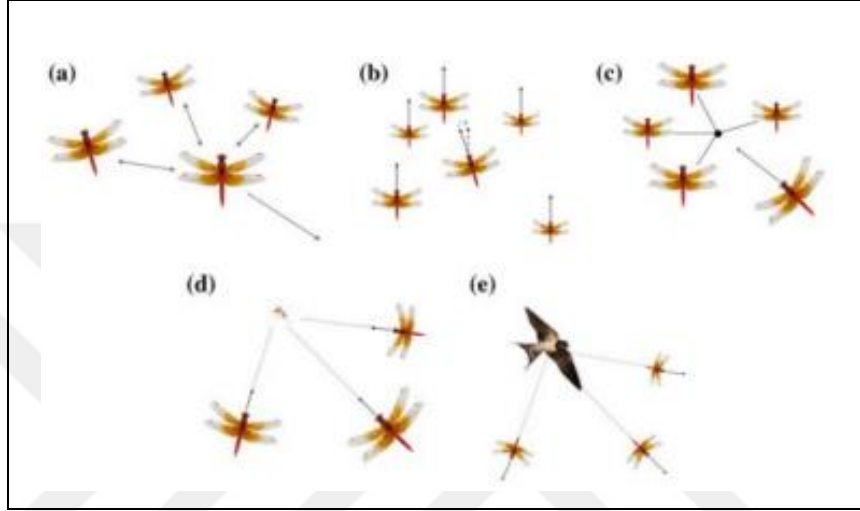
2.1.2.2. Yusufçuk Optimizasyonu (YO) Algoritması

Dünya' da birçok türü bulunan yusufçuk, iri birleşik gözleri olan, güçlü şeffaf kanatları olan, çarpıcı renkleri ve uzun gövdesi olan bir tür sinek olarak bilinir. Bu sinekler, larva ve yetişkin olmak üzere iki önemli evreden oluşan bir yaşam döngüsüne sahiptir. Bunların avlanma özelliklerinde benzersiz ve nadir görülen zeki davranışlar görülmektedir. Yusufçuklar küçük gruplar halinde statik bir sürü halinde uçup avlanmak için ileri geri giderken, dinamik sürüler halinde büyük gruplar halinde göç etmek için uzun yolculuklar yaparlar [36].

Reynold, yusufçuk sürülerinin davranışlarını; ayırma (diğer bireylerle çarpışmaların önlenmesi), hizalama (diğer bireylerle hız uyumunun olması) ve uyum (diğer bireylerin komşuluk kütle merkezine eğilimi) olmak üzere üç temel başlıkta incelemiştir. Yusufçuk sineği sürüleri yaşamlarını sürdürebilmek için beslenme ihtiyaçlarına doğru yönelmelidirler.

Sürünün dışarıdan düşmanları tarafından rahatsız edilebilme olasılığı dikkate alındığında konum güncelleme işleminde beş faktör kullanılmaktadır. Bu tür sürü davranışları matematiksel olarak ifade edilerek optimizasyon problemlerinde kullanılmaktadır.

Şekil 2.14, bir sürü içerisindeki bireyler arasındaki beş temel faktörü göstermektedir: (a) Ayırma, (b) Hizalama, (c) Uyum, (d) Besin, (e) Düşman [36].



Şekil 2. 14: Bireylerin sürü içerisindeki beş temel faktörü.

Yusufçukların sürü içerisindeki davranışların her biri matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir:

$$S_i = \sum_{j=1}^N X - X_j \quad (2.7)$$

Burada, X bireyin mevcut konumunu, X_j j . komşu bireyin konumunu göstermektedir. N ise komşu bireylerin sayısını vermektedir.

$$A_i = \frac{\sum_{j=1}^N V_j}{N} \quad (2.8)$$

Burada, V_j değeri j . komşu bireyin hızını göstermektedir.

$$C_j = \frac{\sum_{j=1}^N X_j}{N} - X \quad (2.9)$$

Besin kaynağına doğru çekim eşitlik 2.9' deki gibi hesaplanmaktadır.

$$F_i = X^+ - X \quad (2.10)$$

Eşitlik 2.10' deki X^+ ifadesi besin kaynağının yerini göstermektedir. Bir düşman tehlikesi karşısındaki davranış ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$E_i = X^- + X \quad (2.11)$$

Burada X^- ifadesi tehdit eden düşmanın konumunu göstermektedir.

$$\Delta X_{t+1} = (sS_i + aA_i + cC_i + fF_i + eE_i) + w\nabla X_t \quad (2.12)$$

Yapay yusufluk sineklerinin konumlarını güncellemek ve onların hareketlerini simüle etmek için ΔX adım, X ise konum vektörü olarak düşünölmüştür. Burada, s parametresi ayırma, a parametresi hizalama, c parametresi uyum, f parametresi besin, e parametresi ise düşman faktörlerinin ağırlık değeriğini temsil etmektedir. Aynı zamanda w değeri de t . döngüdeki atalet ağırlığını göstermektedir.

$$X_{t+1} = X_t + \Delta X_{t+1} \quad (2.13)$$

Adım vektörü hesaplandıktan sonra aşağıda yer verilen pozisyon vektörü hesaplanmaktadır.

$$X_{t+1} = X_t + Levy(d) \times X_t \quad (2.14)$$

Burada t parametresi mevcut döngüyü, d parametresi ise pozisyon vektörünün boyutunu temsil eder.

Rassallığı, stokastik davranışı ve yusufluk sineklerinin keşif özelliklerini geliştirmek için rastgele yürüyüş (Le'vy uçuşu) kullanılmıştır. Bu durumda yusufluk sineklerinin konumları aşağıdaki eşitlik kullanılarak güncellenmiştir.

$$Levy(x) = 0.01 \times \frac{r_1 \times \sigma}{|r_2|^{1/\beta}} \quad (2.15)$$

$$\sigma = \left(\frac{\tau(1+\beta) \times \sin(\frac{\pi\beta}{2})}{\tau(\frac{1+\beta}{2}) \times \beta \times 2^{(\frac{\beta-1}{2})}} \right)^{1/\beta} \quad (2.16)$$

$$\tau(x) = (x-1)! \quad (2.17)$$

$$T(x) = \left| \frac{\Delta x}{\sqrt{\Delta x^2 + 1}} \right| \quad (2.18)$$

$$X_{t+1} = \begin{cases} -X_t, & r < T(\Delta X_{t+1}) \\ X_t, & r \geq T(\Delta X_{t+1}) \end{cases} \quad (2.19)$$

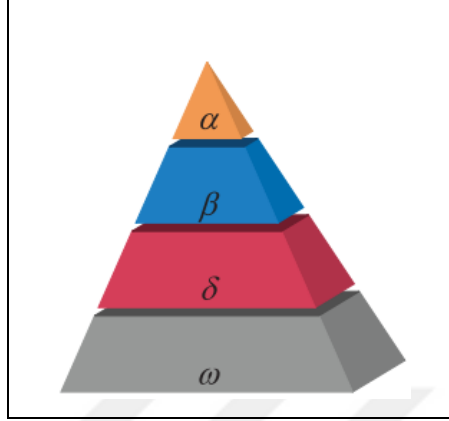
Eşitlik 2.15 ve eşitlik 2.19’ de Le’vy uçuşu parametreleri verilmiştir.

2.1.2.3. Bozkurt Optimizasyonu (BO) Algoritması

Mirjalili ve arkadaşları tarafından geliştirilen bozkurt optimizasyonu, bozkurtların avlanma şeklinden esinlenerek ortaya çıkarılan sürü tabanlı bir optimizasyon algoritmasıdır. BO algoritması bir başlangıç popülasyonu ile başlayıp yinelemeler doğrultusunda tanımlanan çözüm kümesini genişleterek arama yapmaktadır.

BO algoritması, bozkurtların avlanma ve toplumsal davranışlarını taklit ederek önerilmiştir. Bozkurtlar doğada 5-12 bireyden oluşan sürüler olarak yaşar ve avlanırlar. Grup sırasıyla alfa, beta, delta ve omega kurtları olarak hiyerarşik bir düzene sahiptir. Her türlü olayla ilgili konularda karar alan üye olan alfa kurdu; sürünün nerede avlanacağını, nerede uyuyacağını ve ne kadar süre uyuyacağını gibi kararları almakla sorumludur. Beta, karar vermede ya da sürü ile ilgili faaliyetlerde alfaya yardım eder ve altındaki kurtlarla iletişimi sağlamaktadır. Delta, hiyerarşinin en altındakilere emir vermek için alfa ve betadan emir alır. Gözcüler, yaşlılar, avcılar, izciler ve bekçiler bu grubu oluşturur. Omega, hiyerarşik düzende en düşük rütbeli kurtlardır.

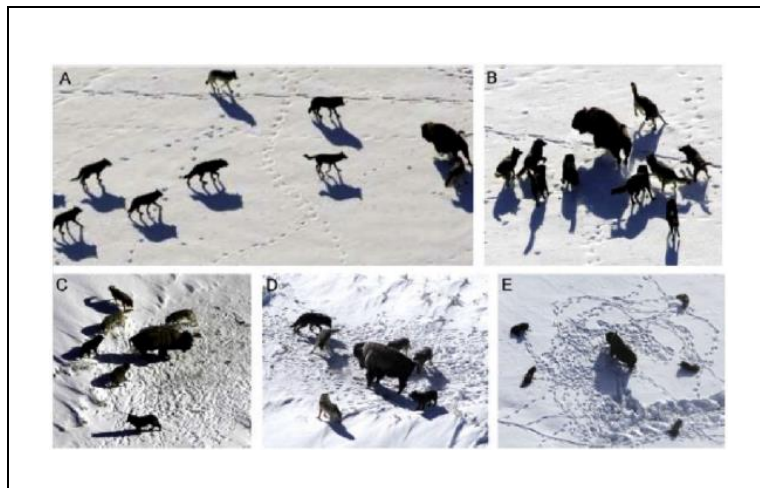
Bunlar genelde genç kurtlarla ilgilenirler ve avlanırken diğer kurtlardan sonra beslenmektedir. Şekil 4.4’ de popülasyondaki bireylerin hiyerarşik rolleri şematik olarak gösterilmiştir [29].



Şekil 2. 15: BO algoritmasında sosyal hiyerarşi.

Muro ve arkadaşları, bozkurtların sosyal hiyerarşisine ek olarak, bozkurtların av sürecinin ana adımlarını şöyle özetlemiştir (Şekil 2.16) [37]:

- Avın etrafında dairesel bir düzen oluşturulması
- Avın kovalanması ve etrafının sarılması
- Av için pusuya yatılması
- Avın takip edilmesi ve yakalanması



Şekil 2. 16: Bozkurt avlanma davranışı: A) Avın kovalanması, yakınlığı ve izleri; B-D) İzleme, taciz ve kuşatma; E) Saldırı.

- Kuşatma

Bozkurtlar avlarını daire içerisine alıp, kuşatıp avlar. Bu kuşatmanın matematiksel olarak modellenmesi eşitlik 2.20 ve 2.21’ da sunulmuştur.

$$\vec{D} = |\vec{C} \cdot \vec{X} - \vec{X}(t)| \quad (2.20)$$

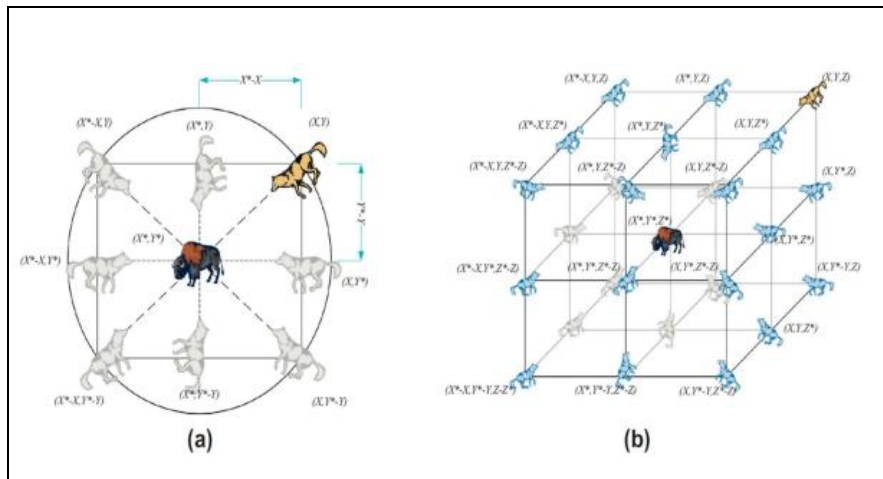
$$\vec{X}_{t+1} = \vec{X}_t - \vec{A} \cdot \vec{D} \quad (2.21)$$

Burada t yineleme sayısını, $\vec{A}$ ve $\vec{C}$ katsayı vektörünü, $\vec{X}_t$ avın konum vektörünü ve $\vec{X}$ ise bir bozkurtun konum vektörünü ifade eder. $\vec{A}$ ve $\vec{C}$ vektörleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\vec{A} = 2\vec{a} \cdot \vec{r}_1 - \vec{a} \quad (2.22)$$

$$\vec{C} = 2 \cdot \vec{r}_1 \quad (2.23)$$

Burada $\vec{a}$ her bir yinelemede 2’den 0’a kadar azalan bir vektör, $\vec{r}_1$ ve $\vec{r}_2$ ise $[0,1]$ arasında rastgele sayılardan oluşan vektördür. Şekil 6.2’de 2 ve 3 boyutlu pozisyon vektörleri ve bir sonraki olası konumlar gösterilmiştir. Bir bozkurt avın çevresinde kalmak koşuluyla pozisyonunu eşitlik 2.22 ve 2.23’ e göre güncelleyebilir. Şekil 2.17’ de kurtların iki boyutlu ve üç boyutlu pozisyon vektörleri ve olası bir sonraki konumları gösterilmiştir [29].



Şekil 2. 17: 2D (a) ve 3D (b) uzayında pozisyon vektörleri ve olası bir sonraki konumları.

- Avlanma

Alfa, beta ve delta bozkurtlarının avın konumu ile ilgili daha fazla bilgiye sahip olduğu kabul edilmektedir. Bu nedenle, ilk üç en iyi çözüm kaydedilir ve diğer kurtlar konumlarını bunlara göre güncellerler (Eşitlik 2.24 - 2.30).

$$\overrightarrow{D_a} = |\overrightarrow{C_1} \cdot \overrightarrow{X_a} - \vec{X}| \quad (2.24)$$

$$\overrightarrow{D_\beta} = |\overrightarrow{C_2} \cdot \overrightarrow{X_\beta} - \vec{X}| \quad (2.25)$$

$$\overrightarrow{D_\delta} = |\overrightarrow{C_3} \cdot \overrightarrow{X_\delta} - \vec{X}| \quad (2.26)$$

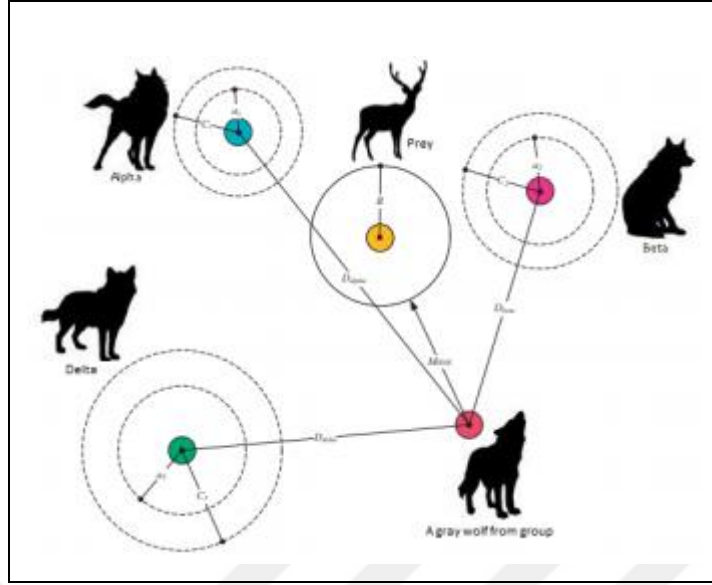
$$\overrightarrow{X_1} = \vec{X_a} - \overrightarrow{A_1} \cdot (\overrightarrow{D_a}) \quad (2.27)$$

$$\overrightarrow{X_2} = \vec{X_\beta} - \overrightarrow{A_2} \cdot (\overrightarrow{D_\beta}) \quad (2.28)$$

$$\overrightarrow{X_3} = \vec{X_\delta} - \overrightarrow{A_3} \cdot (\overrightarrow{D_\delta}) \quad (2.29)$$

$$\overrightarrow{X_{t+1}} = \frac{\overrightarrow{x_1} + \overrightarrow{x_2} + \overrightarrow{x_3}}{3} \quad (2.30)$$

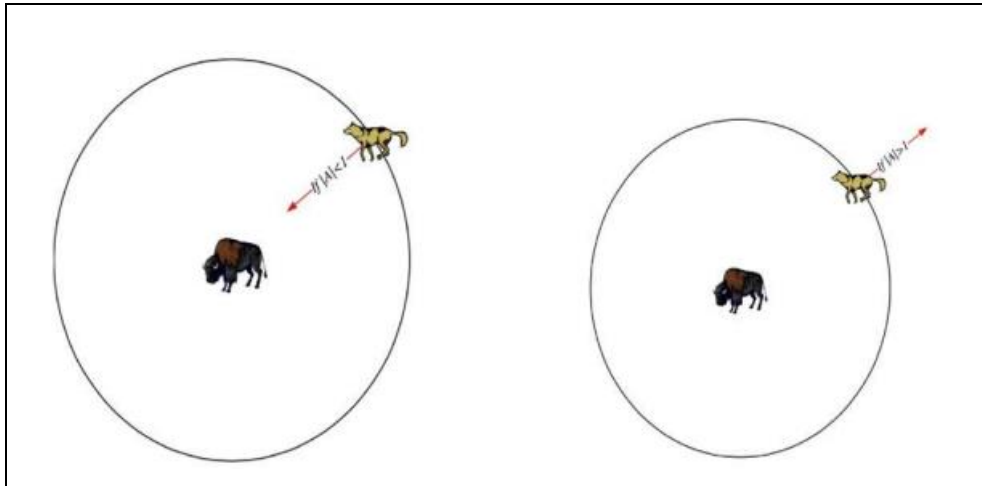
Burada D_a, D_β, D_δ sırasıyla alfa, beta, delta kurtlarının av ile arasındaki mesafeyi, X_a, X_β, X_δ alfa, beta ve delta kurtları için avın konumunu, X bozkurtun t . yinelemedeki konumunu, $C_1, C_2, C_3, A_1, A_2, A_3$ alfa, beta ve delta kurtlarının katsayı vektörlerini, X_1, X_2, X_3 alfa, beta ve delta kurtları için deneme vektörlerini, $\vec{X}(t + 1)$, bozkurtun i 'inci yinelemede pozisyon vektörünü göstermektedir. Şekil 2.18' de bozkurtların avlanma stratejisi gösterilmiştir [38].



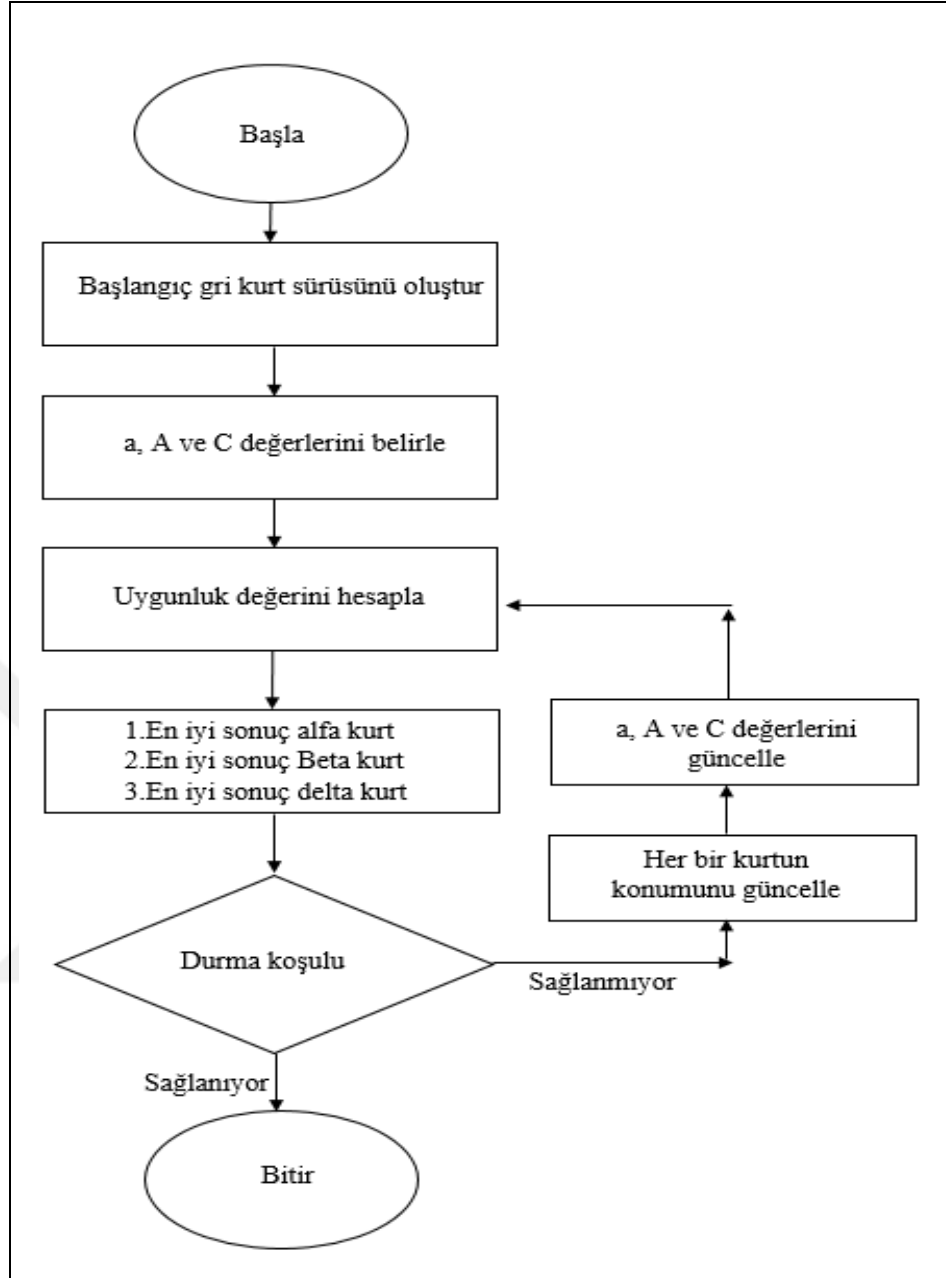
Şekil 2. 18: Bozkurtların avlanma stratejisi.

- Ava Saldırma

Bu davranışın matematiksel modelinde, a^* değeri azaldıkça, A^* 'nın aralığı da azalır. A^* , $[-1, 1]$ aralığında rastgele değerlere sahipse, kurdun bir sonraki konumu, geçerli konumu ile avın konumu arasında herhangi bir yerde olacaktır. $A < 1$ olduğunda kurtların ava saldırması zorlanır (Şekil 2.19). Şekil 2.20' de bozkurt optimizasyon algoritmasının akış diyagramı verilmiştir [29].



Şekil 2. 19: Ava saldırma ve av için arayış.



Şekil 2. 20: Bozkurt optimizasyon algoritmasının akış diyagramı.

2.2. Isı Transfer Mekanizmaları

Birbirleriyle etkileşime giren iki sistem ya da ortam arasında, sıcaklık farkının olduğu her durumda ısı transferi mutlaka gerçekleşmektedir. Sistem ya da ortam arasındaki sıcaklık farkından dolayı meydana gelen enerji aktarımı ısı transferi olarak tanımlanır.

Termodinamiğin ikinci prensibine göre ısı transferi, her zaman yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama doğru gerçekleşir. Belirli bir süre sonra iki ortamın da sıcaklıkları belirli bir dengeye ulaştınca ısı transferi durur.

Bu nedenle ana ısı transferi koşulu, sistemler arasında bir sıcaklık farkının olmasıdır [39]. Enerji her zaman en yüksek konsantrasyonlardan en düşük konsantrasyonlara doğru akar. Sistemler arasındaki ısı transferi temel olarak üç mekanizma ile gerçekleşmektedir. Bunlar sırasıyla;

- İletimle (Kondüksiyonla) Isı Transferi,
- Taşınım (Konveksiyonla) Isı Transferi,
- Işınım (Radyasyonla) Isı Transferi' dir.

2.2.1. İletimle (Kondüksiyonla) Isı Transferi

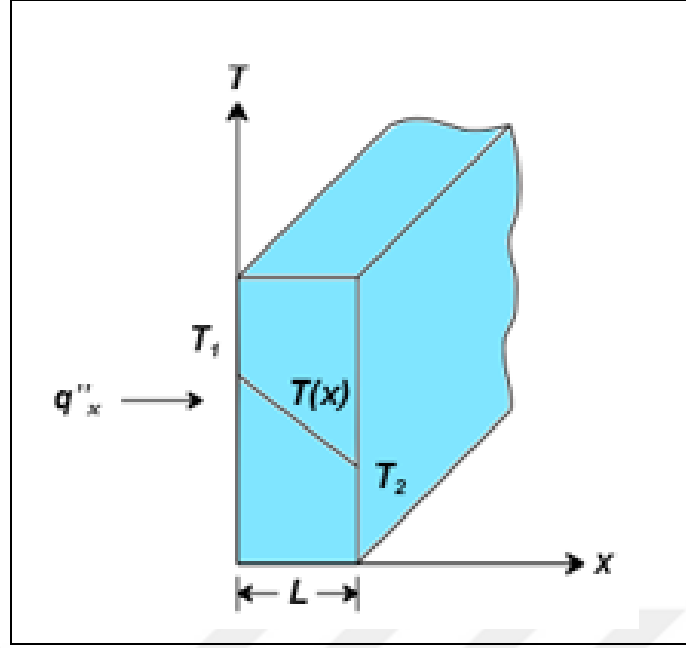
İletim, bir maddenin daha yüksek enerjili parçacıklardan daha düşük enerjili parçacıklarına, bu parçacıklar arasındaki etkileşimler sonucunda enerjinin daha az enerjik olanlara aktarımıdır [40]. Katılarda iletimle ısı transferi, katı moleküllerinin titreşimleri ve serbest elektronlarla gerçekleşirken, durağan akışkanlarda, moleküllerin serbest hareketleri sırasında çarpışması ile olur.

Adını bulan kişiden alan “Fourier Isı İletim Yasası” üç boyutlu ve homojen olarak kabul yapıldığında ısı iletimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir

$$q'' = -\lambda \cdot \nabla T = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2.31)$$

Burada q'' (W/m^2) ısı akısını, λ (W/m^2K) ise ısı iletim katsayısını göstermektedir. Tek yönlü bir iletim işlemi için aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Şekil 2.21) [41].

$$q'' = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (2.32)$$



Şekil 2. 21: Tek yönlü ısı iletimi.

Isı akısı denklemi, birim alandan geçen ısı transfer hızını verir. Eğer genel ısı çıkışı hesaplanmak istenirse eşitlik 2.33 'te gösterildiği gibi hesaplanabilir [39].

$$q = A \cdot q'' \quad (2.33)$$

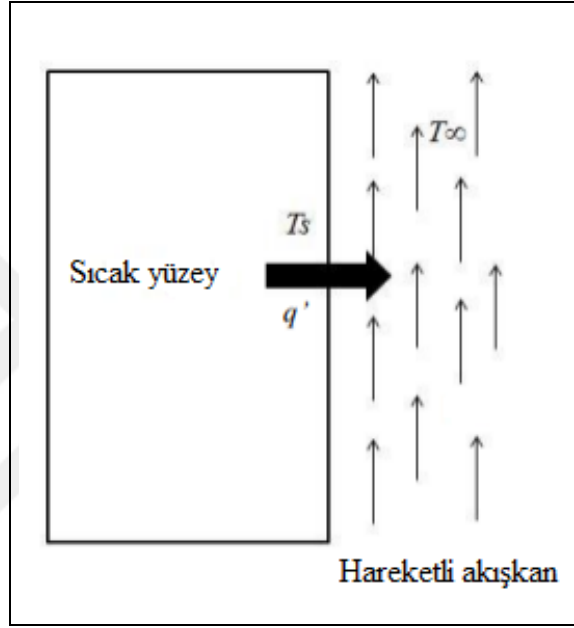
“Isıl iletkenlik” bir malzemenin ısı iletme yeteneğinin bir ölçüsüdür; metre kelvin başına watt cinsinden ölçülür. Bazı malzemeler için ısıl iletkenlik katsayıları tablo 2.2’ de verilmiştir.

Tablo 2.2: Bazı Malzemelere ait Isı İletim Katsayıları.

Malzeme	λ (W/m ² .K)
Alüminyum (saf)	237
Tuğla	0,72
Su	0,556
Hava	0,024
Bakır (saf)	401
Karbondioksit	0,0146

2.2.2. Taşınım (Konveksiyonla) Isı Transferi

Akışkan madde ile bu akışkanın etkileşime girdiği katı madde arasındaki sıcaklık farkından dolayı oluşan ısı transferine taşınım ile ısı transferi denir. Taşınım ile ısı transferinde akışkan maddenin hareketli olması gerekir. Yüksek akışkan hareketi doğru orantılı olarak ısı transfer hızını etkiler. Taşınım ile ısı transferinin şematik olarak gösterimi Şekil 2.22’ de verilmiştir [41].



Şekil 2. 22: Taşınım ile ısı iletimi.

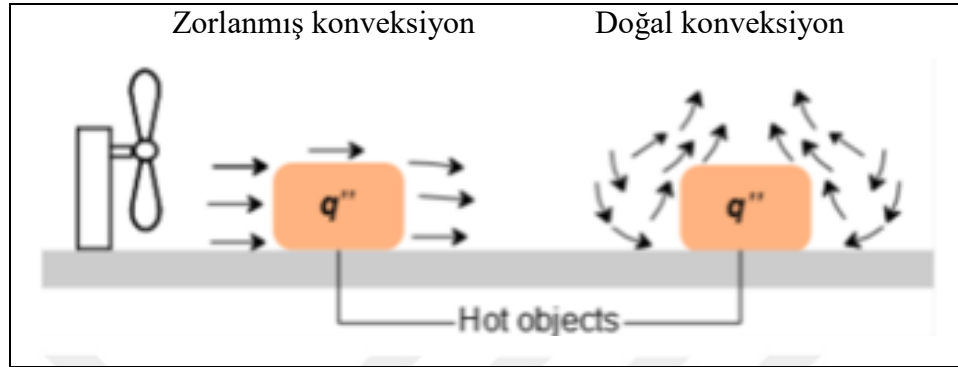
Taşınım ile ısı transferinde kullanılan temel yasa Newton’un Soğuma Yasası’dır. Bu soğuma yasası, temas halindeki bir katı cisim ile hareketli bir akışkan arasındaki birim zaman başına ısı transferidir ve eşitlik 2.34’ de verilmiştir.

$$q'' = h. (T_s - T_\infty) \quad (2.34)$$

Burada; q'' (W/m^2) bölgesel ısı akısını, h ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$) ısı taşınım katsayısını, T_s ve T_∞ (K) ise sırasıyla yüzeyin sınır tabaka sıcaklığını ve yüzeyin uç noktasındaki akışkanın sıcaklığını temsil eder. Toplam ısı transfer miktarı ise eşitlik 2.35’deki gibi hesaplanabilir.

$$q = h. A. (T_s - T_\infty) \quad (2.35)$$

Burada; A terimi, ısı transferinin gerçekleştiği yüzeyin alanını ifade etmektedir. Taşınım ile ısı transferi akışkan akımının karakterine göre zorlanmış ısı taşınımı ve doğal ısı taşınımı olarak sınıflandırılabilir ve Şekil 2.23’ te gösterilmiştir [41].



Şekil 2. 23: Konveksiyonla ısı transfer süreci.

Akışkan durağan ise bu akışkandaki ısı taşınımına doğal taşınım (konveksiyon) denir. Doğal ısı taşınımında, akışkandaki sıcaklık farkından dolayı bir yoğunluk farkı oluşur ve oluşan yoğunluk farkı ile hareket eden akışkan molekülleri, ısıyı taşımaktadır. Isınan akışkanın yoğunluğu azalarak kaldırma kuvveti etkisi ile yukarıya doğru hareket eder, akışkan molekülleri soğuk bir yüzeye temas ederek yoğunlaşır ve aşağı doğru hareket eder.

Eğer akışkan bir pompa, vantilatör ve benzeri cihazlarla veya rüzgar tarafından cebri harekete maruz bırakılırsa, yani akışkan hareketli ise gerçekleşen ısı taşınımına “zorlanmış taşınım (konveksiyon)” denir [42].

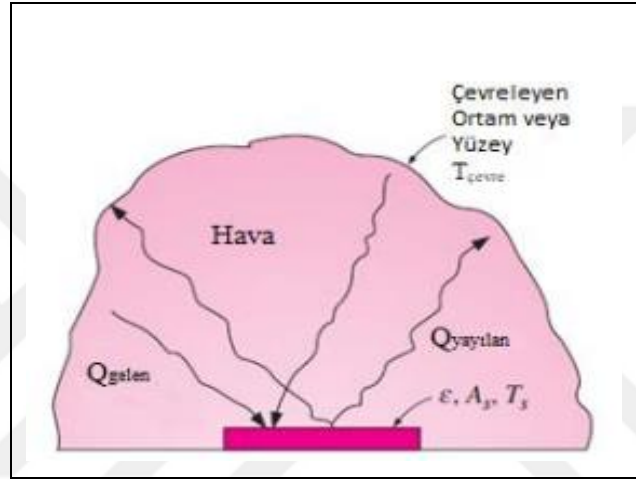
Bazı tipik akışlar için ısı transfer katsayısı değerleri Tablo 2.3’de verilmiştir.

Tablo 2.3: Bazı akışlar için ortalama ısı transferi katsayıları.

Akışkan	Doğal Konveksiyon (W/m ² .K)	Zorlanmış Konveksiyon (W/m ² .K)
Gazlar	5-30	30-300
Yağlar	5-100	30-3000
Su (tek faz)	30-300	300-10000
Sıvı metaller	50-500	500-20000
Su kaynaması	2000-20000	3000-100000

2.2.3. Işınım (Radyasyon) Isı Transferi

Işınım ısı transferi, sonlu bir sıcaklığa sahip bir nesne tarafından yayılan enerji olarak tanımlanabilir. Işınım ısı transferi bilinen en hızlı ısı transferi yöntemidir. Enerji, elektromanyetik dalgalar veya fotonlar ile aktarılır ve aracı bir ortama ihtiyaç duymadığı için de boşluktan etkilenmez. (Şekil 2.24) Tersine, güneş enerjisinin yeryüzüne ulaşması gibi ışınsal ısı transferinin de en iyi uzayda gerçekleştiği bilinmektedir [41].



Şekil 2. 24: Bir yüzey ve çevresindeki ortam arasındaki ışınsal ısı transferi.

Yüzey sıcaklığı T_s , yayıcılığı ϵ ve yüzey alanı A_s olan bir yüzey, ile $T_{çevre}$ sıcaklığında geniş bir ortamla veya yüzey ile arasında gerçekleşen ışınsal ısı transferi Şekil 2.24' te verilmiştir.

Yüzeyin yayma gücü E , birim zamanda birim yüzeyden serbest bırakılan enerji (W/m^2) olarak tanımlanabilir. Yayma gücünün Stefan-Boltzman yasası ile tanımlanmış hali eşitlik 2.36' da görülmektedir.

$$E = \lambda \cdot T_s^4 \quad (2.36)$$
$$\lambda = 5,67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$$

Burada λ Stefan-Boltzman sabiti, T_s ise yüzeyin mutlak sıcaklığıdır. Böyle bir yüzey, siyah cisim veya ideal ışınsal yayıcı olarak adlandırılır.

Gerçek bir cismin yaydığı ısı akısı, aynı sıcaklıkta bulunan bir siyah cisme göre daha azdır ve eşitlik 2.37 ile ifade edilir.

$$E = \varepsilon \cdot \lambda \cdot T_s^4 \quad (2.37)$$

Burada, ε yüzeye bağlı bir özelliktir ve ‘yayma oranı’ olarak isimlendirilir. 0 ile 1 aralığında değerler alabilen ε , yüzeyin ne denli enerji yaydığının bir ölçüsüdür. Bazı malzemelere ait yayma oranı değerleri Tablo 2.4’ te verilmiştir. T_s sıcaklığındaki bir yüzey ile bu yüzeyi çevreleyen T_∞ sıcaklığındaki yüzeylerin birim alanda ışınlama gerçekleşen net ısı geçişinin belirlenmesi için eşitlik 2.38 kullanılmaktadır.

$$q' = \varepsilon \cdot \lambda \cdot (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (2.38)$$

Burada λ , Stefan-Boltzman sabiti, T_s , yüzeyin mutlak sıcaklığı ve T_∞ bu yüzeyi çevreleyen ortam sıcaklığıdır.

Tablo 2.4: Bazı malzemelere ait yayma oranı değerleri.

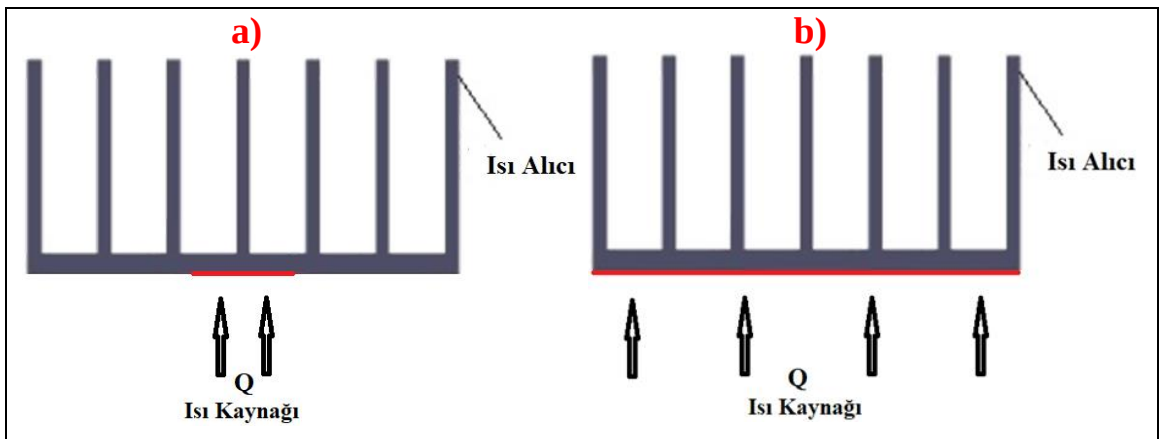
Malzeme	Sıcaklık (K)	ε	Malzeme	Sıcaklık (K)	ε
Alüminyum	600	0,06	Seramik Kaolin	300	0,85
Platin	1000	0,13	Yalıtım Tuğlası	800	0,7
Paslanmaz Çelik	1000	0,3	Toprak	300	0,96

3. FİZİKSEL MODEL ve TERMAL ANALİZ

3.1. Problemin Tanımlanması

Bu çalışmada, alttan bir ısı kaynağına maruz kalan profil ısı alıcının doğal konveksiyonla oluşan ısı aktarımı sonucu oluşan analiz sonuçları incelenmiş ve bu sonuçlar dikkate alınarak ısı alıcının maksimum sıcaklığını ve ağırlığını minimize etmek için optimal tasarımlar araştırılmıştır. Ayrıca ısı alıcının kanat yüksekliğinin ve ısı kaynağı uygulama alanının termal performans üzerine etkisi incelenmiştir.

Termal analizler iki farklı durum dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.1’ de ısı alıcı sistemleri şematik olarak gösterilmiştir. Şekil 3.1’ de görüldüğü üzere, kanatçık dizisi 60x90 mm kesit alanlı ve 120 mm uzunluğundaki plaka üzerine yerleştirilmiştir. Burada ısı alıcı plaka alt tabanından her iki durum için sabit 100 (W) ısı yükü uygulanmıştır. 1. Durum; ısı kaynağının alt taban merkezinde 35x35 mm²’lik, 2. Durum; ısı kaynağının tüm alt tabanda 120x90 mm²’lik bir alandan uygulandığını ifade etmektedir. Şekil 10.9’da kanat genişliği, d (mm), taban yüksekliği, p (mm), kanat sayısı, n (adet) dizayn parametreleri, ısı alıcı uzunluğu, W (mm), ısı alıcı genişliği, L (mm), ısı alıcı yüksekliği, H (mm) ve kanatçıklar arası mesafe, m (mm) olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3. 1: Isı alıcı sistemleri şematik gösterimi a) 1. Durum, b) 2. Durum.

3.2. Fiziksel Model Tasarımları

Bu tez çalışmasında literatür çalışmaları göz önüne alınarak değerlendirilmesi gereken faktörler aşağıdaki gibi belirlenmiştir:

- Kanat Genişliği (d)
- Taban Yüksekliği (p)
- Kanat Sayısı (n)

Belirlenen bu faktörlerin birbirleriyle olan etkileşimleri incelenerek optimum seviyelerinin bulunması hedeflenmiştir. Değerlendirilecek faktörlerin belirlenmesinin ardından bu faktörlerin alacağı en yüksek ve en düşük değerlerin belirlenmesi ve hangi seviye aralıkları ile test edilmesi gerektiğine karar verilmiştir.

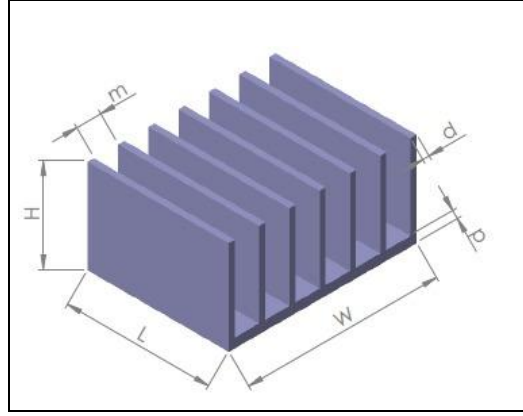
Seçilen faktörler ve seviyeleri Tablo 3.1’ de gösterildiği şekildedir.

Tablo 3.1: Dizayn Faktörleri ve Seviyeleri.

Sıra No	Faktörler	Birim	1.Seviye	2.Seviye	3.Seviye
1	Kanat Genişliği (d)	(mm)	4	7	10
2	Taban Yüksekliği (p)	(mm)	4	6	8
3	Kanat Sayısı (n)	(adet)	3	5	7
4	Isı Kaynağı Türü	*	1. Durum	2. Durum	*

Bu çalışmada tam faktöriyel tasarım çerçevesinde bir planlama yapılmıştır. Bu doğrultuda, Tablo 3.1’ de görüldüğü üzere 3 seviyeli 3 faktörün olduğu bir sistem için tasarım kombinasyonu 3^3 şeklindedir ve 27 tasarıma karşılık gelir. Bu 27 tasarım 2 farklı ısı kaynağı durumu için faktörlerin her biri her seviyede denenmiş ve 54 tasarım için sonuçlar elde edilmiştir.

Sıcaklık dağılımı analizlerine başlamadan önce modellerin bilgisayar ortamında tasarlanması gerekmektedir. Farklı geometrik ölçülere sahip 27 tasarımın 3 boyutlu katı modellemesi Solidworks 2015 ile tasarlanmıştır. Tablo 3.2’ de 27 farklı tasarıma ait geometrik ölçüler ve ağırlık değerleri verilmiştir. Ağırlık sonuçları incelendiğinde; en yüksek değer (1117,80 g) 4 no’ lu tasarımda, en düşük değer (279,74 g) 2 no’ lu tasarımda çıktığı görülmüştür. Burada kanatçıklar arası mesafe (m) eşit ölçüde olacak şekilde belirlenmiştir.

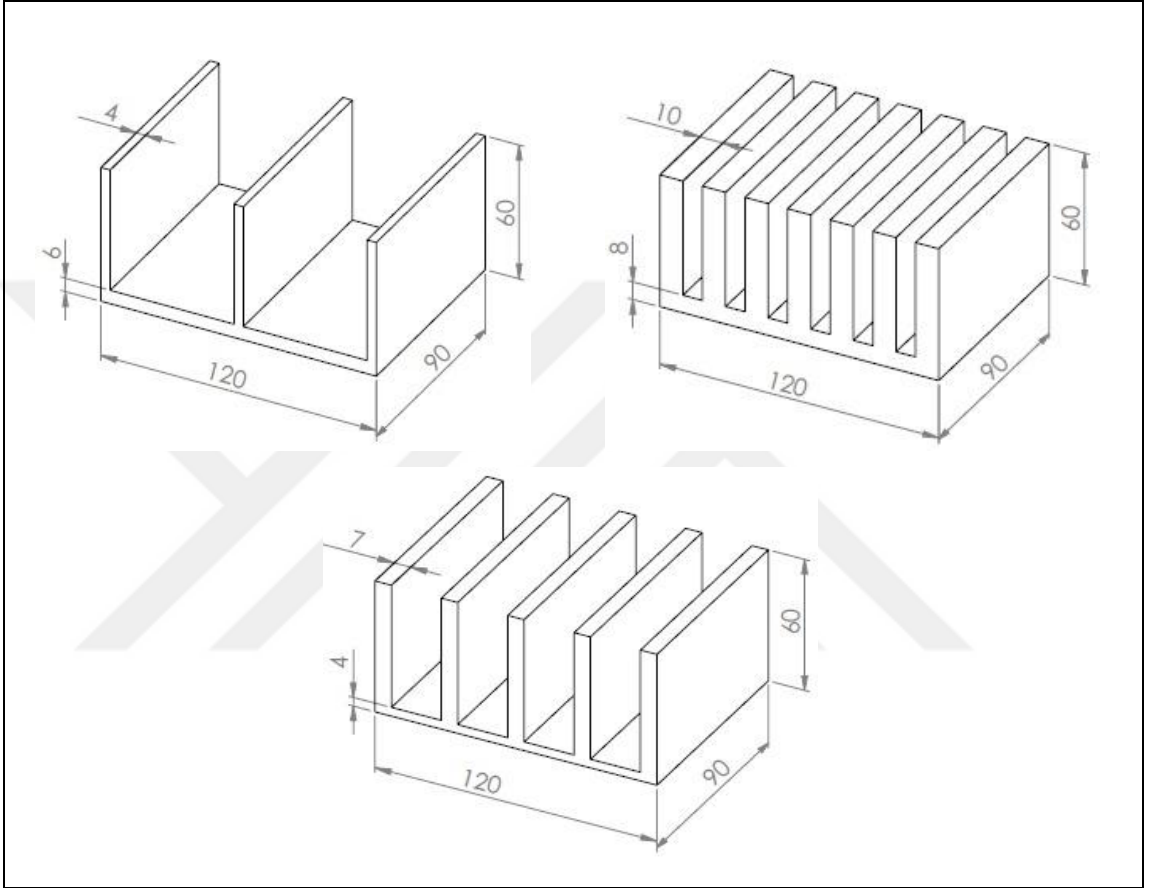


Şekil 3. 2: Tasarlanan ısı alıcısı görseli.

Tablo 3.2. Tasarım Tablosu.

TASARIM NO	BOYUT (WxLxH) mm ³	KANAT GENİŞLİĞİ (10-7-4) (mm)	TABAN YÜKSEKLİĞİ (8-6-4) (mm)	KANAT SAYISI (7-5-3) (Adet)	Ağırlık (g)
1	120x60x90	4	6	3	332,23
2	120x60x90	4	4	3	279,74
3	120x60x90	10	4	3	524,31
4	120x60x90	10	8	7	1117,80
5	120x60x90	10	6	7	1093,50
6	120x60x90	7	8	5	675,54
7	120x60x90	10	4	5	797,04
8	120x60x90	4	6	7	542,38
9	120x60x90	4	8	7	598,75
10	120x60x90	10	6	5	831,06
11	120x60x90	7	4	5	592,92
12	120x60x90	7	8	3	498,28
13	120x60x90	4	4	5	388,80
14	120x60x90	4	8	3	384,91
15	120x60x90	4	8	5	486,00
16	120x60x90	7	8	7	852,44
17	120x60x90	10	8	5	865,08
18	120x60x90	4	6	5	437,40
19	120x60x90	7	4	3	402,05
20	120x60x90	7	6	7	817,94
21	120x60x90	10	6	3	568,05
22	120x60x90	10	4	7	1069,20
23	120x60x90	7	6	3	450,52
24	120x60x90	7	6	5	634,23
25	120x60x90	7	4	7	783,43
26	120x60x90	10	8	3	612,36
27	120x60x90	4	4	7	497,66

Şekil 3.3’ de sıcaklık dağılımı analizlerinde kullanılmak üzere Solidworks 2015 programında üç boyutlu katı modellemesi yapılan 27 farklı tasarım arasından üç örnek (1, 4 ve 11 no’ lu tasarım) gösterilmiştir. Tasarımlarda ayrıca geometrik değişkenlerin karşılık geldiği uzunluklar işaretlenerek gösterilmiştir. Isı alıcı malzemesi olarak ısıl iletkenlik katsayısı 237,5 W/mK olan alüminyum malzemesi kullanılmıştır.



Şekil 3. 3: 1, 4 ve 11 no’lu tasarımın geometrik ölçüleri.

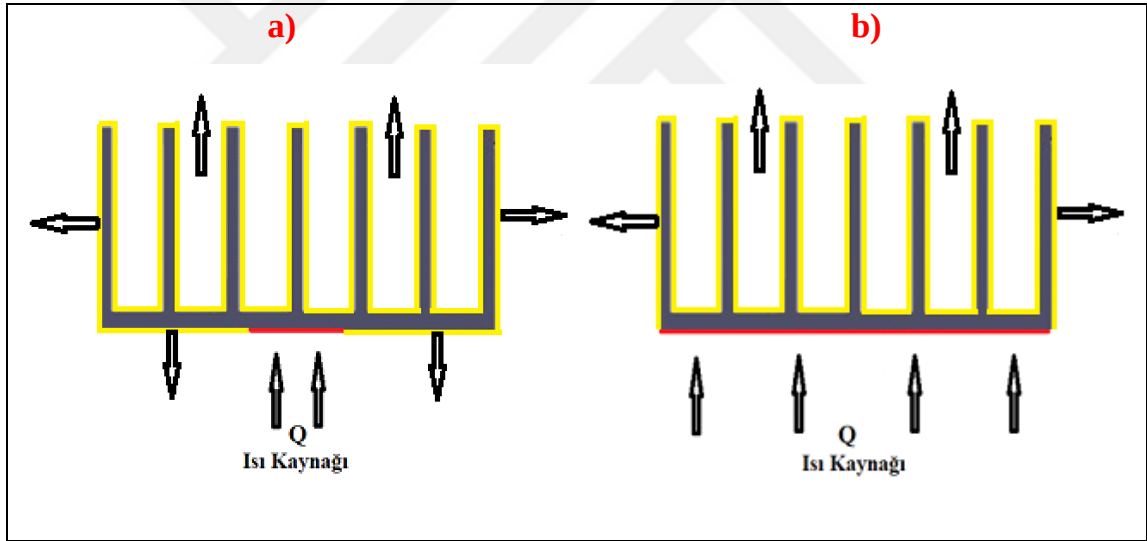
3.3. Sınır Şartları ve Kabuller

Çalışmada ısı alıcı malzemesi olarak alüminyum seçilmiştir. 1. Durum için ısı kaynağı alanı; uzunluğu 35 mm, genişliği 35 mm, 2. Durum için ısı kaynağı alanı, uzunluğu 120 mm, genişliği 90 mm olarak kabul edilmiştir. Alüminyum ısı alıcı, ısı iletim katsayısının, yoğunluğunun, özgül ısısının sabit olduğu ve içerisinde enerji üretimi olmayan katı cisim olarak kabul edilmiştir.

Tablo 3.3: Isı alıcı malzemesi ve akışın termofiziksel özellikleri.

Malzeme	C_p (J/Kg.K)	μ (Kg/m.s)	k (W/m.K)	ρ (kg/m ³)
Alüminyum	951	*	237,5	2700
Hava	1007	$1,789 \times 10^{-5}$	0,026	1,1614

Çalışmada, her iki durum için sabit 100 W ısı yükü uygulanmıştır. Isı alıcının ısı kaynağı uygulama alanı haricindeki tüm dış yüzeylerinde çevreye taşınım ve ışıınım sınır koşulu tanımlanmıştır. Burada ısı taşınım katsayısı $h=5$ W/m²K, yayma oranı $\varepsilon=0,8$ gri cisim olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.4' te her iki durum için oluşturulan sistemin şematik gösterimi sunulmuştur. Isı yükü uygulanan alan kırmızı renk ile, çevreye doğru taşınım ve ışıınının gerçekleştiği yüzey alanı ise sarı renk ile ifade edilmiştir. Çalışmada çevre sıcaklığı 330 K olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3. 4: Sistemin ısı transfer türleri a) 1. Durum, b) 2. Durum.

3.4. Termal Analiz

Tam Faktöriyel Tasarım çerçevesinde tasarlanan ısı alıcıların, belirlenen geometrik şekil ölçüleri dikkate alınarak her bir ısı alıcının ısı dağılımları ANSYS programı kullanılarak ısı dağılım simülasyonu yapılmıştır.

Girilen değerler dikkate alınarak her bir ısı alıcının ısı modeli ve ısı dağılım analizi hazırlanmıştır. Isı alıcı için hazırlanan analiz modelleri ilgili süreç adım adım belirtilmiştir.

Buna göre;

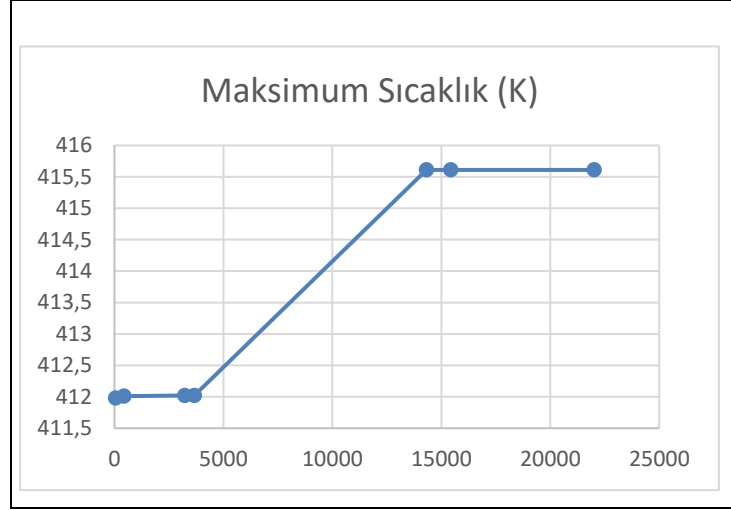
Adım 1: Analiz programında yer alan toolbox menüsünden Geometri menüsü seçilmiştir. Solidworks 2015 programında tasarlanan ısı alıcılar import geometri sekmesiyle analiz programına çağırılmıştır.

Adım 2: Isı alıcılar için hazırlanan analiz modelleri, analiz programında Steady-State Thermal özelliği kullanılarak oluşturulmuştur. Analiz programında yer alan toolbox menüsünden kararlı durum termal (Steady-State Thermal) menüsü seçilmiştir.

Adım 3: Analiz programında, ısı alıcı malzeme bilgisi, edit menüsünden Alüminyum olarak tanımlanmıştır.

Adım 4: Analiz programında tanımlanan geometrik ısı alıcı, model sekmesinde edit kısmı seçilerek ısı alıcının program içinde açılması sağlanır.

Adım 5: Termal analizin doğru yapılabilmesi için tanımlanan her bir ısı alıcının ağ yapısı olarak programa tanıtılması gerekmektedir. Isı alıcı ilk açıldığında ağ (mesh) sekmesine sağ seçim yapılarak Generate Mesh yapılmıştır. Mesh yapısının kalitesini artırmak için Sizing sekmesinden gerekli düzenlemeler yapılmıştır. Ancak uygun çözüm ağı yoğunluğunun tespit edilmesi için çözüm ağından bağımsızlık testi yapılmalıdır. Bu test ise farklı yoğunluktaki çözüm ağları ile yapılan sonuçların karşılaştırılması ile yapılır. Bu şekilde çözüm ağı yoğunluğunun artmasına karşın fiziksel sonucun değişmediği noktada yeterli sayıda eleman içeren çözüm ağı bulunur. Çözüm ağından bağımsızlık analizleri genellikle tek bir skaler sonucun karşılaştırılması ile yapılır. Şekil 3.5' te çözüm ağından bağımsızlık analizi sonucu gösterilmiştir. Yapılan çözüm ağı analizi sonucunda 14310 elemana sahip çözüm ağının kullanılmasına karar verilmiştir.

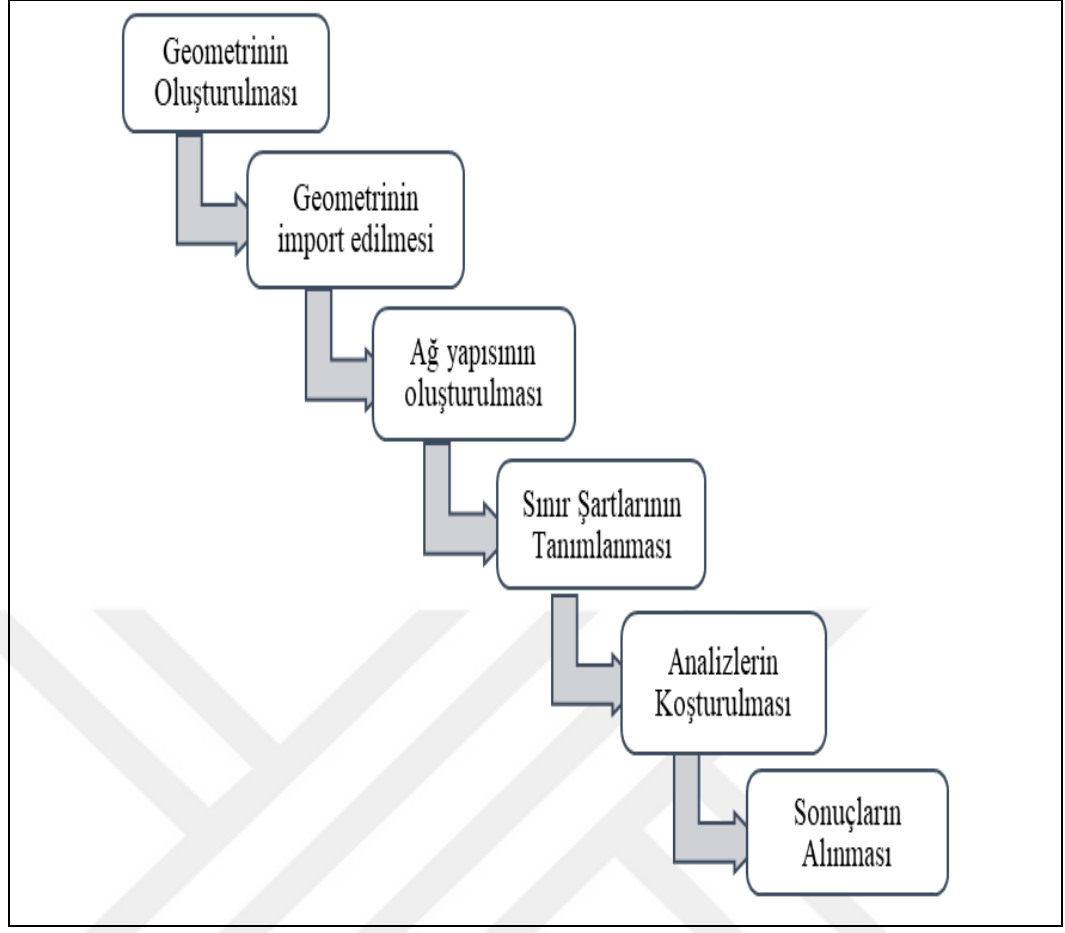


Şekil 3. 5: Çözüm ağından bağımsızlık analizi sonuçları.

Adım 6: Analiz programında termal analiz yapılabilmesi için, programda Steady-State thermal kısmında sınır koşullarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu kısımda ısı (heat flow), taşınım (convection) ve ışıınım (radiation) sınırları tanımlanmıştır. Yapılan tanımlamalarda analiz programında yer alan ortam sıcaklığı, Ambient Temperature kısmında tanımlanmıştır.

Convection kısmında taşınım katsayısı (film coefficient), programda tanımlı Import Temperature Depent / Stagnant Air-Simplified Case seçilerek tanımlanmıştır. Radiation kısmında ise yayma oranı (emissivity) kısmında tanımlanmıştır.

Adım 7: Tanımlamaların yapılması ile birlikte her bir ısı alıcının analiz programı içerisinde çözümlenmesi yapılmıştır. Çözümleme (solution) kısmında ısı dağılımları görebilmek için sıcaklık (temperature) kısmı seçilmiştir. Çözümleme sonucunda ısı alıcı üzerinde ısı değerlendirmeler sonucu oluşan sıcaklık dağılımlarını içeren veriler elde edilmiştir. Elde edilen veriler bir sonraki kısım termal analiz sonuçları kısmında ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

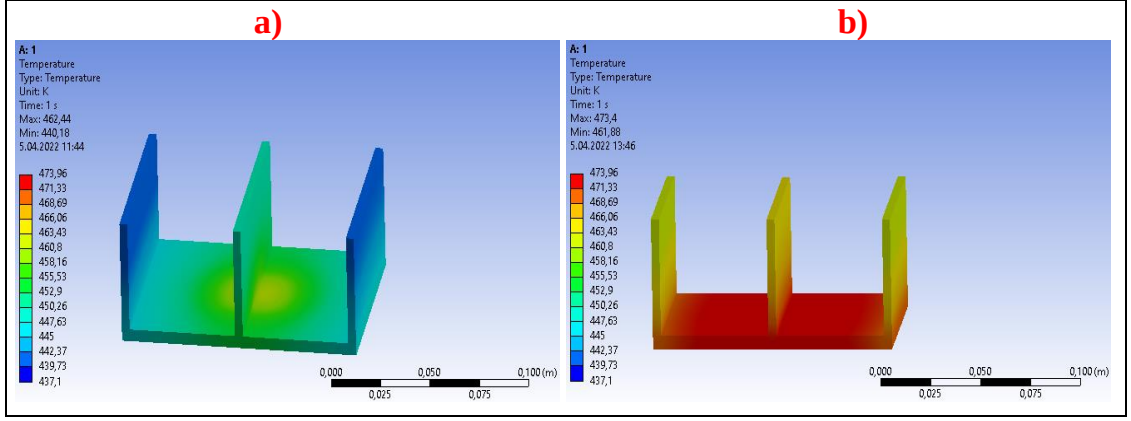


Şekil 3. 6: Termal analiz akış diyagramı.

3.5. Termal Analiz Sonuçları

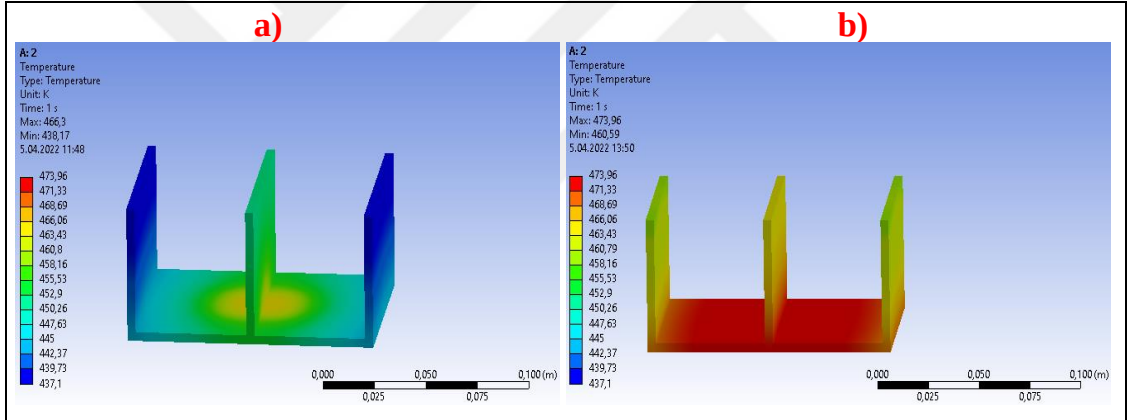
Bu bölümde 27 farklı ısı alıcı için her iki durumda oluşan sıcaklık dağılımı analiz sonuçlarına yer verilmiştir. Isı alıcı üzerinde oluşan sıcaklık dağılımlarına bakıldığında ısı kaynağı çevresinin sıcak diğer yüzeylerin ise soğuk olduğu görülmektedir

Şekil 3.7’ de 1 no’ lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 462,44 K, 2. Durum için 473,40 K olduğu görülmüştür.



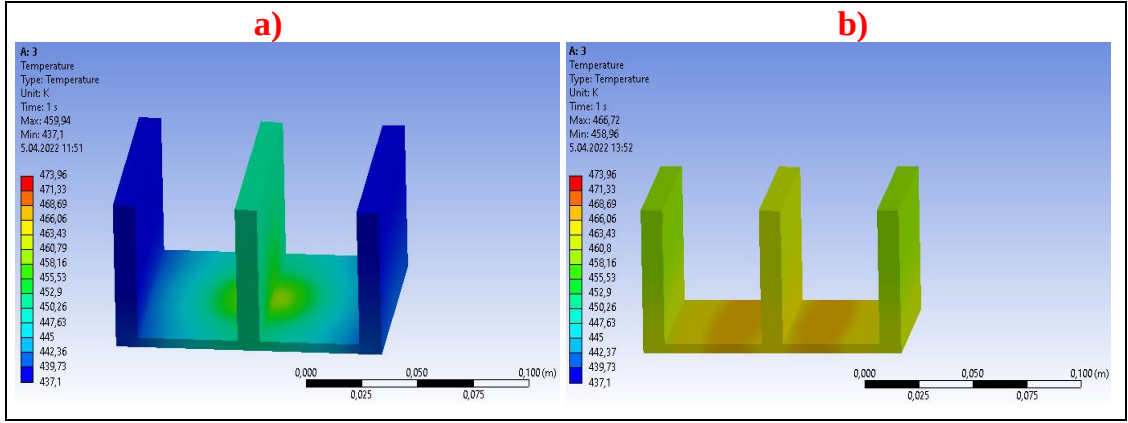
Şekil 3.7: 1 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.8' de 2 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 466,30 K, 2. Durum için 473,96 K olduğu görülmüştür.



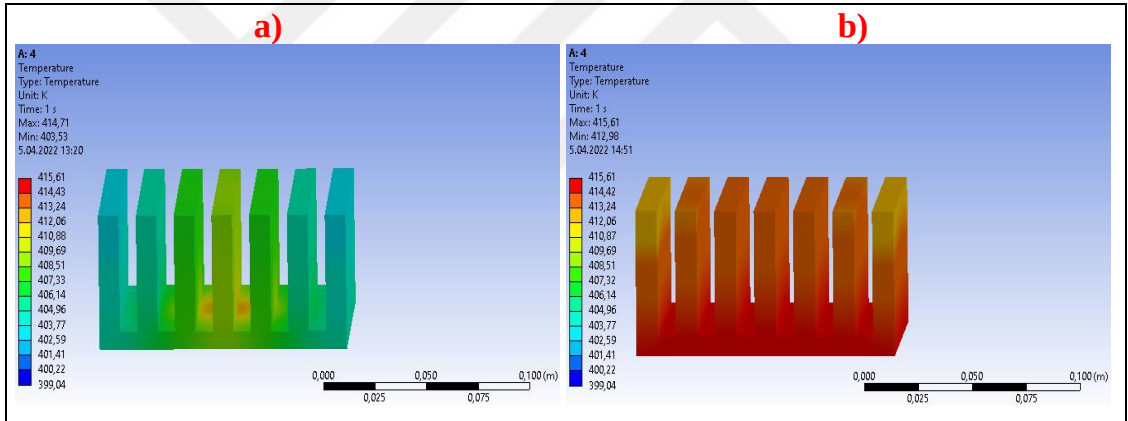
Şekil 3.8: 2 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.9' da 3 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 459,94 K, 2. Durum için 466,72 K olduğu görülmüştür.



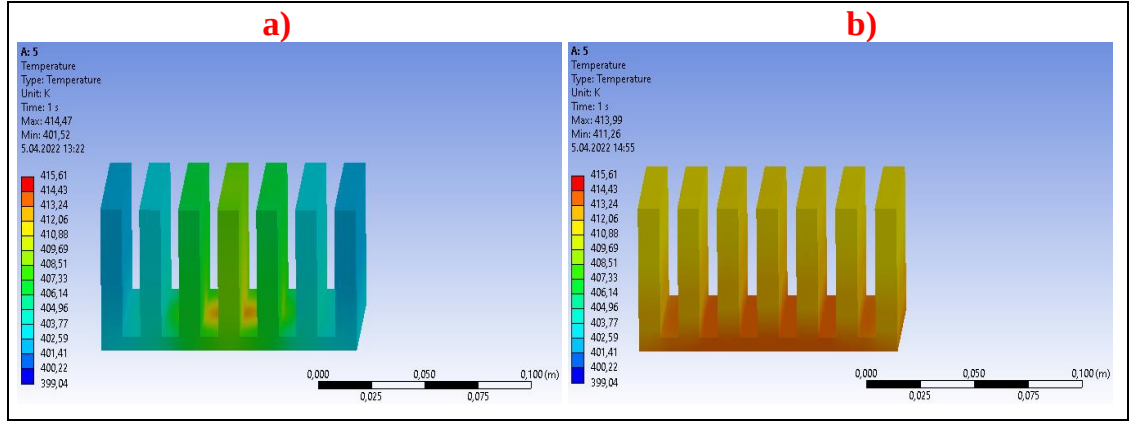
Şekil 3.9: 3 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.10' da 4 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 414,71 K, 2. Durum için 415,61 K olduğu görülmüştür.



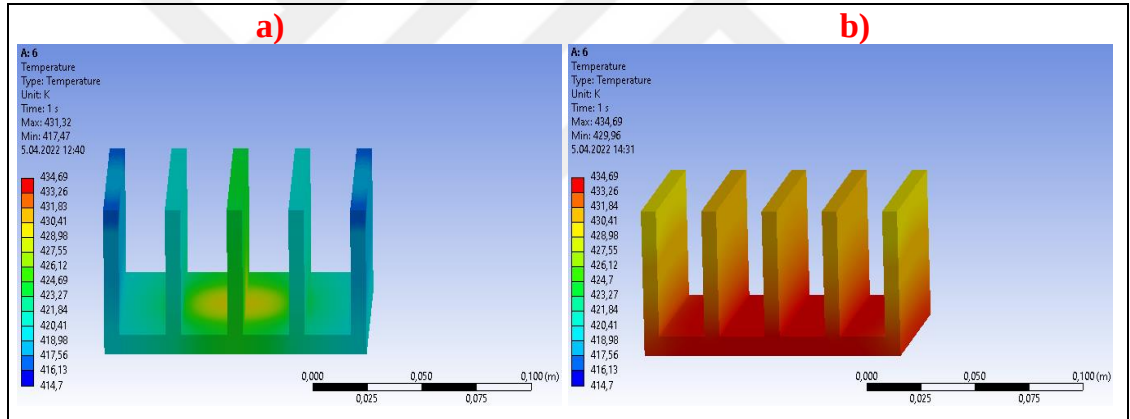
Şekil 3.10: 4 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.11' de 5 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 414,47 K, 2. Durum için 413,99 K olduğu görülmüştür.



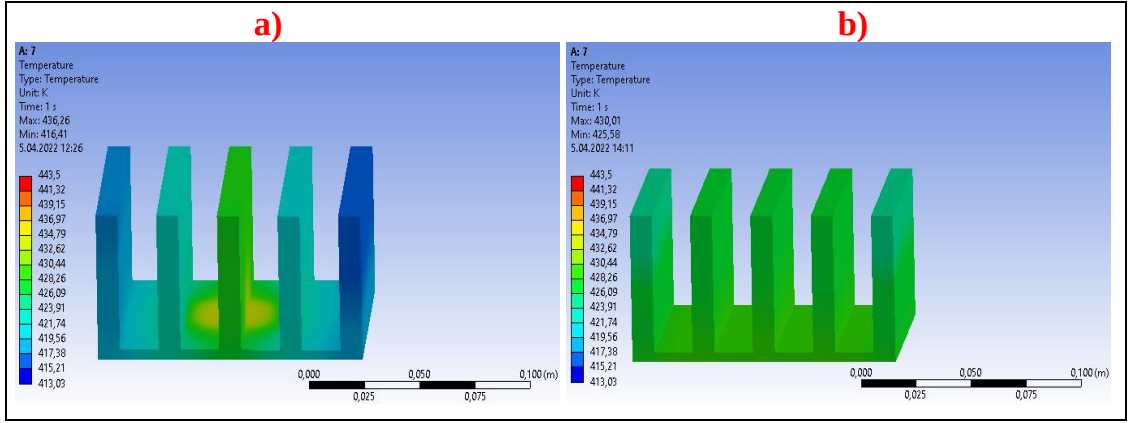
Şekil 3.11: 5 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.12' de 6 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 431,32 K, 2. Durum için 434,69 K olduğu görülmüştür.



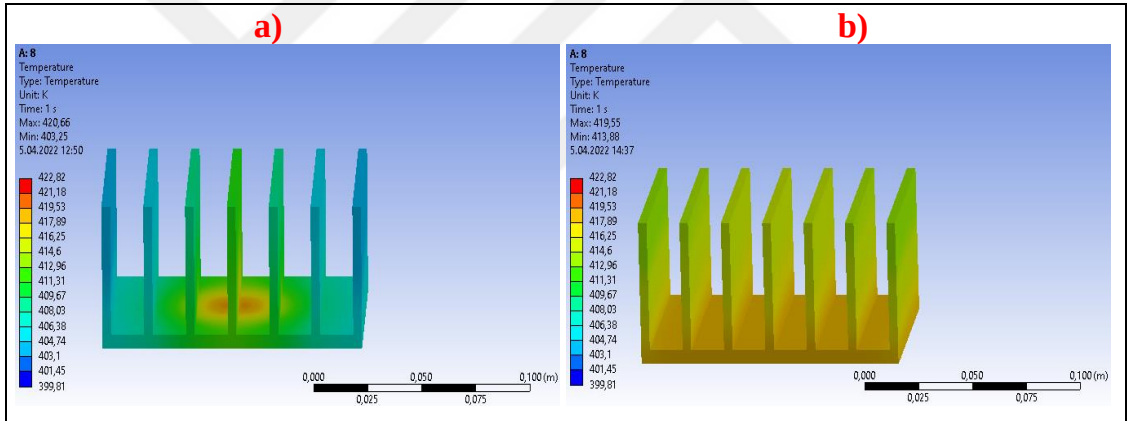
Şekil 3.12: 6 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.13' te 7 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 436,26 K, 2. Durum için 430,01 K olduğu görülmüştür.



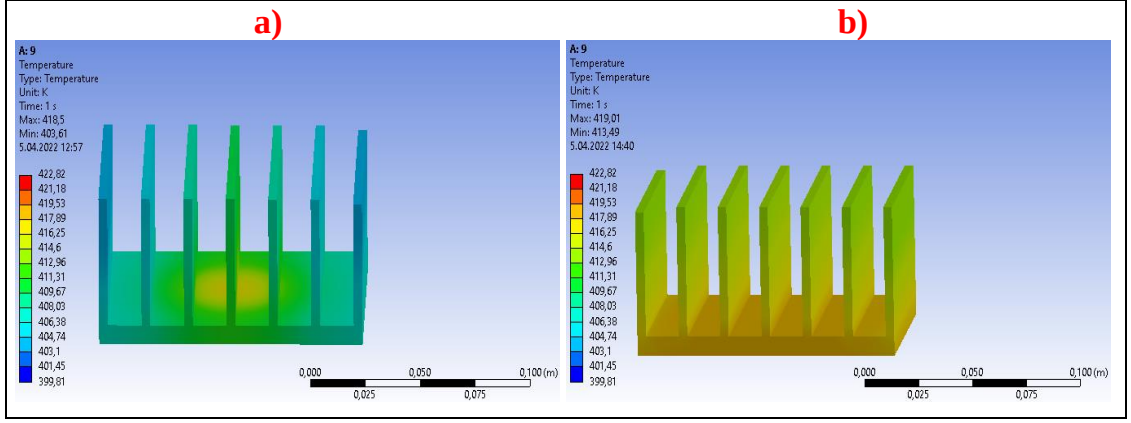
Şekil 3.13: 7 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.14' te 8 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 420,66 K, 2. Durum için 419,55 K olduğu görülmüştür.



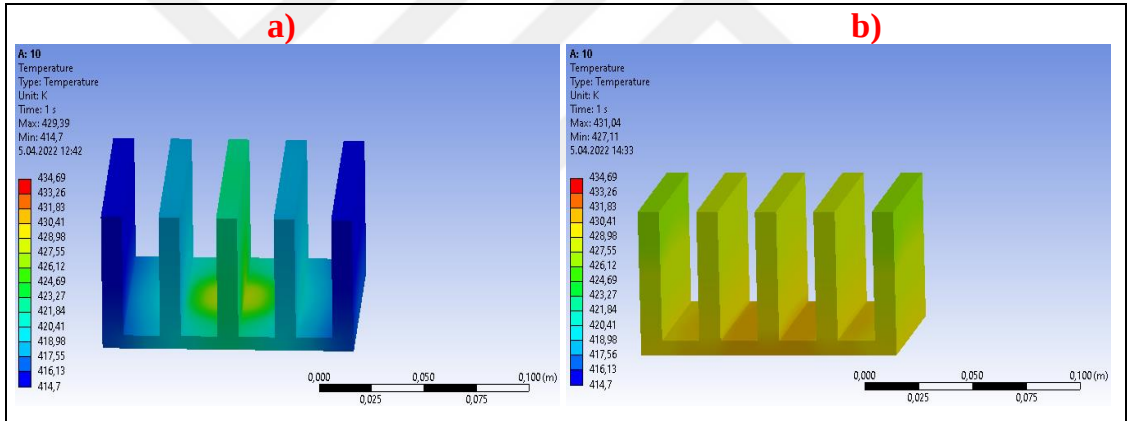
Şekil 3.14: 8 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.15' de 9 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 418,50 K, 2. Durum için 419,01 K olduğu görülmüştür.



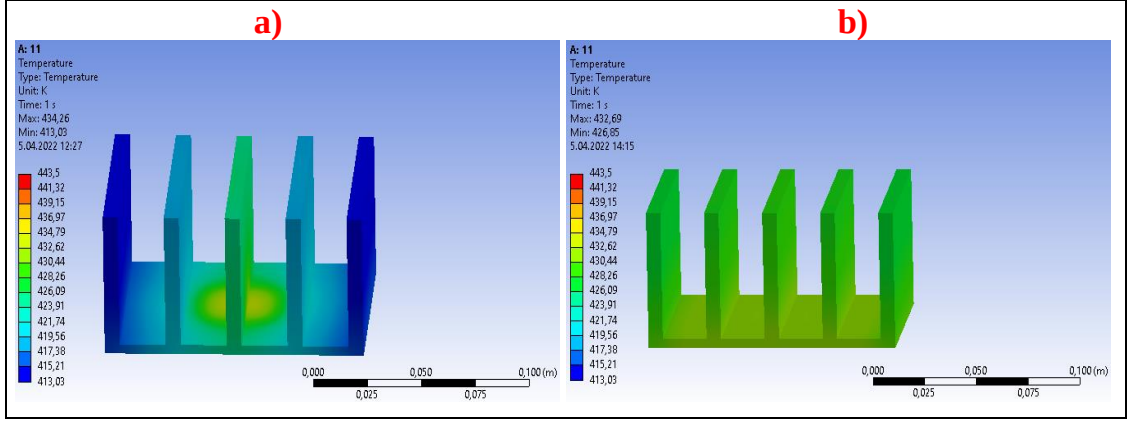
Şekil 3.15: 9 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.16' da 10 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 429,39 K, 2. Durum için 431,04 K olduğu görülmüştür.



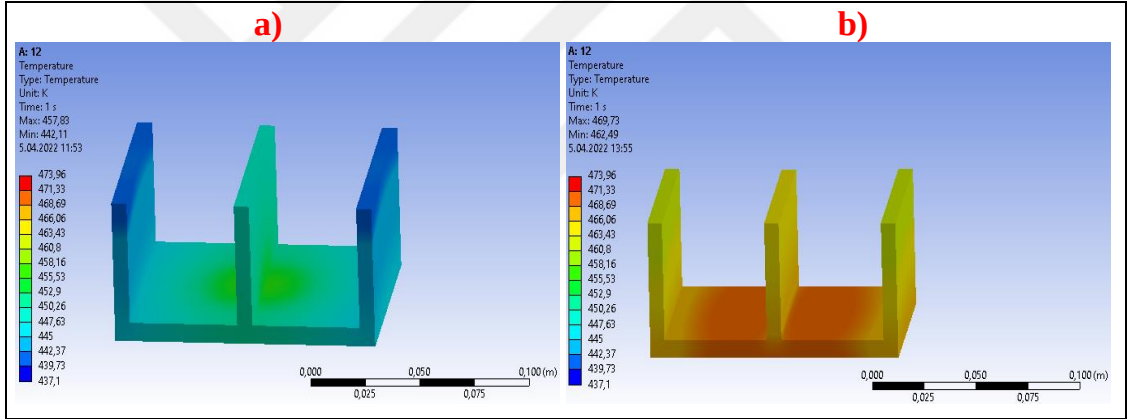
Şekil 3.16: 10 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.17' de 11 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 434,26 K, 2. Durum için 432,69 K olduğu görülmüştür.



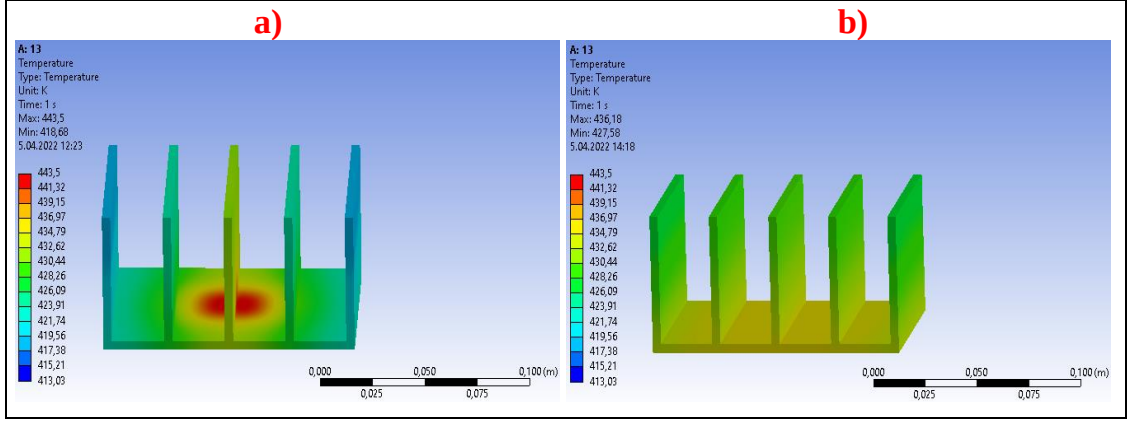
Şekil 3.17: 11 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.18' de 12 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 457,83 K, 2. Durum için 469,73 K olduğu görülmüştür.



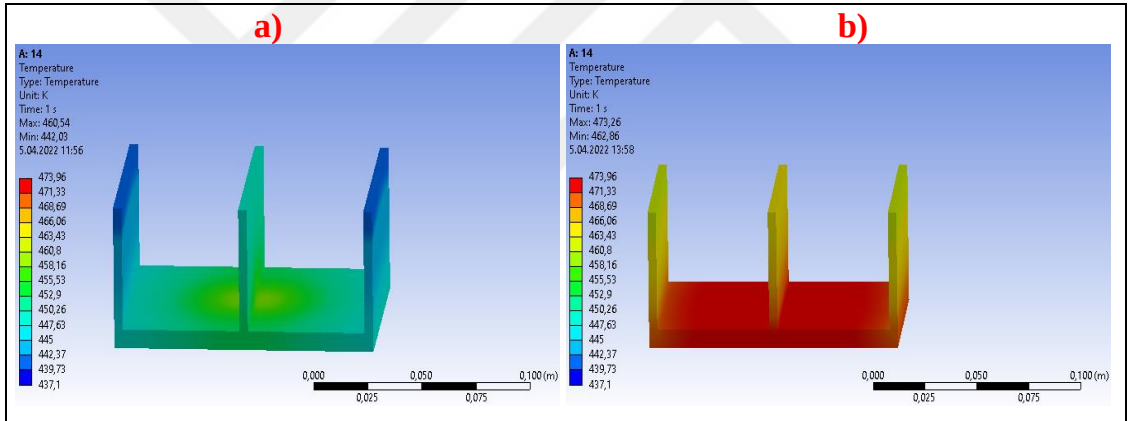
Şekil 3.18: 12 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.19' da 13 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 443,50 K, 2. Durum için 436,18 K olduğu görülmüştür.



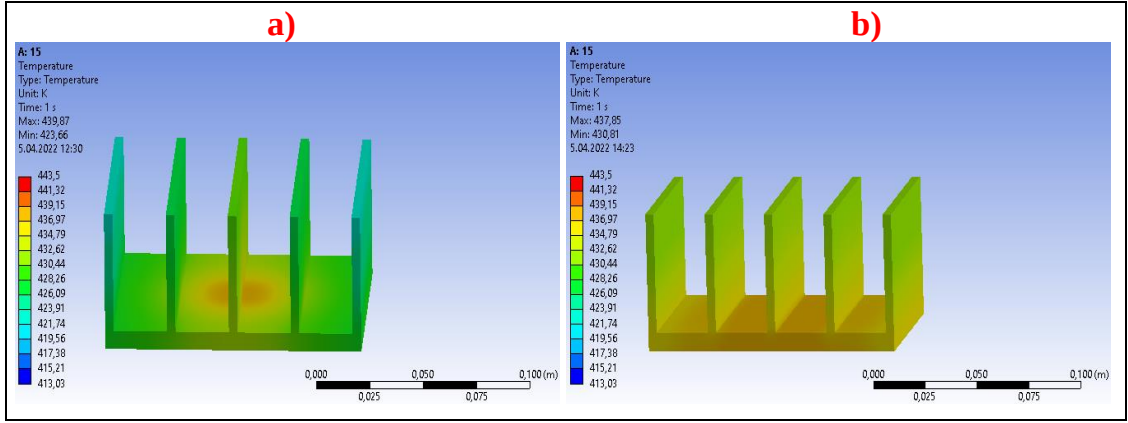
Şekil 3.19: 13 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.20' de 14 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 460,54 K, 2. Durum için 473,26 K olduğu görülmüştür.



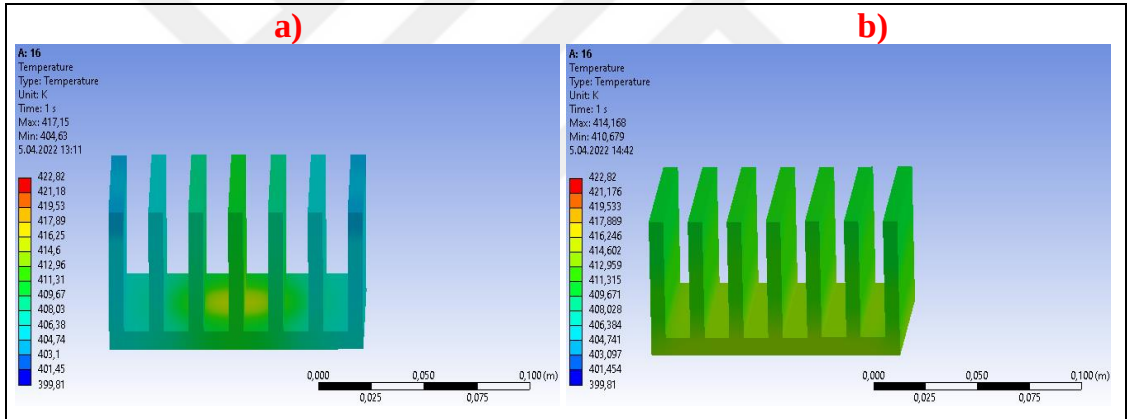
Şekil 3.20: 14 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.21' de 15 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 439,87 K, 2. Durum için 437,85 K olduğu görülmüştür.



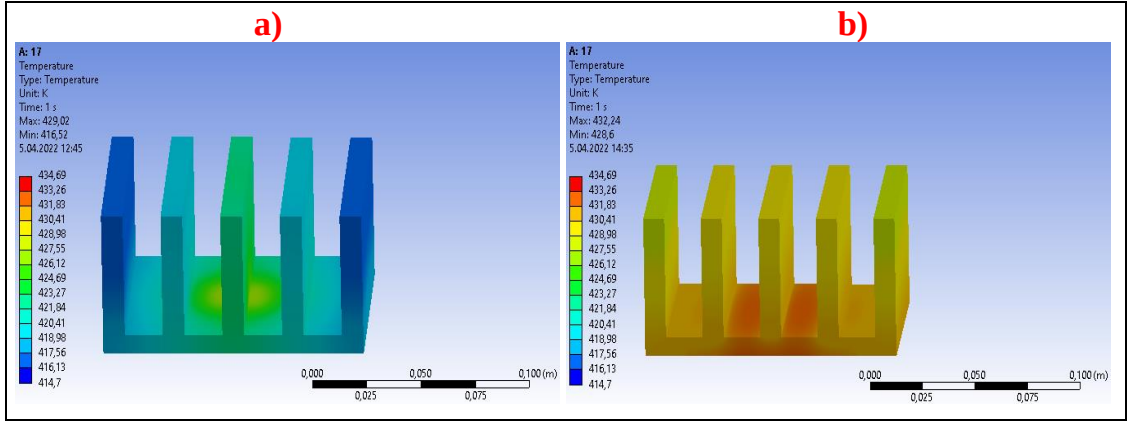
Şekil 3.21: 15 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.22' de 16 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 417,15 K, 2. Durum için 414,17 K olduğu görülmüştür.



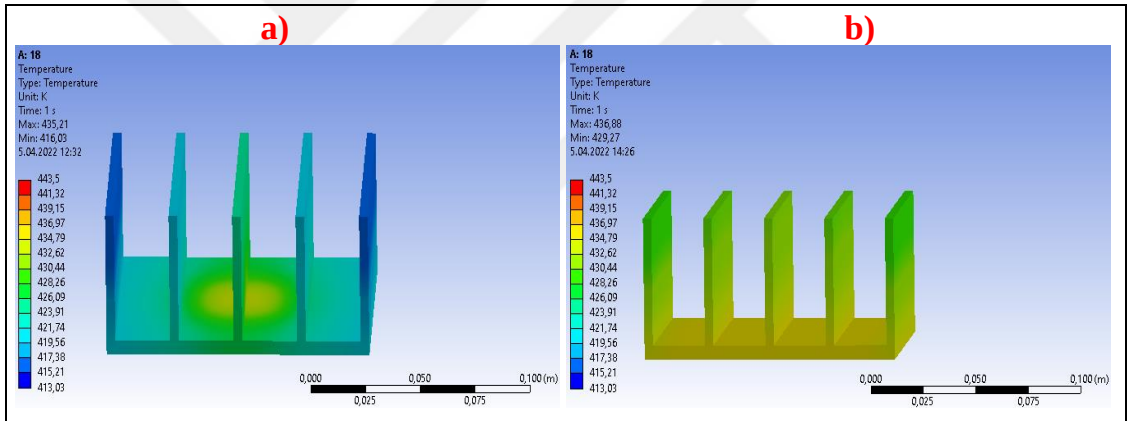
Şekil 3.22: 16 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.23' te 17 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 429,02 K, 2. Durum için 432,24 K olduğu görülmüştür.



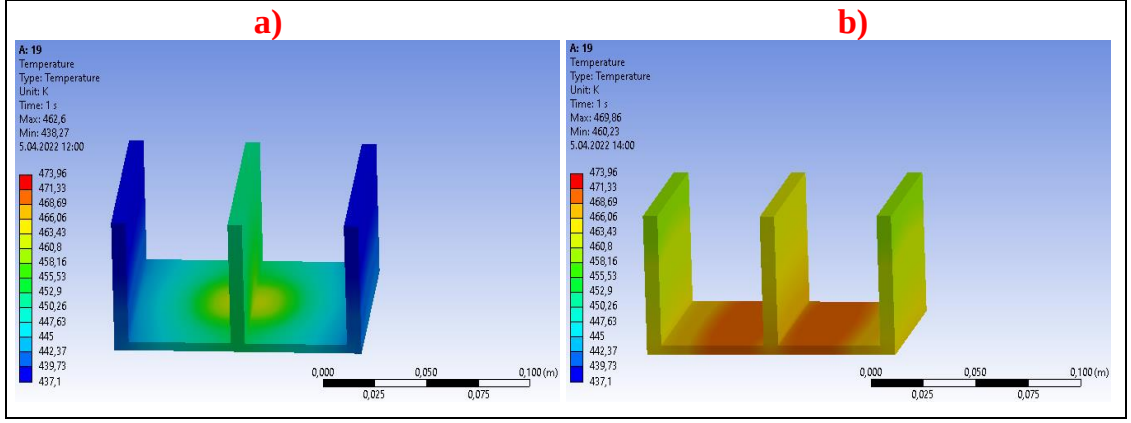
Şekil 3.23: 17 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.24' te 18 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 435,21 K, 2. Durum için 436,88 K olduğu görülmüştür.



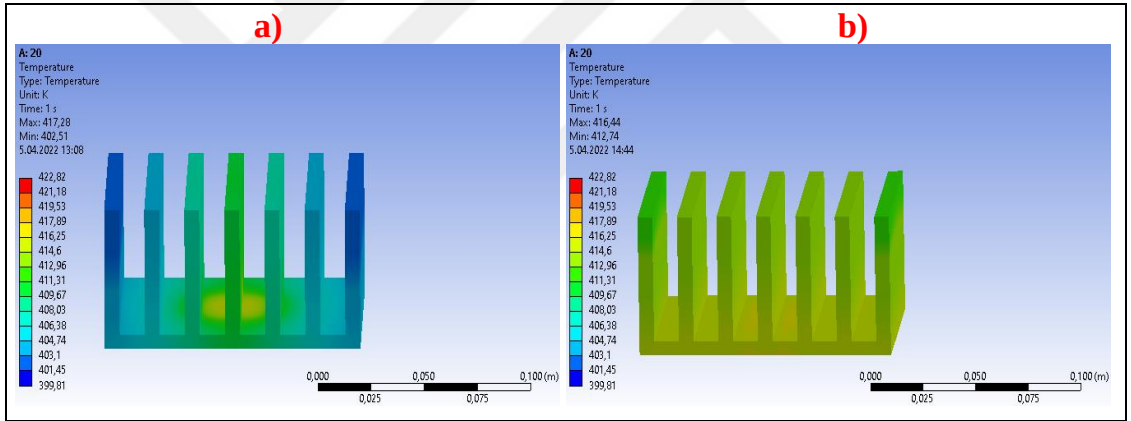
Şekil 3.24: 18 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.25' te 19 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 462,60 K, 2. Durum için 469,86 K olduğu görülmüştür.



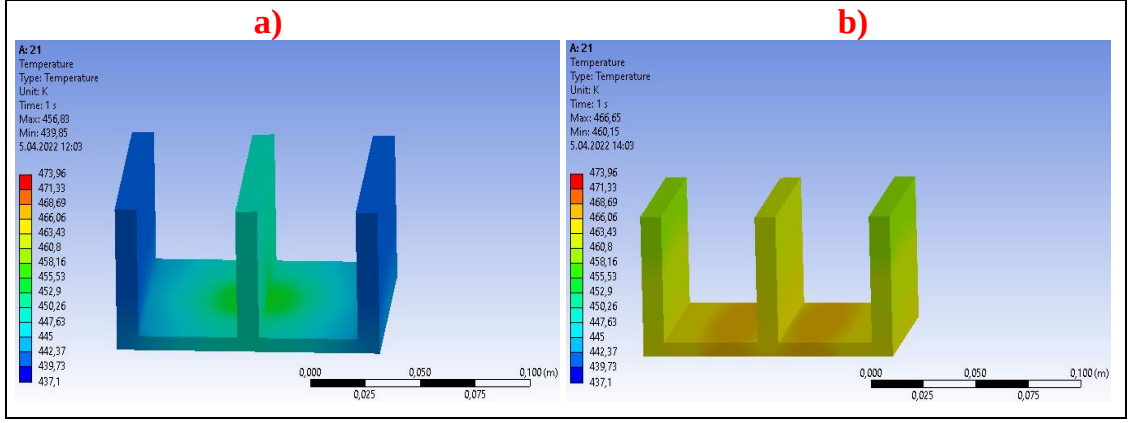
Şekil 3.25: 19 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.26' da 20 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 417,28 K, 2. Durum için 416,44 K olduğu görülmüştür.



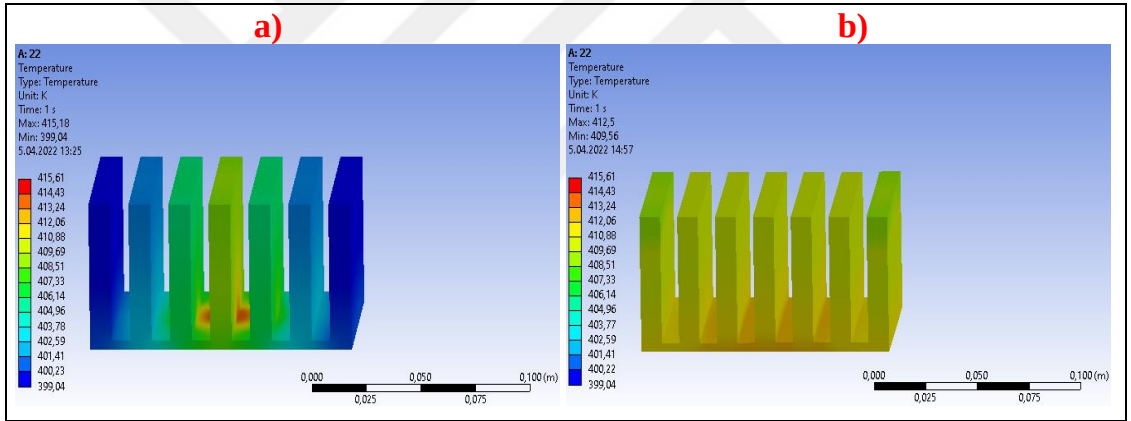
Şekil 3.26: 20 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.27' de 21 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 456,83 K, 2. Durum için 466,65 K olduğu görülmüştür.



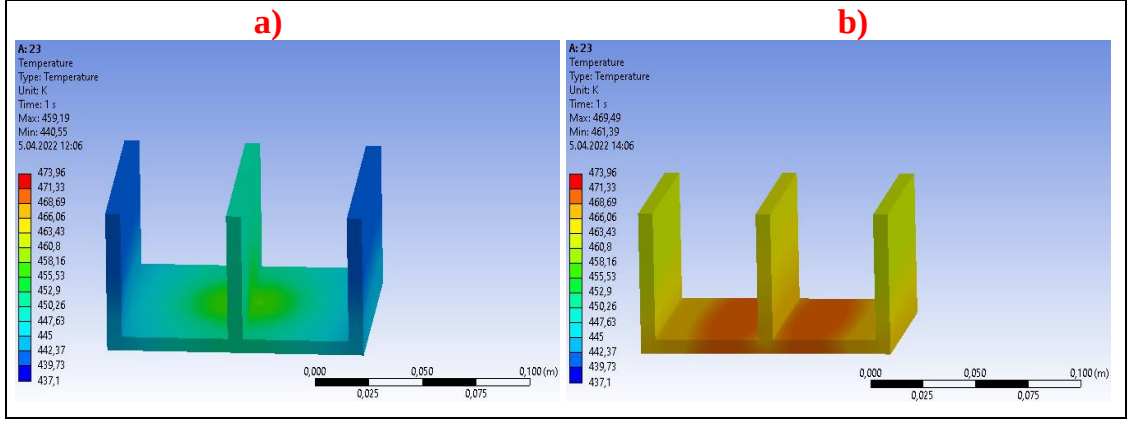
Şekil 3.27: 21 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.28' te 22 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 415,18 K, 2. Durum için 412,50 K olduğu görülmüştür.



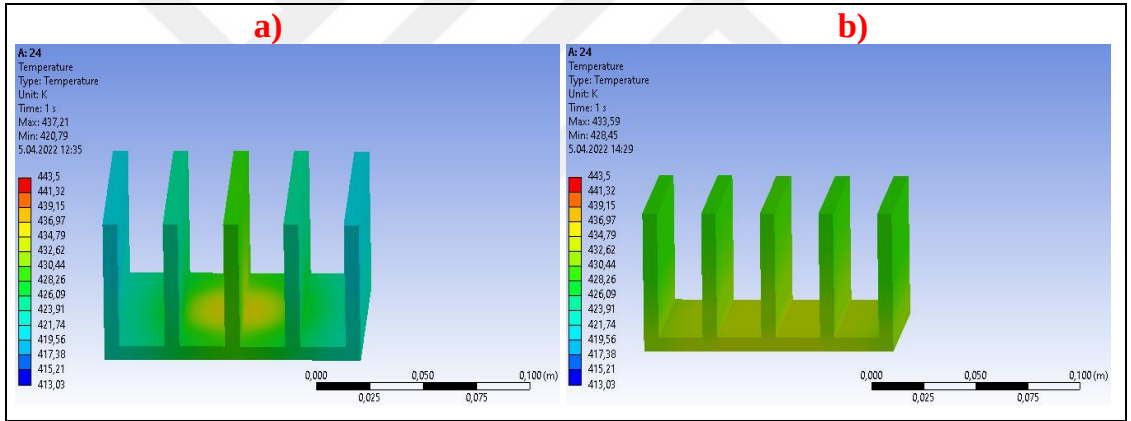
Şekil 3.28: 22 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.29' da 23 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 459,19 K, 2. Durum için 469,49 K olduğu görülmüştür.



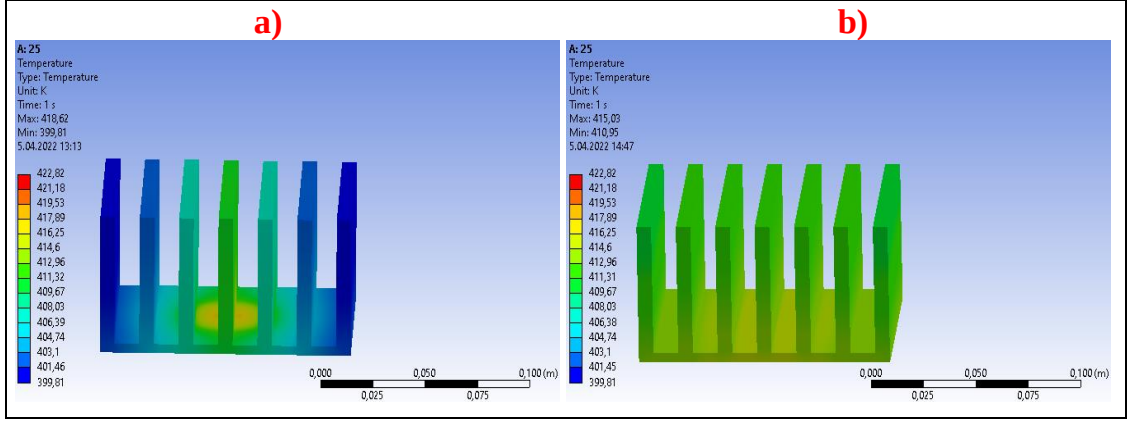
Şekil 3.29: 23 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.30' da 24 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 437,21 K, 2. Durum için 433,59 K olduğu görülmüştür.



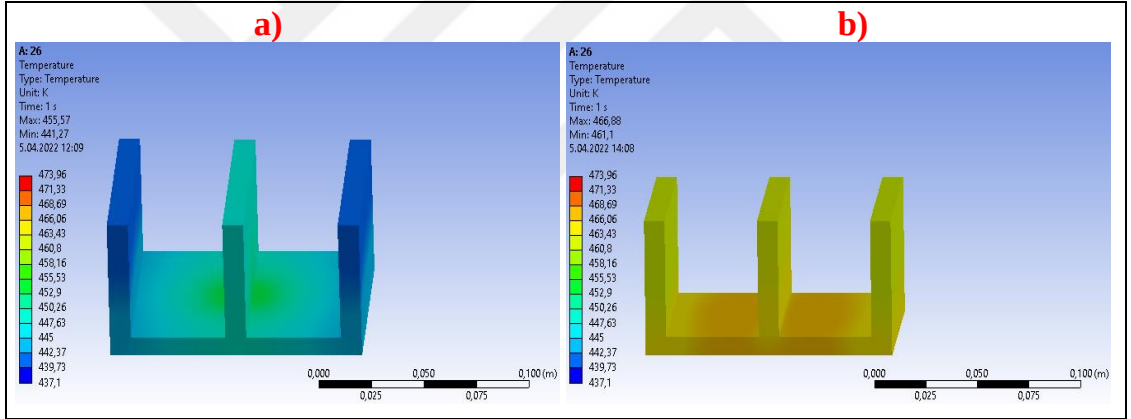
Şekil 3.30: 24 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.31' de 25 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 418,62 K, 2. Durum için 415,03 K olduğu görülmüştür.



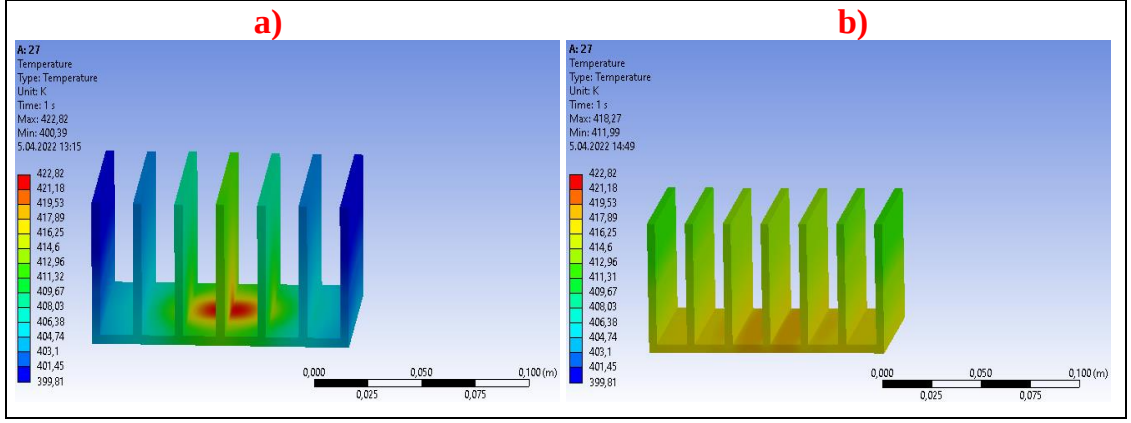
Şekil 3.31: 25 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.32' de 26 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 455,57 K, 2. Durum için 466,88 K olduğu görülmüştür.

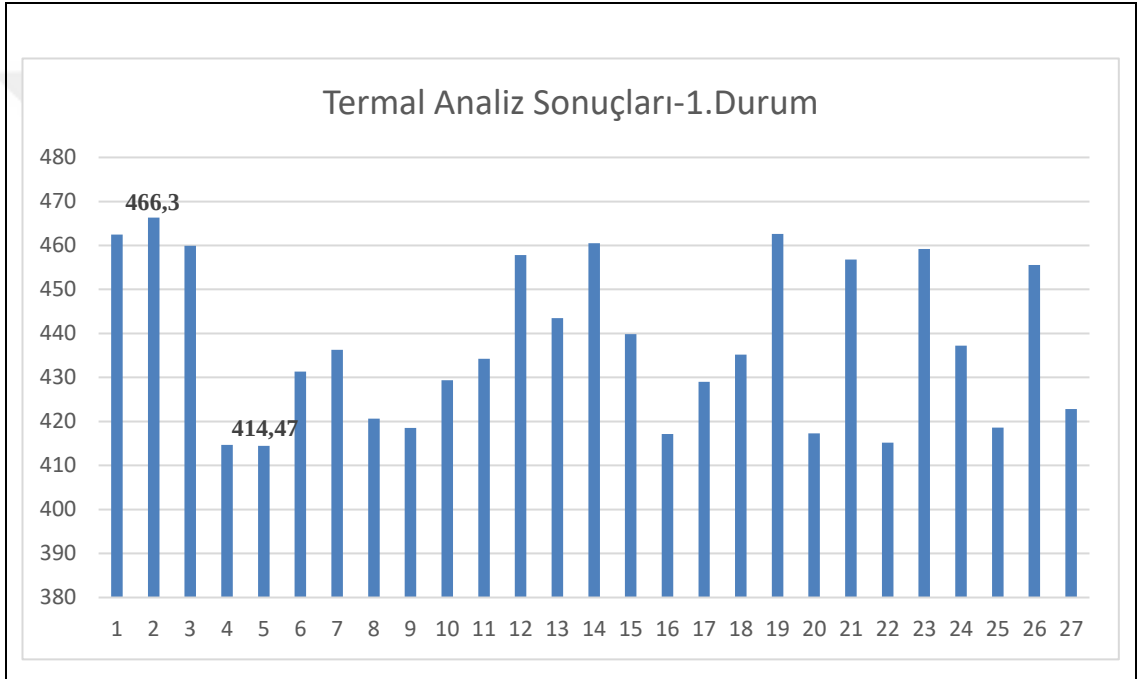


Şekil 3.32: 26 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.

Şekil 3.33' te 27 no' lu ısı alıcının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 422,82 K, 2. Durum için 418,27 K olduğu görülmüştür.

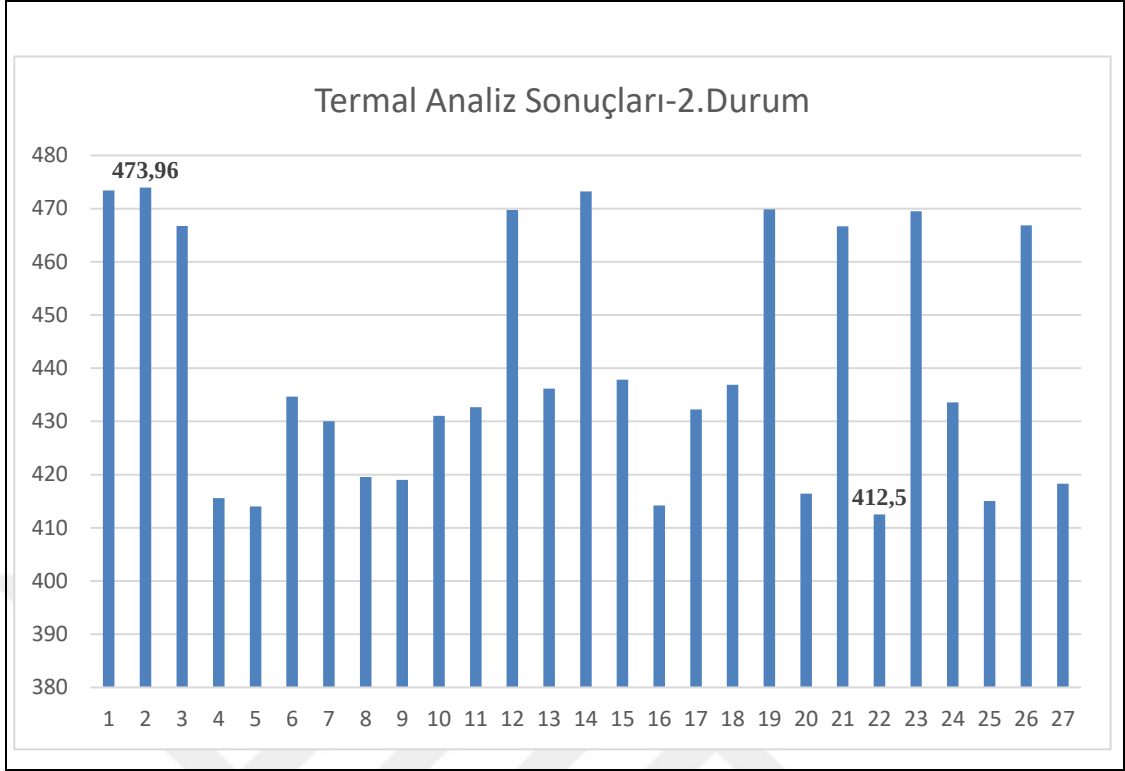


Şekil 3.33: 27 No' lu ısı alıcının sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum.



Şekil 3.34: Termal analiz sonuçları (1. Durum).

Şekil 3.34' te 1. Durum' da termal analiz sonucu ısı alıcılarda oluşan maksimum sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde; en düşük maksimum sıcaklık değeri (414,47 K) 5 no' lu tasarımda, en yüksek maksimum sıcaklık değeri (466,30 K) ise 2 no' lu tasarımda çıktığı görülmektedir.



Şekil 3.35: Termal analiz sonuçları (2. Durum).

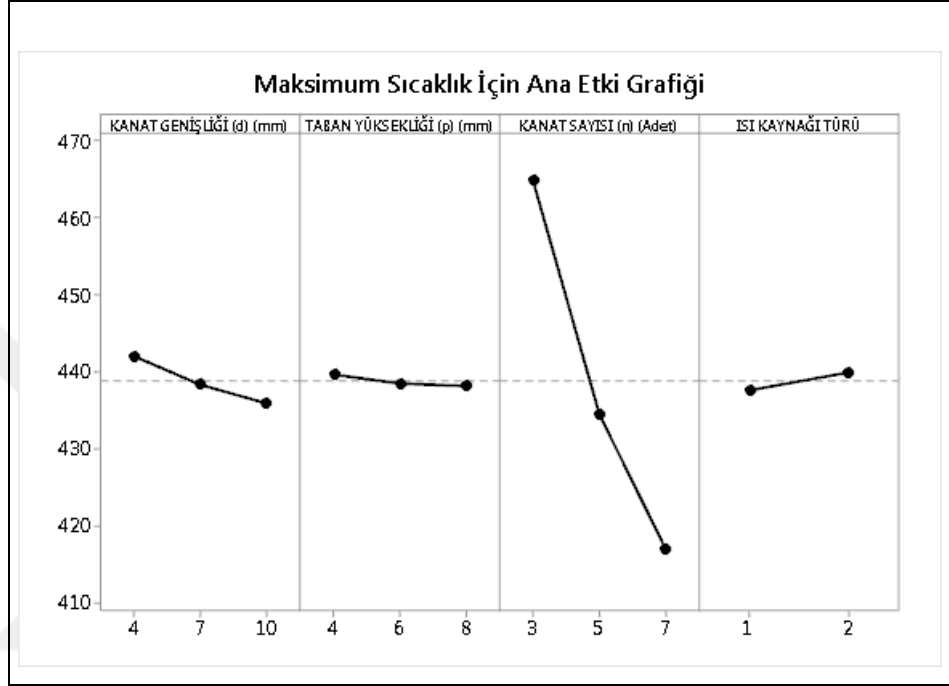
Şekil 3.35’ te 2. Durum’ da termal analiz sonucu ısı alıcılarda oluşan maksimum sıcaklık değerleri gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde; en düşük maksimum sıcaklık değeri (412,50 K) 22 no’ lu tasarımda, en yüksek maksimum sıcaklık değeri (473,96 K) ise 2 no’ lu tasarımda çıktığı görülmektedir.

3.6. Regresyon Analizi

Regresyon analizi, nedensel bir ilişkiye sahip iki veya daha fazla değişken arasındaki ilişki hakkında tahminler veya kestirimler yapmak için matematiksel bir model ortaya koyan bir analiz tekniğidir [43].

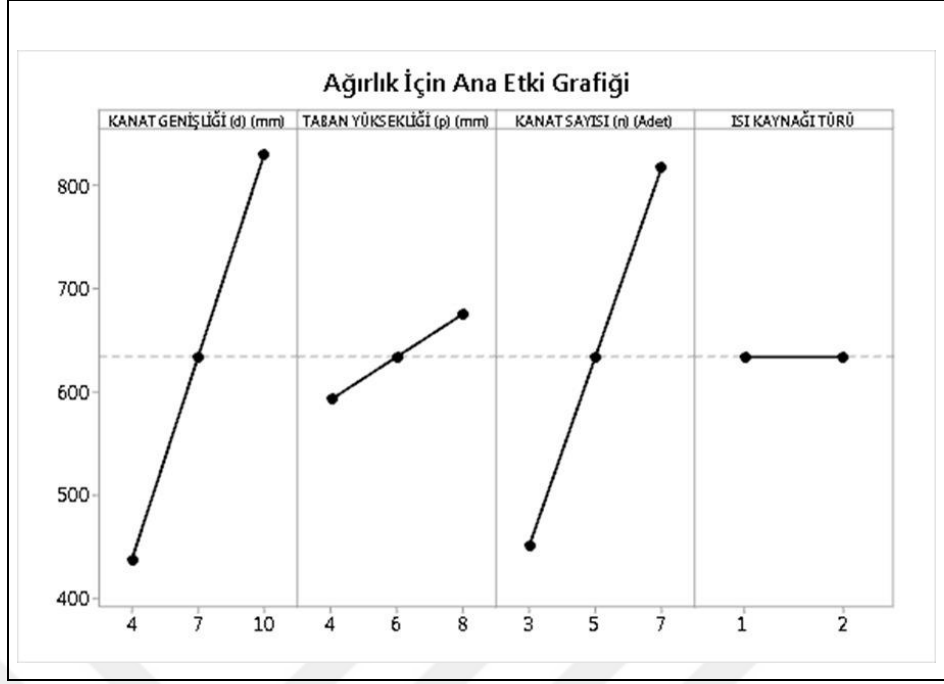
Bu çalışma için başvuru regresyon analizi, bağımsız değişkenlerin maksimum sıcaklık (Tmax) ve ağırlık (g) değerleri üzerinde nasıl bir etki sağladığını göstermek amacıyla bu bölümde yapılan bir tahlil olarak sunulmaktadır. Kanat genişliği, taban yüksekliği ve kanat sayısı gibi etmenlerle beraber 54 ısı alıcıda oluşan sıcaklık dağılımı ve ağırlık sonuçları kullanılarak yapılan regresyonda oluşan sonuçlar bu bölümde sunulmuştur.

Dizayn faktörleri baz alınarak oluşturulan ana etkiler hedefleri grafiğinde, maksimum sıcaklık ve ağırlık değerleri üzerinde meydana gelen en uygun durum ve her bir dizayn faktörün değişimi ile oluşan durum gösterilmektedir. Sırasıyla Şekil 3.36 ve Şekil 3.37’ de maksimum sıcaklık ve ağırlık için ortaya çıkan en uygun koşullar grafiklerde belirtilmektedir.



Şekil 3.36: Maksimum sıcaklık için ana etki grafiği.

Şekil 3.36’ daki değerler analiz edildiğinde, kanat genişliği (d), taban yüksekliği (p) ve kanat sayısı (n) arttıkça maksimum sıcaklık değeri azalmaktadır. Ayrıca 2. Durumda oluşan maksimum sıcaklık değerlerinin 1. Duruma göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Aynı şekilde, kanat genişliği 10 mm, taban yüksekliği 8 mm ve kanat sayısı 7 adet olduğunda en uygun (T_{max} değerinin en düşüğü) T_{max} değerinin ortaya çıktığı gösterilmektedir.



Şekil 3.37: Ağırlık için ana etki grafiği.

Şekil 3.37’ deki değerler analiz edildiğinde, kanat genişliği (d), taban yüksekliği (p) ve kanat sayısı (n) arttıkça ağırlık değeri artmaktadır. Isı kaynağı türü incelendiğinde her iki durumda tasarımların ağırlıkları eşit olduğundan herhangi bir değişim gözlemlenmemiştir. Aynı şekilde, kanat genişliği 4 mm, taban yüksekliği 4 mm ve kanat sayısı 3 adet olduğunda en uygun (ağırlık değerinin en düşüğü) ağırlık değerinin ortaya çıktığı gösterilmektedir.

Dizayn parametreleri ile maksimum sıcaklık ve ağırlık arasındaki ilişkiyi gösteren regresyon modeli Minitab 2018 yazılımı kullanılarak elde edilmiştir.

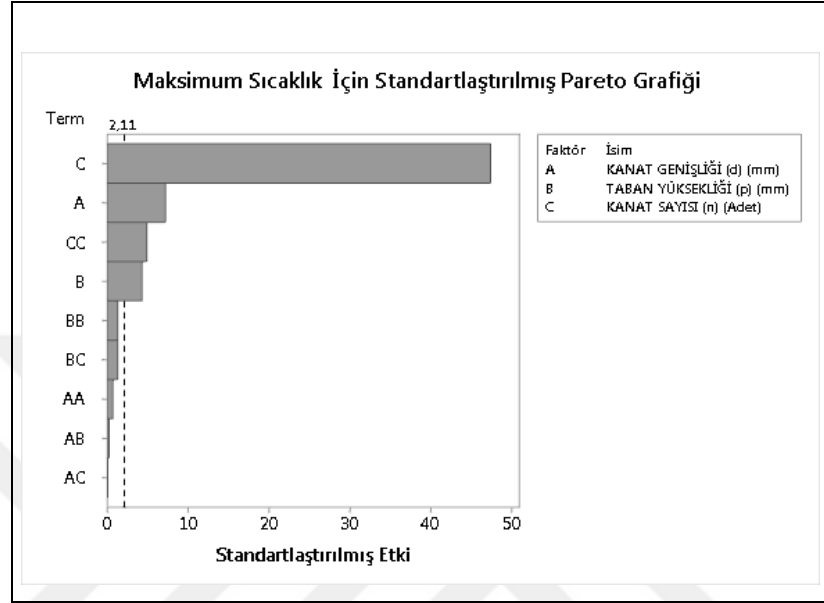
Tablo 3.4’ te 1. Durum için 27 farklı soğutucuda oluşan maksimum sıcaklık değerleri kullanılarak yapılan regresyonda oluşan varyans analizi belirtilmiştir. Tablolardaki P değerleri parametreler arasındaki ilişkilerin istatistiksel önemini göstermektedir. İlgili parametrelerin P değeri %95 güvenirlilikte 0,05 değerine eşit ya da küçük olması durumunda o parametrenin bir öneme sahip olduğunu gösterir.

Tablo 3.4: Tmax için değişkenlere göre varyans analizi (1. Durum).

Kaynak	Serbestlik Derecesi	Kareler Toplamı	Ortalama Kareler	F Oranı	P Oranı
Model	9	8460,28	940,03	261,22	0,000
Lineer	3	8358,39	2786,13	774,21	0,000
Kanat Genişliği (d) (mm)	1	189,93	189,93	52,78	0,000
Taban Yüksekliği (p) (mm)	1	67,94	67,94	18,88	0,000
Kanat Sayısı (n) (mm)	1	8100,52	8100,52	2250,97	0,000
Kare	3	95,41	31,8	8,84	0,001
Kanat Genişliği (d) (mm)*Kanat Genişliği (d) (mm)	1	1,96	1,96	0,54	0,470
Taban Yüksekliği (p) (mm)*Taban Yüksekliği (p) (mm)	1	6,43	6,43	1,79	0,199
Kanat Sayısı (n) (mm)*Kanat Sayısı (n) (mm)	1	87,02	87,02	24,18	0,000
İki Yönlü Etkileşim	3	6,48	2,16	0,6	0,624
Kanat Genişliği (d) (mm)*Taban Yüksekliği (p) (mm)	1	0,22	0,22	0,06	0,807
Kanat Genişliği (d) (mm)*Kanat Sayısı (n) (mm)	1	0,04	0,04	0,01	0,919
Taban Yüksekliği (p) (mm)*Kanat Sayısı (n) (mm)	1	6,22	6,22	1,73	0,206
Hata	17	61,18	3,6		
Toplam	26	8521,46	$*R^2$ (Güvenilirlik) = 99,28%		

Tablo 3.4 analiz sonuçları incelendiğinde 2250,97 değer ile en yüksek F oranına sahip kanat sayısı parametresi, oluşturulan regresyon modeli üzerinde en fazla etkiye sahip bir faktör olarak görölmektedir. Bunu sırasıyla 52,78 ve 24,18 değerleri ile kanat genişliği ve kanat sayısı*kanat sayısı takip etmektedir. Aynı zamanda şekil 3.38 standartlaştırılmış etkiler grafiği incelendiğinde regresyon modeline etki eden terimlerin genel ağırlıkları görölebilmektedir.

Kanat genişliği, taban yüksekliği ve kanat sayısı gibi tüm lineer terimlerin etkisi, P değerlerinin 0,05'ten küçük olması nedeniyle oldukça önemli bulunmuştur. R^2 değerinin 99,28% gibi bir yüksek değer çıkması oluşturulan model ile gerçek model arasındaki ilişkinin yüksek olduğunu ortaya koymaktadır.



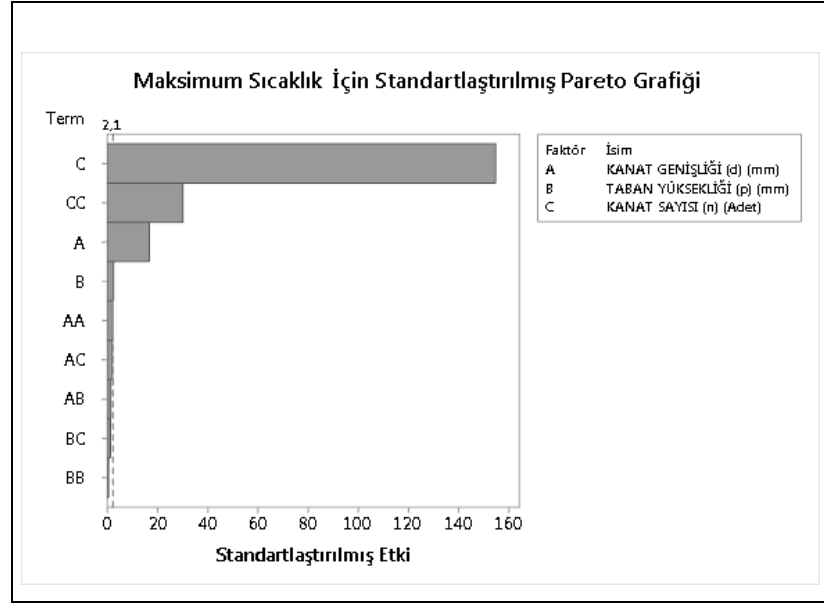
Şekil 3.38: Tmax için standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği (1. Durum).

Tablo 3.5' te 2. Durum için 27 farklı soğutucuda oluşan maksimum sıcaklık değerleri kullanılarak yapılan regresyonda oluşan varyans analizi belirtilmiştir. Analiz sonuçları incelendiğinde 23972,12 değer ile en yüksek F oranına sahip kanat sayısı parametresi, oluşturulan regresyon modeli üzerinde en fazla etkiye sahip bir faktör olarak görülmektedir. Bunu sırasıyla 914,24 ve 282,81 değerleri ile kanat sayısı*kanat sayısı ve kanat genişliği takip etmektedir. Aynı zamanda Şekil 3.39 standartlaştırılmış etkiler grafiği incelendiğinde regresyon modeline etki eden terimlerin genel ağırlıkları görülebilmektedir.

Kanat genişliği, taban yüksekliği ve kanat sayısı gibi tüm lineer terimlerin etkisi, P değerlerinin 0,05'ten küçük olması nedeniyle oldukça önemli bulunmuştur. R^2 değerinin 99,93% gibi bir yüksek değer çıkması oluşturulan model ile gerçek model arasındaki ilişkinin yüksek olduğunu ortaya koymaktadır.

Tablo 3.5: Tmax için değişkenlere göre varyans analizi (2. Durum).

Kaynak	Serbestlik Derecesi	Kareler Toplamı	Ortalama Kareler	F Oranı	P Oranı
Model	9	13754,0	1528,2	2798,99	0,000
Lineer	3	13246,7	4415,6	8087,27	0,000
Kanat Genişliği (d) (mm)	1	154,4	154,4	282,81	0,000
Taban Yüksekliği (p) (mm)	1	3,8	3,8	6,88	0,018
Kanat Sayısı (n) (mm)	1	13088,5	13088,5	23972,12	0,000
Kare	3	502,3	167,4	306,68	0,000
Kanat Genişliği (d) (mm)*Kanat Genişliği (d) (mm)	1	2,9	2,9	5,40	0,033
Taban Yüksekliği (p) (mm)*Taban Yüksekliği (p) (mm)	1	0,2	0,2	0,39	0,540
Kanat Sayısı (n) (mm)*Kanat Sayısı (n) (mm)	1	499,2	499,2	914,24	0,000
İki Yönlü Etkileşim	3	5,0	1,7	3,03	0,058
Kanat Genişliği (d) (mm)*Taban Yüksekliği (p) (mm)	1	1,2	1,2	2,19	0,157
Kanat Genişliği (d) (mm)*Kanat Sayısı (n) (mm)	1	2,7	2,7	4,86	0,042
Taban Yüksekliği (p) (mm)*Kanat Sayısı (n) (mm)	1	1,1	1,1	2,04	0,171
Hata	17	9,3	0,5		
Toplam	26	13763,3	$*R^2$ (Güvenilirlik) = 99,93%		



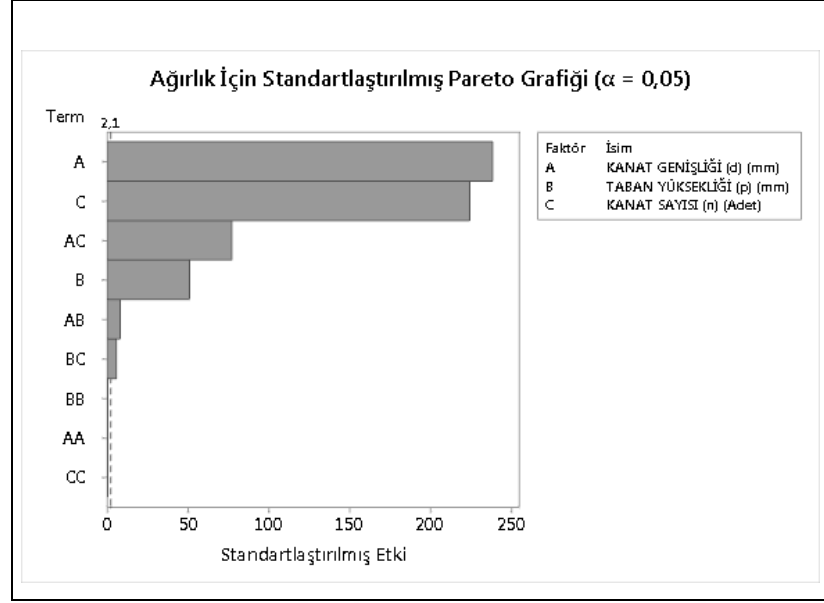
Şekil 3.39: Tmax için standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği (2. Durum).

Tablo 3.6' da ağırlık için 27 farklı soğutucuda oluşan maksimum sıcaklık değerleri kullanılarak yapılan regresyonda oluşan varyans analizi belirtilmiştir. Analiz sonuçları incelendiğinde 56876,06 değer ile en yüksek F oranına sahip kanat genişliği parametresi, oluşturulan regresyon modeli üzerinde en fazla etkiye sahip bir faktör olarak görülmektedir. Bunu sırasıyla 50314,82 ve 5969,17 değerleri ile kanat sayısı ve kanat sayısı*kanat sayısı takip etmektedir. Aynı zamanda Şekil 3.40 standartlaştırılmış etkiler grafiği incelendiğinde regresyon modeline etki eden terimlerin genel ağırlıkları görülebilmektedir.

Kanat genişliği, taban yüksekliği ve kanat sayısı gibi tüm lineer terimlerin etkisi, P değerlerinin 0,05'ten küçük olması nedeniyle oldukça önemli bulunmuştur. R^2 değerinin 99,9% gibi bir yüksek değer çıkması oluşturulan model ile gerçek model arasındaki ilişkinin yüksek olduğunu ortaya koymaktadır.

Tablo 3.6: Ağırlık için değişkenlere göre varyans analizi.

Kaynak	Serbestlik Derecesi	Kareler Toplamı	Ortalama Kareler	F Oranı	P Oranı
Model	9	1410741	156749	12874,40	0,000
Lineer	3	1336828	445609	36599,62	0,000
Kanat Genişliği (d) (mm)	1	692480	692480	56876,06	0,000
Taban Yüksekliği (p) (mm)	1	31753	31753	2607,98	0,000
Kanat Sayısı (n) (mm)	1	612595	612595	50314,82	0,000
Kare	3	7	2	0,18	0,907
Kanat Genişliği (d) (mm)*Kanat Genişliği (d) (mm)	1	2	2	0,20	0,658
Taban Yüksekliği (p) (mm)*Taban Yüksekliği (p) (mm)	1	3	3	0,21	0,654
Kanat Sayısı (n) (mm)*Kanat Sayısı (n) (mm)	1	2	2	0,13	0,718
İki Yönlü Etkileşim	3	73906	24635	2023,40	0,000
Kanat Genişliği (d) (mm)*Taban Yüksekliği (p) (mm)	1	813	813	66,77	0,000
Kanat Genişliği (d) (mm)*Kanat Sayısı (n) (mm)	1	72676	72676	5969,17	0,000
Taban Yüksekliği (p) (mm)*Kanat Sayısı (n) (mm)	1	417	417	34,26	0,000
Hata	17	207	12		
Toplam	26	1410948	$*R^2$ (Güvenilirlik) = 99,99%		



Şekil 3.40: Ağırlık için standartlaştırılmış etkilerin pareto grafiği.

2. Durum analiz sonuçlarına göre Eşitlik 3.1' de maksimum sıcaklık için oluşturulan regresyon model denklemi, Eşitlik 3.2' de ise ağırlık için oluşturulan regresyon model denklemi sunulmuştur.

$$\begin{aligned}
 T_{max} = & 572,81 - 2,774 x (d) + 0,045 x (p) - 37,291 x (n) \\
 & + 0,0779 x (d) x (d) - 0,0472 x (p) x (p) + 2,2803 x (n) x (n) \\
 & + 0,0526 x (d) x (p) + 0,0783 x (d) x (n) \\
 & + 0,0763 x (p) x (n)
 \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$Ağırlık (g) = L x (d) x (n) x (H - (p)) + ((p) x L x W) x \rho \quad (3.2)$$

4. OPTİMİZASYON ve DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI

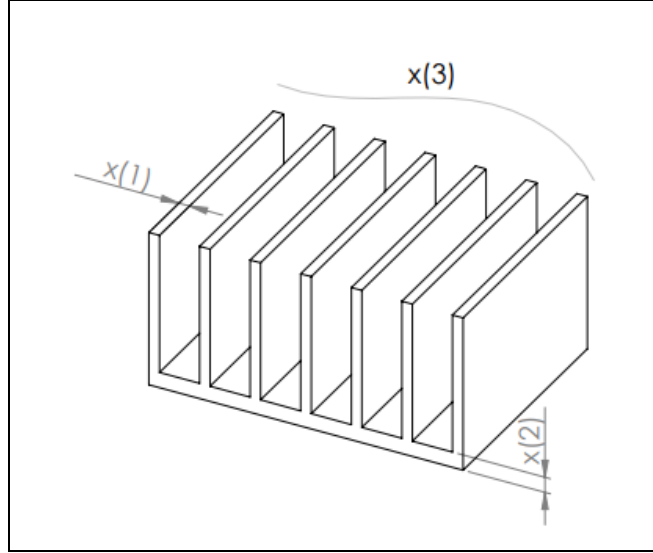
4.1. Optimizasyon Çalışması

Bu bölümde, doğal konveksiyon altında profil ısı alıcının yapısal optimizasyonu problemi, çok amaçlı meta-sezgisel optimizasyon yöntemleri ile çözülmüştür. Çalışmada kullanılan meta-sezgisel optimizasyon algoritmaları; Sıralı Seçkin Bastırılabilir Genetik Algoritma, Bozkurt Optimizasyon Algoritması, Yusufçuk Optimizasyon Algoritması.

Bu yöntemlerle ısı alıcılarda oluşan maksimum sıcaklık ve ağırlık değerlerinin en düşüğünü bulunmak suretiyle sistemin soğutma performansını azami seviyeye çıkarmak ve sistemde oluşan ısı yükünü asgari seviyeye çekmek amaçlanmaktadır. Bu sebeple kanat genişliği, taban yüksekliği ve kanat sayısı dizayn parametrelerini içinde barındıran maksimum sıcaklık ve ağırlık regresyon model denklemleri minimize edilmeye çalışılmıştır. Bu doğrultuda, 2. Durum için gerçekleştirilen analiz sonuçları dikkate alınarak optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilecektir. Tanımlanan optimizasyon problemleri MATLAB programında amaç fonksiyonları doğrultusunda çözdürülmüştür. Kullanılan meta-sezgisel optimizasyon algoritma kodları, Intel (R) Core (TM) İ5--M560 CPU@2.53GHz RAM / 3 ile PC' de çalıştırılmıştır.

4.1.1. Dizayn Parametreleri

Bu bölümde bir önceki bölümde tanımlanan dizayn parametreleri kanat genişliği, $x(1)$, taban yüksekliği, $x(2)$ ve kanat sayısı, $x(3)$ olarak tekrar tanımlanmıştır. Şekil 4.1' de dizayn parametreleri gösterilmiştir. Tanımlanan dizayn parametreleri için Tablo 4.1' de dizayn parametre kısıtları verilmiştir.



Şekil 4.1: Isı alıcının geometrik dizayn parametreleri.

Tablo 4.1: Dizayn parametre kısıtları.

Dizayn Parametreleri		Kısıtlar
Kanat Genişliği	$x(1)$	$4 \leq x(1) \leq 10$
Taban Yüksekliği	$x(2)$	$4 \leq x(2) \leq 8$
Kanat Sayısı	$x(3)$	$3 \leq x(3) \leq 7$

4.1.2. Amaç Fonksiyonu

Amaç fonksiyonları soğutma performansını azami seviyeye çıkarmak ve sistemde oluşan ısı yükünü asgari seviyeye çekmek olarak tanımlanabilir. Bu sebeple amaç, maksimum sıcaklık ve ağırlık regresyon model denklemlerinin minimizasyonu olarak tanımlanmıştır ve matematiksel olarak Eşitlik 4.1 ve Eşitlik 4.2 ile ifade edilmiştir.

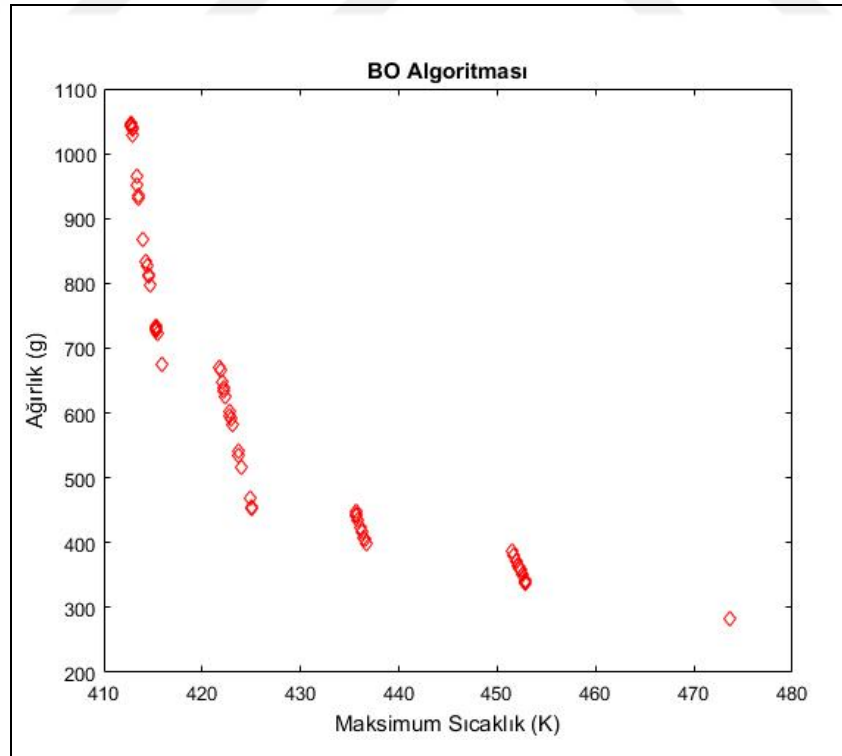
$$\begin{aligned}
 T_{max} = & 572,81 - 2,774 * x(1) + 0,045 * x(2) - 37,291 * x(3) + 0,0779 \\
 & * x(1) * x(1) - 0,0472 * x(2) * x(2) + 2,2803 * x(3) * x(3) \\
 & + 0,0526 * x(1) * x(2) + 0,0783 * x(1) * x(3) + 0,0763 \\
 & * x(2) * x(3)
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

$$Ağırlık (g) = L \times (d) \times (n) \times (H - (p)) + ((p) \times L \times W) \times \rho \quad (4.2)$$

4.1.3. Optimizasyon Sonuçları

Optimizasyon sonuçları, bir önceki kısımda düzenlenen amaç fonksiyonu denklemleri kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar pareto grafikleri ile değerlendirilmiştir. Dolayısıyla kullanıcı, oluşturulan optimal çözüm kümesi içerisinde istenilen çözümü seçebilmektedir.

Belirlenen iki amaç fonksiyonunun optimizasyonu için ilk olarak BO algoritması uygulanmıştır. BO algoritmanın uygulanmasında popülasyon büyüklüğü 100 ve maksimum iterasyon sayısı 500 olarak belirlenmiştir. Şekil 4.2’ de BO Algoritmasına ait maksimum sıcaklık ve ağırlık için Pareto optimal cephe grafiği verilmiştir. Grafikte sol üstte maksimum sıcaklığı minimize etme amacı en yüksek oranda tutulurken sağa doğru minimize etme amacı azalmaktadır. Aynı şekilde grafiğin sağ alt kısmında ağırlığı minimize etme amacı yüksek tutulurken sola doğru minimize etme amacı azalmaktadır. Tablo 4.2’ de BO Algoritması için elde edilen sonuçlar sunulmuştur.



Şekil 4.2: Pareto optimal cephe grafiği (BO Algoritması).

Tablo 4.2: BO Algoritması için elde edilen sonuçlar.

BO Algoritması				
Kanat Genişliği (mm)	Taban Yüksekliği (mm)	Kanat Sayısı (adet)	Maksimum Sıcaklık (K)	Ağırlık (g)
9,75	4,00	7,00	412,81	1046,27
4,06	4,00	3,00	473,62	282,56
4,90	4,01	6,00	424,02	517,18
6,36	4,00	7,00	415,39	723,24
5,87	4,00	7,00	415,91	676,00

Tablo 4.3’ de belirlenen iki amaç doğrultusunda BO Algoritması uygulaması sonucu ortaya çıkan minimum, maksimum, ortalama ve standart sapma değerleri verilmiştir.

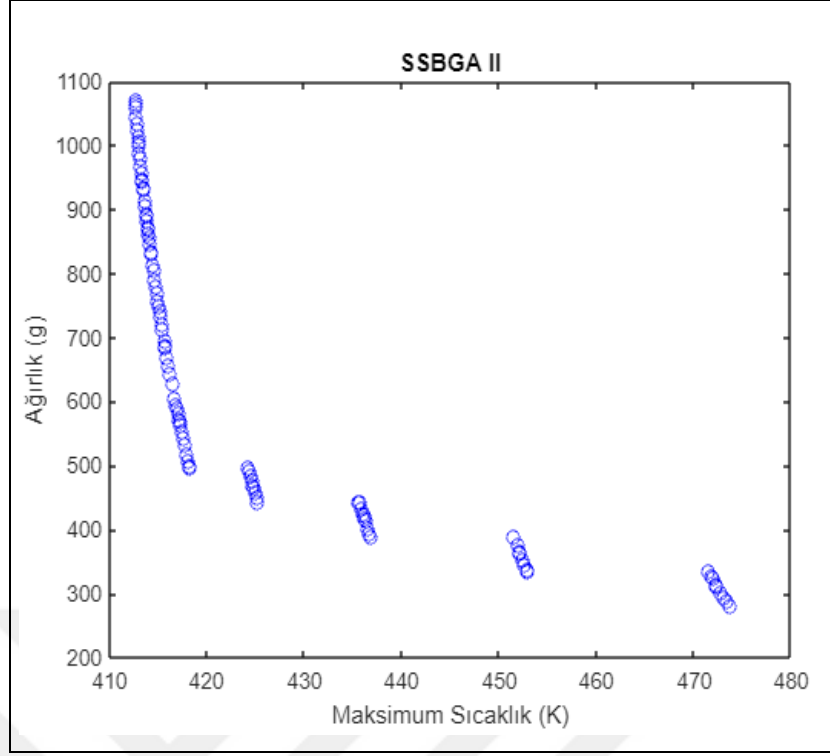
Optimizasyon işleminin 500. İterasyon sonucunda 490,41 saniyede tamamlandığı görülmüştür. Tablodan görüldüğü üzere minimum sıcaklık 412,81 K, maksimum sıcaklık 473,62 K, minimum ağırlık 282,56 g, maksimum ağırlık 1046,27 olarak bulunmuştur.

Tablo 4.3: BO Algoritması istatistiki sonuçları.

BO Algoritması	Maksimum Sıcaklık (K)		Ağırlık (g)	
	min	412,81	min	282,56
	maks	473,62	maks	1046,27
	Std Sapma	15,05	Std Sapma	196,70
	Ortalama	429,20	Ortalama	571,70

Belirlenen iki amaç fonksiyonunun optimizasyonu için ikinci olarak SSBGA II uygulanmıştır. SSBGA II uygulanmasında popülasyon büyüklüğü 100 ve maksimum iterasyon sayısı 500 olarak belirlenmiştir. Şekil 4.3’ de SSBGA II’ ye ait maksimum sıcaklık ve ağırlık için Pareto optimal cephe grafiği verilmiştir. Grafikte BO Algoritmasında olduğu gibi sol üstte maksimum sıcaklığı minimize etme amacı en yüksek oranda tutulurken sağa doğru minimize etme amacı azalmaktadır.

Aynı şekilde grafiğin sağ alt kısmında ağırlığı minimize etme amacı yüksek tutulurken sola doğru minimize etme amacı azalmaktadır. Tablo 4.4’ te SSBGA II için elde edilen sonuçlar sunulmuştur.



Şekil 4.3: Pareto optimal cephe grafiği (SSBGA II).

Tablo 4.4: SSBGA II için elde edilen sonuçlar.

SSBGA II				
Kanat Genişliği (mm)	Taban Yüksekliği (mm)	Kanat Sayısı (adet)	Maksimum Sıcaklık (K)	Ağırlık (g)
10,00	4,00	7,00	412,70	1069,20
4,00	4,00	3,00	473,73	279,93
5,33	4,00	3,00	471,60	334,23
4,67	4,23	4,00	452,00	377,00
7,75	4,03	7,00	414,14	855,83

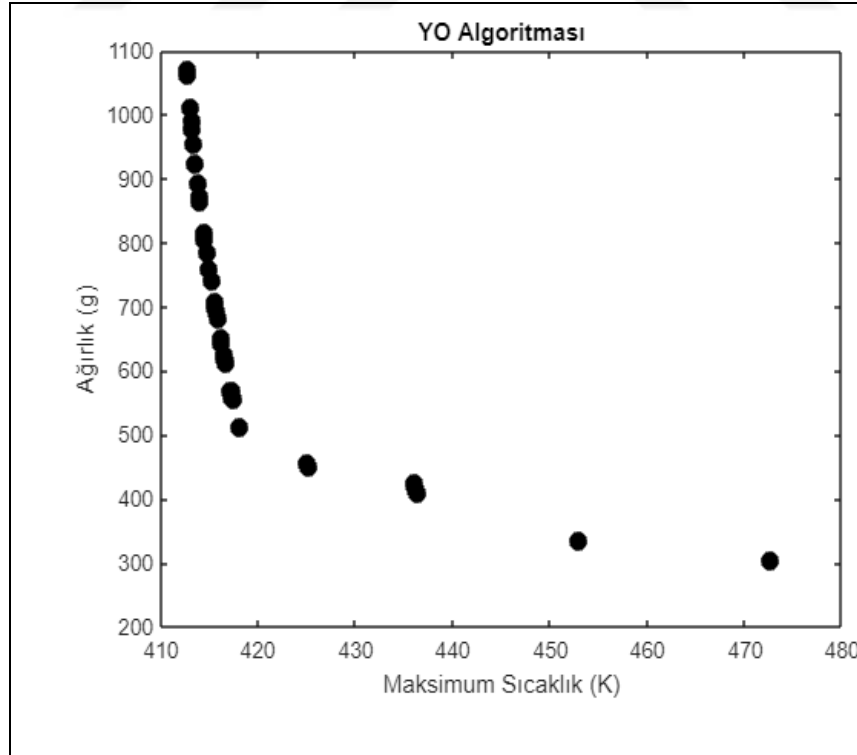
Tablo 4.5’ de belirlenen iki amaç doğrultusunda SSBGA II uygulaması sonucu ortaya çıkan minimum, maksimum, ortalama ve standart sapma değerleri verilmiştir.

Optimizasyon işleminin 500. İterasyon sonucunda 40,70 saniyede tamamlandığı görülmüştür. Tablodan görüldüğü üzere minimum sıcaklık 412,70 K, maksimum sıcaklık 473,73 K, minimum ağırlık 279,93 g, maksimum ağırlık 1069,20 olarak bulunmuştur.

Tablo 4.5: SSBGA II istatistiki sonuçları.

SSBGA II	Maksimum Sıcaklık (K)		Ağırlık (g)	
	min	412,70	min	279,93
	maks	473,73	maks	1069,20
	Std Sapma	19,16	Std Sapma	245,70
	Ortalama	426,70	Ortalama	645,70

Belirlenen iki amaç fonksiyonunun optimizasyonu için üçüncü olarak YO Algoritması uygulanmıştır. YO Algoritması uygulanmasında popülasyon büyüklüğü 100 ve maksimum iterasyon sayısı 500 olarak belirlenmiştir. Şekil 4.4’ te YO Algoritmasına ait Pareto optimal cephe grafiği verilmiştir. Grafikte BO Algoritması ve SSBGA II’ de olduğu gibi sol üstte maksimum sıcaklığın minimize etme amacının ağırlığı en yüksek oranda tutulurken sağa doğru amacın ağırlığı azalmaktadır. Aynı şekilde grafiğin sağ alt kısmında maksimum ısı akısının maksimize etme amacının ağırlığı yüksek tutulurken sola doğru amacın ağırlığı azalmaktadır. Tablo 4.6’ da YO Algoritması için elde edilen sonuçlar sunulmuştur.



Şekil 4.4: Pareto optimal cephe grafiği (YO Algoritması).

Tablo 4.6: YO Algoritması için elde edilen sonuçlar.

YO Algoritması				
Kanat Genişliği (mm)	Taban Yüksekliği (mm)	Kanat Sayısı (adet)	Maksimum Sıcaklık (K)	Ağırlık (g)
10,00	4,00	7,00	412,70	1069,20
4,60	4,00	3,00	472,73	304,43
9,02	4,06	7,00	413,27	976,82
4,12	4,09	7,00	418,11	511,60
4,32	4,00	5,00	436,38	410,70

Tablo 4.7’ de belirlenen iki amaç doğrultusunda YO Algoritması uygulaması sonucu ortaya çıkan minimum, maksimum, ortalama ve standart sapma değerleri verilmiştir.

Optimizasyon işleminin 500. İterasyon sonucunda 95,95 saniyede tamamlandığı görülmüştür. Tablodan görüldüğü üzere minimum sıcaklık 412,70 K, maksimum sıcaklık 472,73 K, minimum ağırlık 304,43 g, maksimum ağırlık 1069,20 g olarak bulunmuştur.

Tablo 4.7: YO Algoritması istatistiki sonuçları.

YO Algoritması	Maksimum Sıcaklık (K)		Ağırlık (g)	
	min	412,70	min	304,43
	maks	472,73	maks	1069,20
	Std Sapma	10,32	Std Sapma	179,60
	Ortalama	421,80	Ortalama	619,80

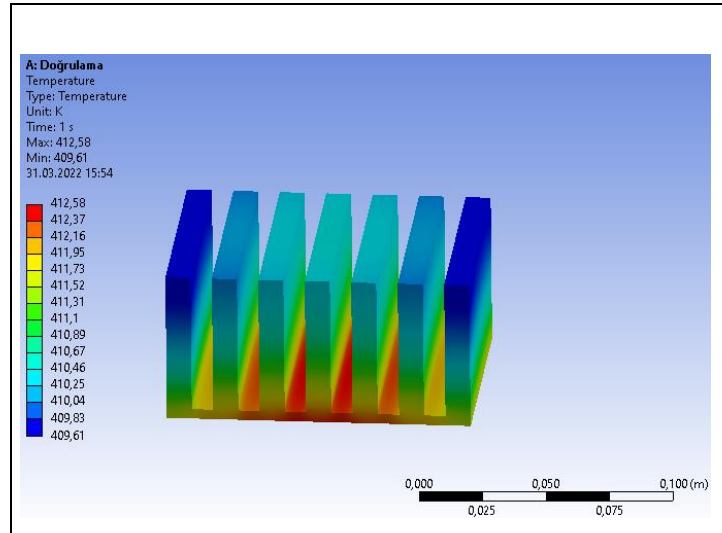
4.2. Doğrulama Çalışması

Bu bölümde, yapılan optimizasyon çalışmalarının doğruluğunu test etmek için SSBGA II yöntemi sonuçlardan bir tanesi (Tablo 4.8) rastgele seçilip o değerler kullanılarak termal analizleri yapılmıştır.

Tablo 4.8: Optimizasyon sonucu rastgele seçilen değerler.

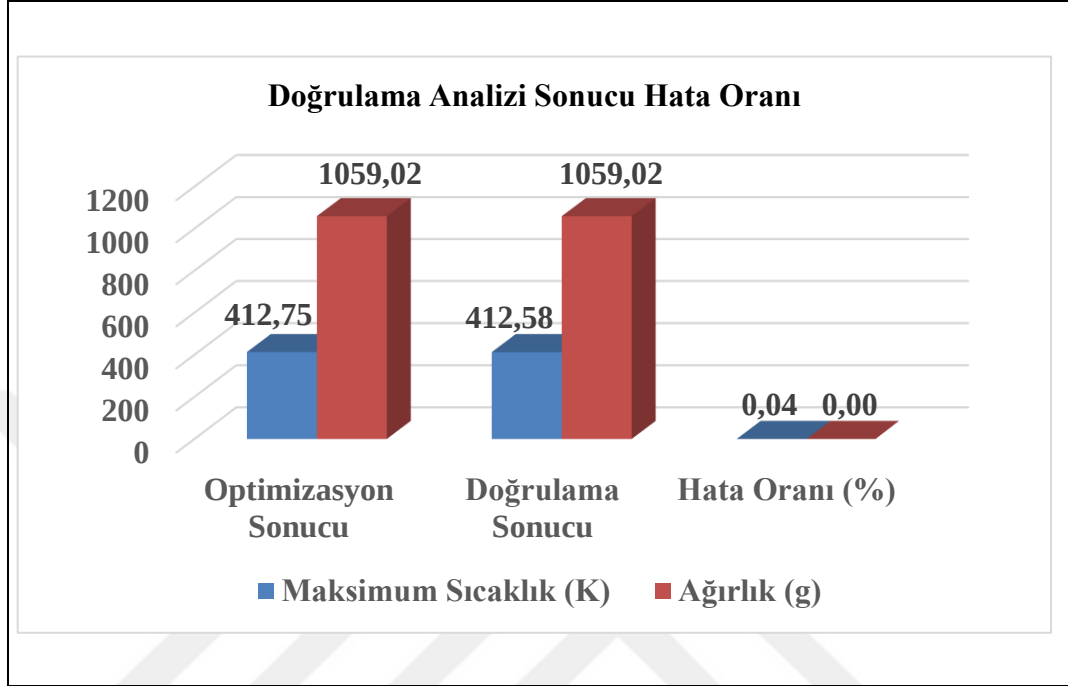
YÖNTEM	KANAT GENİŞLİĞİ (mm)	TABAN YÜKSEKLİĞİ (mm)	KANAT SAYISI (Adet)	Tmax (K)	Ağırlık (g)
SSBGA II	9,89311	4,00	7,00	412,75	1059,02

Şekil 4.5' te doğrulama çalışması sonucu ısı alıcıda oluşan sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde maksimum sıcaklık değeri 412,58 K olarak bulunmuştur. Aynı zamanda seçilen değerler için oluşturulan tasarımın ağırlığı 1059,02 g olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.5: Doğrulama tasarımı sıcaklık dağılımı.

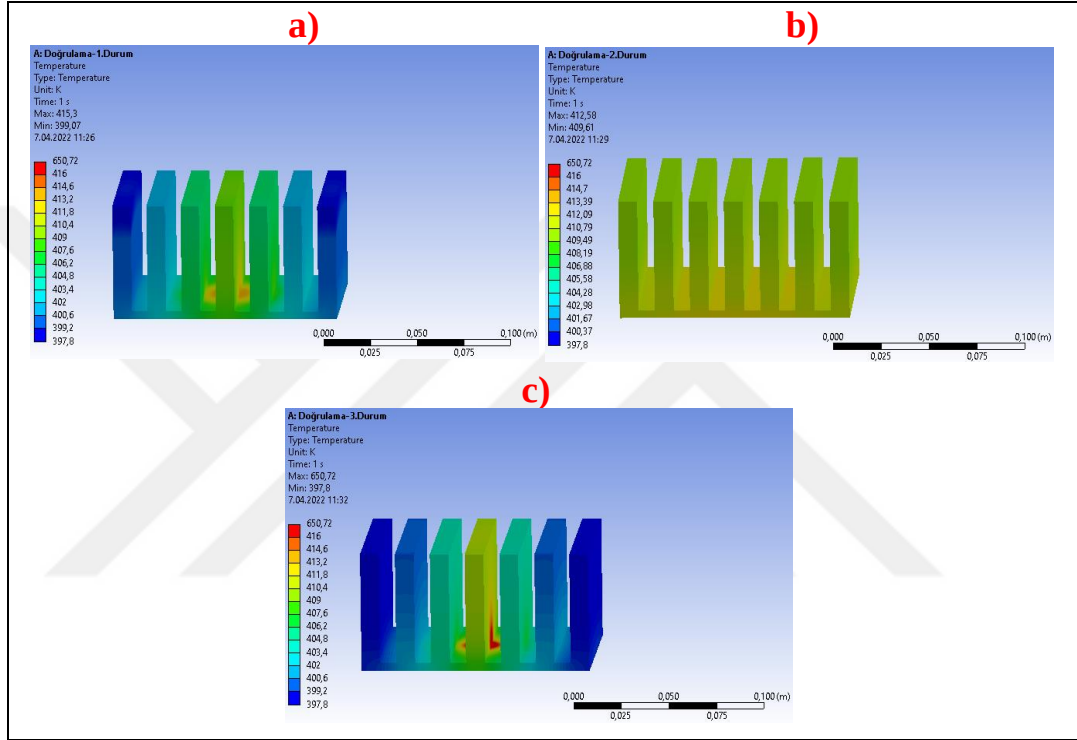
Şekil 4.6’ da doğrulama çalışması sonucu ortaya çıkan hata oranları gösterilmiştir.



Şekil 4.6: Doğrulama analizi sonucu hata oranları.

4.2.1. Isı kaynağının Termal Performansa Etkisi

Bu bölümde, daha önceki bölümde optimum değerlere sahip (Tablo 4.8) doğrulaması yapılan tasarımın üç farklı ısı kaynağı uygulama alanı altında termal performansı incelenecektir. Bu doğrultuda tasarımın 1. Durum, 2. Durum ve 3. Durum olarak termal analizi yapılmıştır. 3. Durum noktasal kaynağı olarak tanımlanmıştır.

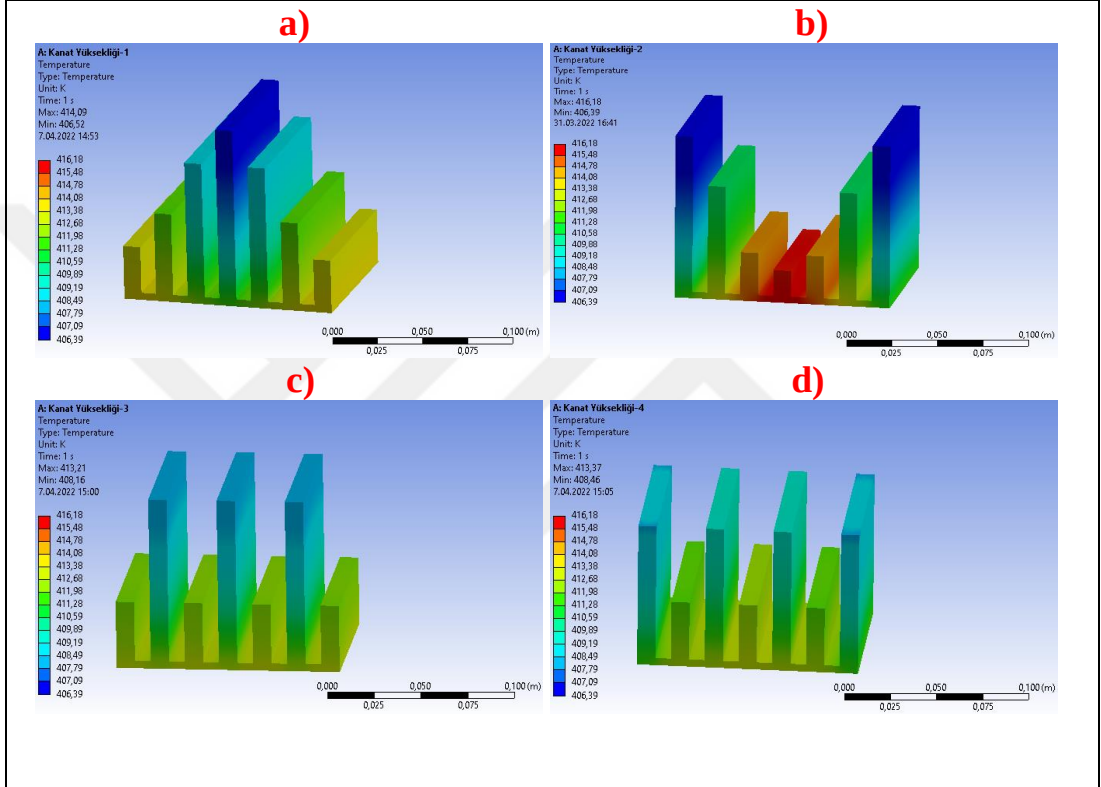


Şekil 4.7: Doğrulama tasarımı sıcaklık dağılımı a) 1. Durum, b) 2. Durum, c) 3. Durum.

Şekil 4.7' de doğrulama tasarımının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Analiz sonuçları incelendiğinde; 1. Durum için maksimum sıcaklık değeri 415,30 K, 2. Durum için 412,58 K, 3. Durum için 650,72 K olduğu görülmüştür. Bu durumda en düşük maksimum sıcaklık değerinin 2. Durum' da olduğu görülmektedir.

4.2.2. Kanat Yüksekliğinin Termal Performansa Etkisi

Bu bölümde kanat yüksekliğinin termal performansa etkisi incelenecektir. Bu kapsamda üç farklı ısı yükü (100 W, 200 W, 300W) altında optimum değerlere sahip (Tablo 4.8) doğrulama tasarımının ağırlıkları aynı dört farklı kanat yükseklikleri için termal analiz yapılmıştır.



Şekil 4.8: Doğrulama tasarımı sıcaklık dağılımı a) Kanat yüksekliği-1, b) Kanat yüksekliği-2, c) Kanat yüksekliği-3, d) Kanat yüksekliği-4.

Şekil 4.8’ de 100 W ısı yükü altında farklı kanat yüksekliklerine sahip doğrulama tasarımının üç boyutlu sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Aynı tasarımlar için farklı ısı yükleri altında yapılan analiz sonuçları Tablo 4.9’ da gösterilmiştir.

Tablo 4.9: Farklı ısı yüklerinde ortaya çıkan sonuçlar.

	Isı Yüğü (W)	Kanat Yükseklığı-1	Kanat Yükseklığı-2	Kanat Yükseklığı-3	Kanat Yükseklığı-4
Maksimum Sıcaklık (K)	100 W	414,09	416,18	413,21	413,37
	200 W	469,95	474,04	468,27	468,59
	300 W	520,18	526,2	517,77	518,24

Tablo 4.9 incelendiğinde en düşük maksimum sıcaklık değeri Kanat Yüksekliği-3 tasarımında, en yüksek maksimum sıcaklık değeri ise Kanat Yüksekliği-2 tasarımında olduğu görülmektedir. Dolayısıyla merkezde kanat yüksekliklerinin artması maksimum sıcaklık değerlerini düşürdüğü görülmüştür.

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu tez kapsamında, çeşitli dizayn parametreleri (kanat genişliği, taban yüksekliği, kanat sayısı) dikkate alınarak termal performansın iyileştirilmesi amacıyla meta-sezgisel optimizasyon yöntemlerinden Sıralı Seçkin Bastırılama Genetik Algoritma, Bozkurt Optimizasyon Algoritması ve Yusufçuk Optimizasyonu Algoritması metotları kullanılarak doğal konveksiyon altında bir profil ısı alıcının yapısal optimizasyonu çalışması sayısal olarak incelenmiştir.

Faktöriyel tasarımlar, etkileşimi ve ana etkileri dikkate alan ve olası tüm işlem kombinasyonlarını kullanıcıya sunan en doğru yaklaşımdır. Bu nedenle dizayn parametre sayısı ve seviyesi belirlenerek tam faktöriyel tasarım metodu doğrultusunda tasarımların üç boyutlu katı modellemesi Solidworks 2015 çizim programında oluşturulmuştur. Tasarımı tamamlanan ısı alıcıların termal performans analizi iki farklı durum için ANSYS programında yapılmıştır. Ayrıca ısı alıcı tasarımlarının ağırlıkları hesaplanmıştır. Bu değerler, Minitab 2018 yazılımı kullanılarak ana etki grafikleri ve varyans analizi tabloları oluşturulup yorumlanarak sunulmuştur. Yine bu değerlerle oluşturulan iki regresyon modeli Matlab yazılımı kullanılarak oluşturulan Sıralı Seçkin Bastırılama Genetik Algoritma, Bozkurt Optimizasyon Algoritması ve Yusufçuk Optimizasyonu Algoritması ile iki amaç doğrultusunda ayrı ayrı optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. SSBGA II yönteminden alınan optimum sonuçlardan bir tanesi rastgele seçilip o değerler kullanılarak hem maksimum sıcaklık hem de ağırlık için doğrulama işlemi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Aynı zamanda ısı kaynağı ve kanat yüksekliği parametrelerinin termal performans üzerine etkisinin incelenmesi için termal analizleri yapılmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar genel olarak değerlendirildiğinde;

- Maksimum sıcaklık için; kanat genişliği, taban yüksekliği ve kanat sayısının artması maksimum sıcaklığın düşmesine sebep olmuştur. Dolayısıyla maksimum sıcaklığın düşmesi ile ısı alıcının termal performansının iyileştiği görülmüştür.
- Maksimum sıcaklık için yapılan anova analizi sonuçları incelendiğinde termal performansı en çok etkileyen parametrenin kanat sayısı olduğu görülmüştür.

Bu nedenle ısı alıcı tasarımında kanat sayısı seçimi büyük önem kazanmaktadır.

- Ağırlık için; kanat genişliği, taban yüksekliği ve kanat sayısının artması ağırlığı arttırıcı etkiye sebep olduğu görülmüştür.
- Ağırlık için yapılan anova analizi sonucu incelendiğinde en çok ağırlığı arttıran parametrenin kanat genişliği olduğu görülmüştür. Dolayısıyla hem maliyet hem de kullanım kolaylığı (hafiflik) için olumsuz bir etki oluşturduğu görülmüştür.
- Optimizasyon algoritma sonuçları incelendiğinde en düşük çözümleme hızı (40,70 sn) SSBGA II yönteminde olduğu görülmüştür.
- Doğrulama sonucu incelendiğinde; maksimum sıcaklık için %0,04, ağırlık için %0,00 hata oranı ile sonuçlandığı görülmüştür. Dolayısıyla her üç meta-sezgisel optimizasyon algoritması yönteminin bu tür problemlerde kullanılabileceği görülmüştür.
- Doğrulama tasarımının ısı kaynağı etkisi incelendiğinde en düşük maksimum sıcaklık değeri (412,58 K) 2. Durum yani tüm taban yüzey alanı durumunda çıkmıştır. Dolayısıyla taban yüzey alanının artmasının daha iyi soğutma sağlayacağı için termal performansı olumlu yönde etkilediği görülmüştür.
- Kanat yüksekliğinin etkisi incelendiğinde, ağırlığın sabit tutularak gerçekleştirilen termal analiz sonuçlarında; ısı alıcı merkezinde artan kanat yüksekliğinin maksimum sıcaklık değerini düşürdüğünü dolayısıyla termal performansı olumlu yönde etkilediği görülmüştür.

Bu tez çalışması kapsamında gelecekte yapılacak çalışmalara yardımcı olacak öneriler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Çalışma sadece dikdörtgen kesitli kanatçıklar üzerinde yapılmıştır. Üçgen, yamuk gibi farklı kanatçık tiplerinde de ilgili çalışmalar yapılabilir.
- Çalışmada Sıralı Seçkin Bastırılamayan Genetik Algoritma, Bozkurt Optimizasyon Algoritması ve Yusufçuk Optimizasyonu Algoritması tercih edilmiştir. Diğer meta-sezgisel optimizasyon algoritmaları kullanılarak sonuçlar karşılaştırılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Web 1, (2021), <https://www.kingkatech.com/bonded-fins-heat-sink-kingkatech.html>, (Erişim Tarihi: 25/08/2021).
- [2] Web 2, (2022), <https://www.allaxismachining.com/page-heatsinks.php>, (Erişim Tarihi: 01/05/2022).
- [3] Rahmani M. A., Fdhila R. B., Grongvist A., Tysell M., Persson T. L., Benendo M., Uvgard Z., (2014), "Thermal management and design optimization of heatsink for cooling performance improvement during transient heat generation", Energy Procedia, 61, 1665-1668.
- [4] Leon-Aldeco S., Calleja H., Aguayo J., Correa C., Flores E., (2018), "Enhancement of the survival probability of a photovoltaic converterAn optimization approach", Computers and Electrical Engineering, 69, 115-128.
- [5] Web 3, (2021), <https://www.elektrikport.com/makale-detay/isi-emiciler-ve-cesitleri/17313#ad-image-0> , (Erişim Tarihi: 25/08/2021).
- [6] Starner K.E., McManus Jr., (1963), "An experimental investigation of free convection heat transfer from rectangular fin arrays", J. Heat Transfer, 85, 273-278.
- [7] Karthanassis I.K., Papanicolaou E., Belessiotis V., Bergeles G.C., (2013), "Multi-objective design optimization of a micro heat sink for concentrating photovoltaic/ thermal (CPVT) systems using a genetic algorithm", Appl. Therm. Eng, 59, 733-744.
- [8] Leung C.W., Probert S.D., (1989), "Thermal Effectiveness of Short-Protrusion Rectangular, Heat-Exchanger Fins", Applied Energy, 1-8.
- [9] Naserian M.MM, Fahiminia M., Goshayeshi H.R., (2013), "Natural convection heat transfer coefficient of V- type fin configuration", Journal of mechanical Science and Technology, 27, 2191- 2197.
- [10] Hung Huang C., Chen L., (2021), "An optimized natural convection Y-shape-shifted heat sink design problem," Case Studies in Thermal Engineering.
- [11] Veerasamarthswamy S., Bhandari, Sanjeev H. Kulkarni, (2019), "Optimization of heat sink for thyristor using particle swarm optimization", Results in Engineering.
- [12] Rao R.V., More K.C., Taler J., Oclon P., (2016), "Dimensional optimization of a micro-channel heat sink using Jaya algorithm", Applied Thermal Engineering, 103, 572-582.

- [13] Rao R.V., Waghmare G.G., (2014), “Multi-objective design optimization of a plate-fin heat sink using a teaching-learning-based optimization algorithm”, *Applied Thermal Engineering*, 76, 521-529.
- [14] Bhaumik S. K., Behera R., (2015), “CFD Optimization of Free Convective Cooling of Finned Heat Sinks: Effect of Fin Spacing”, *Procedia Engineering*, 127, 155-161.
- [15] Soleimani S., Ganji D.D., Gorji M., Bararnia H., Ghasemi E., (2011), “Optimal location of a pair heat source-sink in an enclosed square cavity with natural convection through PSO algorithm”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38, 652-658.
- [16] Yüncü H., Anbar G., (1998), “An Experimental Investigation on Performance of Rectangular Fins on a Horizontal Base in Free Convection Heat Transfer”, *Heat and Mass Transfer*, 507-514.
- [17] Daechan J., Chan B., (2017), “Thermal performance of plate fin heat sinks with dualheight fins subject to natural convection”, *International Journal of Heat and Mass Transfer Volume*, 113, 1086-1092.
- [18] Rao S.S., (2009), “Engineering Optimization: Theory and Practice”, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc., USA.
- [19] Pierre D.A., (1992), “Optimization in McGraw-Hill Encyclopedia of Science and Technology 12”, “Practical genetic algorithms”, 476-482.
- [20] Ergül E.U., (2010), “Çok Amaçlı Genetik Algoritmalar: Temelleri Ve Uygulamaları”, Doktora Tezi, Ondokuz Mayıs Üniversitesi.
- [21] Christensen P.W., Klarbring A., Wiley J., (2009), “An Introduction to Structural Optimization”, Sweden.
- [22] Grihon S., (2017), “Structure sizing optimization capabilities at Airbus”, 12th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimisation.
- [23] Cavagna S. RICCI, L. R. L., (2011), “Structural sizing, aeroelastic analysis, and optimization in aircraft conceptual design”, *Journal of Aircraft*, 48, 1840–1855.
- [24] Bendose M.P., Sigmund O., (2003), “Topology Optimization: Theory, Methods, and Applications”, 2nd Edition, Springer Berlin, Heidelberg.
- [25] Zheng B., (2007), “Topology optimization considering design dependent loadings”, Doctoral Thesis, The State University of New Jersey.
- [26] Akyol S., Alataş B., (2012), “Güncel Sürü Zekası Optimizasyon Algoritmaları”, *Nevşehir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 36-50.

- [27] Erdoğan P., Toz M., (2012), “Heuristic optimization algorithms in robotics. Serial and Parallel Robot Manipulators-Kinematics”, Dynamics, Control and Optimization, InTechOpen, 311–338.
- [28] Mirjalili S., Lewis A., (2016), “The whale optimization algorithm”, Advances in Engineering Software, 95, 51-67.
- [29] Mirjalili S., Lewis A., Mirjalili S.M., (2014), “Grey wolf optimizer”, Advances in Engineering Software, 69, 46-61.
- [30] Kahraman A. M., Özdağlar D., (2014), “Su dağıtım sistemlerinin genetik algoritma ile optimizasyonu,” Dokuz Eylül Üniversitesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 1-18.
- [31] Karaboğa D., (2018), “Yapay Zekâ Optimizasyon Algoritmaları”, 6. Basım, Nobel Yayın Dağıtım.
- [32] Haupt R. L., Haupt S. E., (2004), “Practical Genetic Algorithms”, Second Edition, Canada.
- [33] Deb K., Pratap A., Agarwal S., Meyarivan T., (2002), “A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II. IEEE Trans”, Evol. Comput., 6 (2), 182-197.
- [34] Srinivas N., Deb K., (1995), “Multiobjective optimization using nondominated sorting in genetic algorithms”, Evol. Comput., 2 (3), 221-248.
- [35] Mendez Echenagucia T., Capozzoli A., Cascone Y., Sassone M., (2015), “The early design stage of a building envelope: Multi-objective search through heating, cooling and lighting energy performance analysis”, Applied Energy, 154, 577–591.
- [36] Katircioğlu F., (2017), “Renkli Görüntüler İçin Yusufçuk Algoritması Kullanılarak Benzerlik Görüntüsüne Dayalı Eşikleme”, Düzce Üniversitesi, Bilim ve Teknoloji Dergisi, 506-523.
- [37] Muro C., Escobedo R., Spector L., Coppinger R., (2011), “Wolf-pack (Canis lupus) Hunting Strategies Emerge from Simple Rules in Computational Simulations”, Behavioural processes, 88, 192-197.
- [38] Doğan, L., Yüzgeç, U., (2018), “Robot Path Planning using Gray Wolf Optimizer in Proceedings- International Conference on Advanced Technologies”, Computer Engineering and Science (ICATCES’18).
- [39] Incropera F., Dewitt D. P., Bergman T.L., Lavine A.S., (2006), “Fundamentals of heat and mass transfer”, 6th Edition, 13, 978-0471457282.
- [40] Cho K., Hong Y., Seo J., (2014), “Assesment of the economic performance of vacuum insulation panels for housing projects”, Energy and Buildings, 70, 45-51.

- [41] Çengel Y., (2011), Isı ve Kütle Transferi, 3. Baskı, Ankara.
- [42] Derbentli T., Geçgel O., (2003), “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri” (Çeviri, Incorpora F., Dewitt D. P), Ankara.
- [43] Çetin M.S., (2010), “Bitkisel Esaslı Kesme Sıvılarının Tornalamadaki Performansının Araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü.



ÖZGEÇMİŞ

Mikail TAŞTAN, 2009 yılında başladığı üniversite eğitimini 2014 yılında Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olarak tamamladı. Askerlik görevinin ardından bir süre Tasarım Mühendisi olarak çalıştı. 2017 yılında yüksek lisans eğitimine Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında başladı. 2018 yılından beri Gençlik ve Spor Bakanlığı bünyesinde çalışmaktadır.

