

**GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN, STIRLING MOTORLU ELEKTRİK
ENERJİSİ ÜRETİM SİSTEMİ**

Tolga PIRASACI

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
(MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ)**

114861

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Ocak 2002

ANKARA

Tolga PIRASACI tarafından hazırlanan GÜNEŞ ENERJİSİYLE ÇALIŞAN, STİRLİNG MOTORLU ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİM SİSTEMİ adlı tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.


Prof. Dr. Mecit SIVRIOĞLU

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU



Üye : Prof. Dr. Mecit SIVRIOĞLU (Danışman)



Üye : Doç. Dr. Şenol BAŞKAYA



Üye : _____

Üye : _____

Bu tez Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
TEŞEKKÜR.....	v
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	vii
SİMGELER.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. STIRLING MOTORLU ENERJİ ÜRETİM SİSTEMLERİ.....	15
2.1. Stirling Motorları.....	18
2.2. Kollektörler.....	26
2.2.1. Yansıtıcılar.....	26
2.2.2. Alıcılar.....	32
3. TÜRKİYE ŞARTLARINA UYGUN SİSTEM YAPISININ BELİRLENMESİ...34	
3.1. Türkiye Şartlarında Kullanılabilecek Stirling Motorlu Enerji Üretim Sistemi için Tasarım Parametreleri.....	35
3.1.1. Stirling motoru tasarım parametreleri.....	35
3.1.2. Kollektör tasarım parametreleri.....	37
3.2. Türkiye Şartlarında Kullanılabilecek Sistemin Yapısı.....	38
3.2.1. Stirling motoru yapısı.....	38
3.2.2. Kollektör yapısı.....	40
4. STIRLING MOTORLU ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİM SİSTEMİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU.....	42
4.1. Stirling Motoru Genel Analizleri.....	42
4.1.1. Stirling çevrimi.....	42
4.1.2. İzotermal analiz.....	45

	Sayfa
4.1.2.1. Schmidt analizi ve Schmidt sayısı.....	47
4.1.2.2. Beale Sayısı.....	47
4.1.3. Adyabatik analiz.....	48
4.1.4. Diğer analizler.....	50
4.1.5. Bu çalışmada tasarlanan sistemler için Stirling motoru analizleri.....	50
4.1.5.1. İki pistonlu klasik Stirling motoru termodinamik analizi.....	50
4.1.5.2. Üç pistonlu Stirling motoru termodinamik analizi.....	52
4.2. Kollektör Analizleri.....	56
4.2.1. Güneş radyasyonu miktarının tespiti.....	57
4.2.2. Kollektör optik hesapları.....	61
4.2.3. Kollektör ısı hesapları.....	64
5. TÜRKİYE ŞARTLARINDA KULLANILACAK, GÜNEŞ ENERJİSİYLE ÇALIŞAN, STIRLING MOTORLU ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİM SİSTEMİ TASARIM PARAMETRELERİNİN SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİ.....	72
5.1. Stirling Motoru Analizleri.....	72
5.1.1. Stirling motoru ilk boyutlandırma hesapları.....	73
5.1.2. İki pistonlu klasik Stirling motoru analizi.....	74
5.1.3. Üç pistonlu Stirling motoru.....	76
5.2. Kollektör Performans Analizleri.....	96
5.2.1. Güneş akısı verilerinin tesbiti.....	96
5.2.2. Kollektör optik hesapları.....	100
5.2.3. Kollektör ısı hesapları.....	111
6. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	120
6.1. Bu çalışmada Tasarlanan Türkiye Şartlarında Kullanılabilecek Güneş Enerjisi ile Çalışan Stirling Motorlu Bir Elektrik Enerjisi Üretim Sistemi Çalışma Şartları, Tasarım ve Performans Değerleri.....	121
6.2. Bu Çalışmada Tasarlanan Sistemin Literatürdeki Diğer Enerji Üretim Sistemleriyle Karşılaştırılması.....	127

	Sayfa
6.3. Gelecekteki Çalışmalar için Öneriler.....	129
KAYNAKLAR.....	130
EKLER.....	135
ÖZGEÇMİŞ.....	145



**GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN, STIRLING MOTORLU ELEKTRİK
ENERJİSİ ÜRETİM SİSTEMİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Tolga PIRASACI

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Aralık 2001

ÖZET

Güneş enerjisi temiz ve yenilenebilir bir kaynaktır. Güneş enerjisinin, elektrik enerjisi üretiminde kullanılabilmesi için çeşitli sistemler geliştirilmiştir. Bu sistemlerden bir tanesi Stirling motorlu elektrik enerjisi üretim sistemidir.

Bu sistemlerde güneş radyasyonunu toplayarak alıcı üzerinde odaklamak için çanak şeklindeki parabolik yansıtıcılardan yararlanır. Güneş takip sistemi, yansıtıcıyı iki eksenli olarak döndürerek güneşi takip eder. Alıcı, üzerine gelen güneş radyasyonunu emerek iş akışkanını ısıtır. İş akışkanının sahip olduğu iç enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürmek için Stirling motorları kullanılır. Elde edilen mekanik enerji bir alternatör kullanılarak elektrik enerjisine dönüştürülür.

Stirling motorlu sistemler güneş enerjisi sistemleri içerisinde en yüksek verime (~% 29) sahip olan sistemlerdir. Bu sistemler, en yüksek verime sahip olmalarının yanısıra basit konstrüksiyon, montaj ve tek başlarına çalışabilme özellikleri nedeniyle çok geniş alanda kullanılabilir. Ancak bu sistemlerin boyutları kullanım alanlarını sınırlamaktadır.

Bu çalışmanın amacı Türkiye koşullarına uygun olan ve yapılarda kullanılabilecek güneş enerjisi ile çalışan, Stirling motorlu elektrik enerjisi üretim sistemi tasarım ve optimizasyonudur.

Bu çalışma sonucunda Türkiye şartlarında kullanılabilir güneş enerjisi ile çalışan Stirling motorlu bir elektrik enerjisi üretim sistemi için tasarım zamanı çalışma şartları belirlenerek boyutlandırılması yapılmış ve performans değerleri elde edilmiştir. Tasarlanan bu sistemde ısıl-mekanik enerji dönüşüm aracı olarak üç pistonlu Stirling motoru kullanılmıştır. Bu motora enerji sağlamak amacıyla tasarlanan güneş kolektörü ise bina çatılarına yerleştirilebilecek bir yapıya sahiptir.

Bilim Kodu: 625.04.01

Anahtar Kelimeler yenilenebilir enerji, güneş enerjisi, güneş kolektörü, stirling motoru, çanak/stirling sistemleri

Sayfa Adedi 145

Tez Yöneticisi Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

SOLAR STIRLING ENGINE for ELECTRICITY PRODUCTION**(M. Sc. Thesis)****Tolga PIRASACI****GAZI UNIVERSITY****INSTITUTE of SCIENCE and TECHNOLOGY****December 2001****ABSTRACT**

Solar energy is a clean and renewable energy source. Various systems were developed to produce electricity from solar energy. One of these systems is Solar Dish/Stirling system.

Dish/Stirling systems utilize point focusing concentrating solar collectors that track the sun in two axes. The receiver absorbs energy reflected by the concentrator and transfers it to the engine's working fluid. The Stirling engine is used to convert heat to mechanical power. An alternator is used as a mechanical-to-electrical conversion device.

Of all solar technologies, Dish/Stirling systems have demonstrated the highest solar-to-electric conversion efficiency (~29%). Also these systems are characterized by modularity and autonomous operation that allows them to be used in larger application areas. However, the large dimensions of Dish/Stirling systems limit their usages.

The objective of this study is to design and optimize a Solar Stirling Engine system, which is appropriate to the conditions of Turkey and suitable to supply electricity for domestic purposes.

In this study the operating conditions of a Solar Stirling Engine system were determined and the performance values of the system were obtained. In this

system, a three-piston Stirling engine was used as heat to mechanical conversion device. The collector used to supply heat to the Stirling engine was designed so that it can be placed on the roof of buildings.

Science Code: 625.04.01

Key Words renewable energy, solar energy, solar collector, stirling engine, dish/stirling systems

Number of Page 145

Adviser Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU



TEŞEKKÜR

Yapmış olduğum tez çalışmam boyunca yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Sn. Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU' na teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca çalışmalarım esnasında desteklerini esirgemeyen Makina Mühendisliği Bölümü Öğretim üyeleri ve Araştırma Görevlilerine, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Kütüphanesi çalışanlarına, manevi desteğini esirgemeyen nişanlım Gaye'ye ve aileme teşekkür ederim.



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. ASHRAE Modeli için A,B,C Katsayıları	60
Çizelge 5.1. Yılın Günlerinin Karşılık Geldiği Aylar.....	98
Çizelge 5.2. Saatlik Değişimlerin Karşılık Geldiği Saat Aralıkları.....	98
Çizelge 5.3. Kollektör Alıcı Çapları.....	115
Çizelge 5.4. Mesafe Değerleri.....	117



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Yenilenebilir Enerji Kaynakları.....	2
Şekil 1.2. Düz Parabolik Kollektör.....	6
Şekil 1.3. Çanak Şeklindeki Parabolik Kollektör.....	7
Şekil 2.1. Advanco/Vanguard 25kWe Çanak/Stirling Sistemi.....	15
Şekil 2.2. McDonnell Douglas 25kWe Çanak/Stirling Sistemi.....	16
Şekil 2.3. German/Saudi 50kWe Çanak/Stirling Sistemi.....	16
Şekil 2.4. Schlaich Bergermann und Partner 9 kWe Çanak/Stirling Sistemi.....	17
Şekil 2.5. Cummins Power Generation Inc Çanak/Stirling Sistemi.....	18
Şekil 2.6. Stirling Motorunun Genel Şeması.....	19
Şekil 2.7. Alfa Tipi Stirling Motoru.....	20
Şekil 2.8. Beta Tipi Stirling Motoru.....	20
Şekil 2.9. Gama Tipi Stirling Motorları.....	21
Şekil 2.10. Kinematik Stirling Motoru.....	21
Şekil 2.11. Serbest Pistonlu Stirling Motoru.....	22
Şekil 2.12. United Stirling 4-95 MKII Stirling Motoru.....	23
Şekil 2.13. United Stirling 4-275 Stirling Motoru.....	23
Şekil 2.14. Solo V-160 Stirling Motoru.....	24
Şekil 2.15. Aisin Seiki NS30A Stirling Motoru.....	24
Şekil 2.16. STM4-120 Stirling Motoru.....	25
Şekil 2.17. Cummins Power Generation Serbest Pistonlu Stirling Motoru.....	26
Şekil 2.18. E-Systems Yansıtıcısı.....	27
Şekil 2.19. Advanco Şirketi Yansıtıcısı.....	28
Şekil 2.20. McDonnell Douglas Şirketi Yansıtıcısı.....	28
Şekil 2.21. General Electric/Ford Aerospace Şirketleri Yansıtıcısı.....	29
Şekil 2.22. Acurex Corp. Şirketi Yansıtıcısı.....	29
Şekil 2.23. Schlaich Bergermann und Partner Yansıtıcısı.....	30
Şekil 2.24. Solar Kinetics Inc. Şirketi Yansıtıcısı.....	31
Şekil 2.25 Cummins Power Generation Inc. Şirketi Yansıtıcısı.....	31
Şekil 2.26. TIW Şirketi Yansıtıcısı.....	32

Şekil	Sayfa
Şekil 2.27. Direkt Işıma Alıcı.....	33
Şekil 2.28. Geri Akışlı Işıma Alıcı.....	33
Şekil 3.1. İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru.....	38
Şekil 3.2. Üç Pistonlu Stirling Motoru.....	39
Şekil 3.3. Üç Yansıtıcı Kollektör Şeması.....	40
Şekil 4.1. Stirling Çevrimi.....	43
Şekil 4.2. İdeal Stirling Çevrimiyle Çalışan Stirling Motoru Hal Değişimleri.....	44
Şekil 4.3. İzotermal Model.....	46
Şekil 4.4. Adyabatik Model.....	49
Şekil 4.5. İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru Mekanizması.....	52
Şekil 4.6. Tasarlanan Üç Pistonlu Stirling Motoru İzotermal Modeli.....	53
Şekil 4.7. Üç pistonlu Stirling motoru.....	55
Şekil 4.8. Dünyanın Güneş Etrafındaki Hareketi.....	57
Şekil 4.9. Yüzey İle Yüzey Üzerine Gelen Güneş Akısı Arasındaki Geometri.....	58
Şekil 4.10. Kollektör ile Güneş Akısı Arasındaki Geometrik İlişki.....	61
Şekil 4.11. Birinci Yansıtıcı Yüzey için Geometrik Bağlantılar.....	62
Şekil 4.12. İkinci Yansıtıcı Yüzey için Geometrik Bağlantılar.....	63
Şekil 4.13. Üçüncü Yansıtıcı Yüzey için Geometrik Bağlantılar.....	64
Şekil 4.14. Kollektör Boyutları ve Kontrol Hacmi.....	65
Şekil 4.15. Alıcı Tüp Üzerindeki Kontrol Hacmi.....	66
Şekil 4.16. Tüm Sistem Üzerinde Oluşturulan Kontrol Hacmi ve Isı Kayıpları.....	68
Şekil 5.1. İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Basıncın Krank Açısı ile Değişimi.....	75
Şekil 5.2. İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Hacmin Krank Açısı ile Değişimi.....	75
Şekil 5.3. İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Basıncın Hacim ile Değişimi.....	76
Şekil 5.4. Üç Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Basıncın Krank Açısı ile Değişimi.....	77
Şekil 5.5. Üç Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Hacmin Krank Açısı ile Değişimi.....	78
Şekil 5.6. Üç Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Basıncın Hacim ile Değişimi.....	78

Şekil	Sayfa
Şekil 5.7. Değişik Üçüncü Piston Faz Açısında Motor Basıç-Hacim Diyagramları.....	80
Şekil 5.7. Değişik Üçüncü Piston Faz Açısında Motor Basıç-Hacim Diyagramları (Devam).....	81
Şekil 5.8. Değişik Üçüncü Piston Faz Açısında Motor Performans Eğrileri.....	82
Şekil 5.9. Üçüncü Piston Süpürme Hacmi Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları.....	83
Şekil 5.10. Üçüncü Piston Süpürme Hacmi Oranları için Motor Performans Eğrileri.....	83
Şekil 5.11. Üçüncü Piston Ölü Hacim Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları.....	84
Şekil 5.11. Üçüncü Piston Ölü Hacim Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları (Devam).....	85
Şekil 5.12. Üçüncü Piston Ölü Hacim Oranları için Motor Performans Eğrileri.....	86
Şekil 5.13. Genişleme Pistonu Süpürme Hacmi Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları.....	87
Şekil 5.14. Genişleme Pistonu Süpürme Hacmi Oranları için Motor Performans Eğrileri.....	88
Şekil 5.15. Genişleme Pistonu Ölü Hacim Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları.....	89
Şekil 5.16. Genişleme Pistonu Ölü Hacim Oranları için Motor Performans Eğrileri.....	90
Şekil 5.17. Sıkıştırma Pistonu Süpürme Hacmi Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları.....	91
Şekil 5.18. Sıkıştırma Pistonu Süpürme Hacmi Oranları için Motor Performans Eğrileri.....	92
Şekil 5.19. Sıkıştırma Pistonu Ölü Hacim Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları.....	93
Şekil 5.20. Sıkıştırma Pistonu Ölü Hacim Oranları için Motor Performans Eğrileri.....	94
Şekil 5.21. Rejeneratör Hacim Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları.....	95

Şekil	Sayfa
Şekil 5.22. Rejeneratör Hacim Oranları için Motor Performans Eğrileri.....	96
Şekil 5.23. Zirve Açısının Günlere ve Saatlere Göre Değişimi.....	97
Şekil 5.24. Ankara İçin Direkt Güneş Akısı.....	99
Şekil 5.25. Ankara İçin Difüz Güneş Akısı.....	99
Şekil 5.26. Ankara İçin Toplam Güneş Akısı.....	100
Şekil 5.27. Değişik Kollektör Eni Değerleri İçin Yansıtıcı Yüzey Şekilleri.....	101
Şekil 5.27. Değişik Kollektör Eni Değerleri İçin Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam).....	102
Şekil 5.27. Değişik Kollektör Eni Değerleri İçin Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam).....	103
Şekil 5.28. Değişik Güneş Akısı Zirve Açısı Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri.....	104
Şekil 5.28. Değişik Güneş Akısı Zirve Açısı Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam).....	105
Şekil 5.28. Değişik Güneş Akısı Zirve Açısı Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam).....	106
Şekil 5.29. Değişik Yükseklik Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri.....	107
Şekil 5.29. Değişik Yükseklik Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam).....	108
Şekil 5.30. Değişik İkinci ve Üçüncü Yansıtıcı Bitim Noktası Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam).....	109
Şekil 5.30. Değişik İkinci ve Üçüncü Yansıtıcı Bitim Noktası Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam).....	110
Şekil 5.30. Değişik İkinci ve üçüncü yansıtıcıların bitim noktası Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam).....	111
Şekil 5.31. Kollektör Eninin Kollektör Boyu ve Verimi Üzerindeki Etkisi.....	114
Şekil 5.32. Alıcı Tüp Çapının Kollektör Verimi ve Boyu Üzerindeki Etkisi.....	115
Şekil 5.33. Alıcı Tüp ile Örtü Arasındaki Mesafenin Kollektör Performansı Üzerindeki Etkisi.....	116
Şekil 5.34. Alıcı Tüp ile Örtü Arasındaki Basıncın Kollektör Verimi ve Boyu Üzerindeki Etkisi.....	118

Şekil	Sayfa
Şekil 5.35. Burgulu Bant Burulma Oranının Kollektör Verimi ve Boyu Üzerindeki Etkisi.....	119
Şekil 6.1. Tasarlanan Stirling Motoru için Hacmin Krank Açısı ile Değişimi.....	123
Şekil 6.2. Tasarlanan Stirling Motoru için Basıncın Krank Açısı ile Değişimi.....	123
Şekil 6.3. Tasarlanan Stirling Motoru için Basıncın Hacim ile Değişimi.....	123
Şekil 6.4. Kollektör Yansıtıcı Yüzeyi.....	125



SİMGELER

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A, B, C	ASHRAE modeli katsayıları
Be	Beale sayısı
c_p	Özgül ısı
d	Molekül çapı
D	Çap
E	Kollektör eni
f	Motor frekansı veya motor devir sayısı
f_2	Üçüncü pistonun frekansı veya devir sayısı
F'	Kollektör verimlilik faktörü
F_R	Kollektör ısı taşıma faktörü
h	Konveksiyon katsayısı
H	Kollektörün alıcı merkezinden itibaren yüksekliği
I_b	Direkt radyasyon miktarı
I_{bn}	Güneş akısı yönündeki direkt radyasyon miktarı
I_d	Difüz radyasyon miktarı
I_g	Toplam radyasyon miktarı
k	Kondüksiyon katsayısı
K	Konsantrasyon oranı
L	Kollektör boyu
m	Kütle
\dot{m}	Debi
M	Kollektörün alıcı merkezi ile ikinci ve üçüncü yansıtıcının odakları arasındaki mesafe
n	Yılın günleri
n_y	Küçük yüzeyin alt noktasının odak noktası ile yaptığı açı

Simgeler	Açıklama
N	Kollektörü oluşturan küçük yüzeylerin eğimi
Nu	Nusselt sayısı
p	Basınç
P	Alıcı tüp ile örtü arasındaki basınç
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı transferi
q_l	Toplam ısı kaybı
q_u	Kullanılabilir ısı kazancı
R	Evrensel gaz sabiti
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
S	Alıcı tüp tarafından soğurulan güneş radyasyonu
Sc	Schmidth sayısı
t	Krank dönüş açısı
t_2	Üçüncü piston krank dönüş açısı
t_3	Üçüncü piston faz açısı
t_b	Sıcaklık oranı
T	Sıcaklık
T_{pm}	Alıcı tüp ortalama sıcaklığı
U_l	Toplam ısı transferi katsayısı
V	Hacim
W	İş
\dot{W}	Güç
X	Hacim oranı
x_1, y_1, x_2, y_2	Küçük yüzeyi oluşturan noktaların koordinatları
α	Soğuruculuk
β	Yüzeyin yatay düzlem ile yaptığı açı
δ	Sapma açısı
ε	Yayıcılık
ϕ	Enlem

Simgeler	Açıklama
γ	Azimut açısı
η	Verim
λ	Gaz moleküllerinin ortalama serbest yolu
θ	Geliş açısı
θ_z	Zirve açısı
ρ	Yansıtıcı yüzeyin yansıtıcılığı
σ	Stefan-Boltzman sabiti
τ	Geçirgenlik
ω	Saat açısı
ψ	Özgül ısı oranı

İndisler	Açıklama
a	Atmosfer
c	Sıkışma bölgesi
dc	Sıkıştırma bölgesi ölü hacmi
de	Genişleme bölgesi ölü hacmi
$de2$	İkinci genişleme bölgesi ölü hacmi
e	Genişleme bölgesi
$e2$	İkinci genişleme bölgesi
f	Isıtıcı akışkan
$gök$	Gökyüzü
h	Isıtıcı bölgesi
H	Kaynak
i	Alıcı tüp iç yüzeyi
k	Soğutucu bölgesi
L	Kuyu
o	Alıcı tüp dış yüzeyi
ort	Ortalama
$ö$	Örtü
$öi$	Örtü iç yüzeyi

İndisler	Açıklama
<i>öo</i>	Örtü dış yüzeyi
<i>p</i>	Alıcı tüp
<i>p-ö</i>	Alıcı tüp ile örtü arasındaki bölge
<i>r</i>	Rejeneratör bölgesi
<i>sc</i>	Sıkıştırma bölgesi süpürme hacmi
<i>se</i>	Genişleme bölgesi süpürme hacmi
<i>se2</i>	İkinci genişleme bölgesi süpürme hacmi
<i>sea</i>	Genişleme bölgesi için kabul edilen süpürme hacmi
<i>t</i>	Toplam
<i>th</i>	Termal



1. GİRİŞ

İnsanoğlu, ateşi bir enerji kaynağı olarak kullanmaya başladığından beri, dđnya yzünde sadece gıdadan alınan enerji ile yaşamını sđrdüren diğer canlılardan ayrılarak, yeni bir dđneme girmiştir. Gelişen teknolojiyle birlikte katlanarak artan enerji ihtiyacı fosil yakıtlar kullanılarak karşılanmaya çalışılmıştır. Ancak enerji kaynaklarının bu denli artan miktarlarda kullanılmasından ortaya çıkan ve insanoğlunun yaşadığı çevreyi olumsuz ynde etkileyen evre etkileri, bazı enerji kaynaklarının tkenmeye başlamaları ile zaman zaman ortaya çıkan enerji krizleri, özellikle yirminci yzyılın son çeyreğinde bilim çevrelerini ve hđkmetleri bu konularda araştırma yapmaya ve bu sorunlara çözüm üretmeye zorlamıştır. Temiz ve tkenmez enerji kaynaklarının kullanılabilmesi için çeşitli sistemler geliştirilmiş ve çeşitli standartlar getirilerek enerji üretiminde kullanılan sistemlerin çevreye olan olumsuz etkileri azaltılmaya çalışılmıştır.

Serchuk (2000), elektrik enerjisi üretiminde kullanılan metodları ve bu metodların çevreye olan etkilerini incelemiş ve çevresel zorunlulukları dđrt madde halinde ifade etmiştir. Buna göre;

Kullanılan bđtđn enerji çevreyi etkiler: Yararlı amaçlar için enerjiyi toplamak ekolojik dengeleri sağlayan doğal çevrimleri değiştirmektedir. Bunun sonucunda iklim değişikliği, canlı tđrlerinin yok olması, çeşitli hastalıkların ortaya çıkması ve toksik atıkların oluşması gibi onarılması mđmkđn olmayan zararlar ortaya çıkabilmektedir.

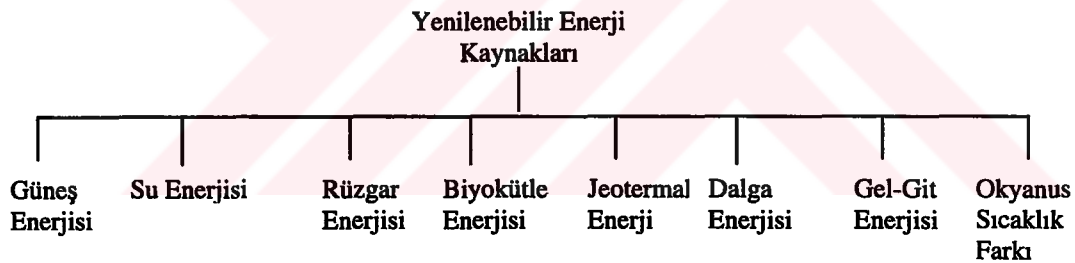
Belirli bir enerji kaynağının kullanımı için teknoloji seçimi ve yđnetimi çevresel sonuçlara gđre belirlenir : Orneğin yanma tabanlı gđ santrallerinde kirlilik kontrolü sağlanarak emisyonlar azaltılmalı, rüzgar tđrbinleri ise kuşları korkutmayacak ve tđrlerini tehlikeye dđřürmeyecek şekilde tasarlanmalıdır.

Yenilenebilir enerji teknolojileri geleneksel teknolojilere göre öncelikli tercih edilir: Yenilenebilir enerji teknolojileri kendi risklerini taşımaktadır.

Birçok geleneksel enerji teknolojisi eninde sonunda yok olacaktır: Bu teknolojilerin bazı etkileri (sera etkisi oluşturan gazların ortaya çıkması, nükleer atıklar, yakıt bulunabilmesi için çevreye zarar verilmesi, vb...) bu teknolojileri geleceğin enerji stratejileri arasından çıkartacaktır.

Yukarıda belirtilen çevresel zorunluluklar göz önünde bulundurulduğunda yenilenebilir enerji kaynaklarına dayanan teknolojilerin gelecek açısından önemi açıkça görülebilmektedir.

Şekil 1.1 de teknolojileri geliştirilmiş olan yenilenebilir enerji kaynakları detaya girilmeden gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Yenilenebilir Enerji Kaynakları

Bu teknolojilerden okyanus sıcaklık farkını, gel-git enerjisini ve dalga enerjisini (NREL; ATLAS; Çengel, 2001) kullanan teknolojiler coğrafik açıdan belirli özelliklere sahip sınırlı sayıdaki bölgelerde kullanılabilirler. Bu nedenle bu kaynaklar geleceğin enerji kaynağı olmaktan çok uzaktırlar.

Jeotermal enerjiyi kullanan teknolojiler ve su enerjisini kullanan teknolojiler (barajlar, hidroelektrik santralleri, vb..) çok uzun sürelerden beri kullanılmakta ve günümüzün enerji üretiminde büyük bir yer tutmaktadır. (NREL; ATLAS; EREN;

Flavin, Lenssen, 1994; Çengel, 2001) Ancak bu kaynakların sınırlı ve büyük bir kısmının kullanılmış olması nedeniyle gelecekte bu kaynaklardan daha fazla yararlanılabilmesi mümkün olmayacaktır.

Maliyeti en düşük yenilenebilir enerji kaynağı rüzgar enerjisi (NREL; ATLAS; EREN; Flavin, Lenssen, 1994; Çengel, 2001) olmasına rağmen bu enerjiden yararlanılabilecek bölgelerin sınırlı olması nedeniyle üretilen enerji miktarının düşük olduğu görülmektedir. (McVeight vd., 2000) Rüzgar gücünün yaygın bir şekilde kullanılmasının önündeki bir diğer engelde rüzgarın yoğun olduğu bölgeler ile insanların ve sanayi kuruluşlarının yoğun olduğu bölgeler arasındaki uzaklıkların fazla olması nedeniyle çok uzun enerji nakil hatlarına ihtiyaç olmasıdır. Ayrıca bu bölgelere kurulan rüzgar türbinlerinin bazı kuş türlerinin ölümüne neden olduğu ve türlerini tehlikeye soktuğu gözlenmiştir. Buda çevre açısından dikkate alınması gereken önemli bir sorundur.

Biyokütle (bitkiler, ağaçlar, atıklar, vs...) enerjisini (NREL; ATLAS; EREN; Flavin, Lenssen, 1994; Çengel, 2001) kullanan teknolojiler ise hem düşük maliyetleri hemde çok yüksek miktardaki üretimleri ile enerji üretiminde büyük rol oynamaktadırlar. Ancak bu teknolojiler yanmaya dayalıdır ve fosil yakıtlar kadar olmasada çevreyi kirletmektedirler. Biyokütle yenilenebilir bir enerji kaynağı olmakla birlikte günümüzdeki kullanım şekli ile ne yenilenebilir ne de sürdürülebilir bir kaynaktır. Bu yakıtın uzun dönemde sürdürülebilir bir şekilde kullanılabilmesi için tarımsal etkinliklerin yeniden düzenlenmesi gerekmektedir. Ancak enerji amacıyla yapılacak tarımın çevre bakımından sorunlar yaratabileceği ve diğer tarım etkinliklerindeki etkileyebileceği tahmin edilmektedir.

Güneş enerjisi (NREL; ATLAS; EREN; Sukhatme, 1998; Kreith, Kraider,1978; Selçuk, 1999; Korucu, 1999; Uzunoğlu vd., 2001) çok büyük ve tükenmeyen bir enerji kaynağıdır. Dünya üzerine düşen güneş enerjisi miktarı $1,8 \times 10^{11}$ MW civarındadır. Bu miktar dünya üzerindeki bütün kaynaklardan sağlanan enerji miktarından birkaç bin kat daha fazladır. Bununla birlikte güneş enerjisi dünyanın her yerinde çeşitli kullanım alanları için yeterli miktarda bulunan bir enerji

kaynağıdır. Bu nedenle güneş enerjisi şu andaki ve gelecekteki bütün ihtiyacımızı karşılayabilecek umut verici bir kaynak olarak görünmektedir.

Türkiye'nin enerji üretiminin 1/3'lük bölümü hidrolik kaynaklardan, barajlardan, akarsulardan sağlanmaktadır. Son dönemlerdeki kuraklık sonucunda bu kaynaklardan yeterli miktarda enerji üretilenmemiştir. Bunun sonucunda ortaya çıkan enerji açığı Bulgaristan ve Gürcistan'dan enerji ithal etmek suretiyle kapatılmaya çalışılmaktadır. Ayrıca kurulacak olan termik santraller için gerekli yakıt da dış ülkelerden sağlanmaktadır. Gerek bu gün içinde bulunduğumuz durum gerekse gelecekte, enerji ithalinde doğabilecek sorunlar gözönünde bulundurulduğunda ihtiyacımız olan enerjinin kendi kaynaklarımızdan karşılanması bir zorunluluk haline gelmiştir. T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığının (ETKB) 1999 yılı verilerine göre doğal kaynaklarımız arasında güneş enerjisi 35,2 (Milyon TEP/Yıl) olan miktarıyla çok önemli bir yer tutmaktadır¹. Ülkemizde güneş enerjisinden faydalanma konusunda özellikle düşük sıcaklık uygulamalarında, kurutma, su ve mekan ısıtma ile ilgili teknolojilerde büyük başarılar ulaşılmıştır. Buna karşın yüksek sıcaklık ve elektrik enerjisi üretimi konusunda çalışmaların yapılması ve güneş enerjisi teknolojilerinin yaygın olarak kullanımının sağlanması gerekmektedir.

Güneş çok büyük bir enerji kaynağı olmasına rağmen güneş enerjisi kullanımında çeşitli sorunlarla karşılaşmaktadır. Bunlardan en önemlisi, güneş ışınımı şiddetinin zamana ve iklim şartlarına çok fazla miktarda bağlı olmasıdır. Endüstriyel kullanım için tasarlanacak olan sistemlerde güneş ışınımı şiddetinin bilinmesi gerekmektedir. Bu nedenle birçok araştırma yapılmış ve güneş ışınımı şiddetinin belirlenmesinde kullanılacak korelasyonlar elde edilmeye çalışılmıştır.

Wong ve Chow (2001) güneş radyasyonu modellerini günlük ve saatlik ortalama radyasyon değerleri ile direkt ışınım ve difüz ışınım miktarlarına göre incelemişlerdir. Bu modelleri ve modellerdeki sabitleri Hong Kong için belirleyerek alınan ölçümlerle kıyaslamışlardır.

¹ T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığının 1999 yılı verilerine göre Türkiye'deki ham petrol kaynağı miktarı 43.1 Milyon Ton dur. (TEP: Ton Eşdeğer Petrol)

Ülkemizde güneş ışıını ölçümleri Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü ve Elektrik İşleri Etüd İdaresi tarafından yapılmaktadır.

Güneş (2000) ,1992-1997 yılları arasında Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü ve Elektrik İşleri Etüd İdaresi tarafından bazı istasyonlarda yapılan güneş ışıını ölçümlerini incelemiş, güneş ışıını verilerinin olmadığı yerleşim merkezlerinde yatay yüzeye gelen güneş ışıınının hesaplanmasında kullanılan korelasyonları özetleyerek korelasyonlar ile hesaplanan değerlerle ölçüm sonuçlarını kıyaslamıştır.

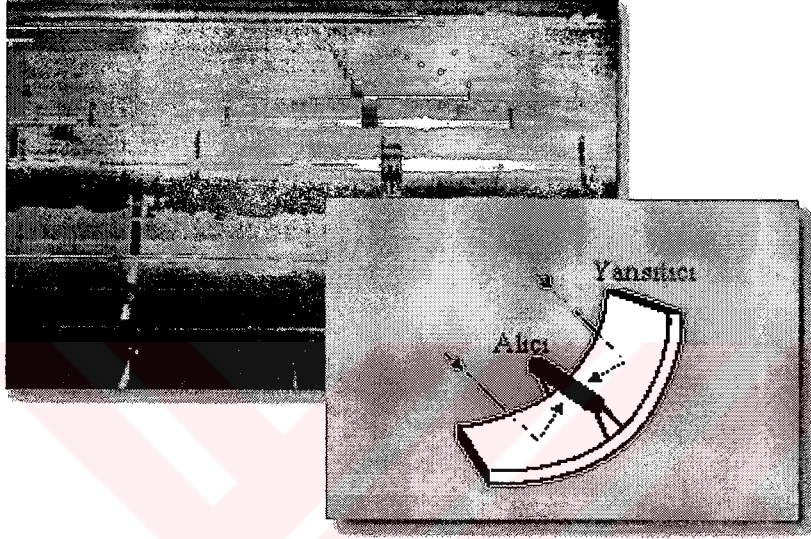
Şahin ve Şen (1998), Türkiye için Angström denklemindeki katsayıları yerine koyma metodu kullanarak hesaplamışlardır. Katsayıların fiziksel anlamlarını açıkladıktan sonra matematiksel yaklaşım prosedürlerini, küresel ışıma ve güneş zamanı verilerini modelde yerine koyarak incelemişlerdir.

Bulut, Büyükcalaca, Yılmaz (1999) Adana, Kayseri, Ankara ve İstanbul illeri için yatay düzleme gelen güneş ışıını şiddeti, güneşlenme süresi ve berraklık indeksi değerlerini yeni ölçümleri dikkate alarak analiz etmişlerdir. 1990-1996 yılları arasında Devlet Meteoroloji İşlerinden temin edilen yedi yıllık veriler kullanılarak, yatay düzleme gelen günlük toplam güneş ışıını şiddetini veren trigonometrik fonksiyonlar üretmişlerdir. Fonksiyon değerlerinin, ölçülen değerlere göre ortalama mutlak, bağıl ve standart hatalarını hesaplamışlardır. Bunlara ilave olarak, yatay düzleme gelen toplam güneş ışıını şiddetinin ve berraklık indeksinin gün boyunca saatlik değişiminide incelemişlerdir. Çalışma sonucunda yeni alınan ölçümler ile literatürdeki değerler arasında büyük farklar olduğunu tesbit etmişlerdir.

Güneş enerjisi kullanımındaki bir diğer sorun ise güneş akısının endüstriyel kullanım için düşük miktarlarda olmasıdır. Güneş enerjisini daha yoğun hale getirebilmek ve kullanılabilirliğini sağlamak için birçok araştırma yapılmış ve çeşitli sistemler (kollektörler) geliştirilmiştir. Bu sistemler güneş akısını bir bölgede odaklamak için yansıtıcı yüzeyler kullanmaktadırlar. Odak bölgesinde ise iş akışkanını taşıyan bir alıcı bulunmaktadır. Amerikan Enerji Bakanlığı, Enerji Verimliliği ve Yenilenebilir Enerji Şebekesi tarafından yapılan araştırmada enerji üretimi için kullanılacak olan teknolojiler incelenmiştir. Bu teknolojiler arasında, düz parabolik kollektörleri

ve çanak şeklindeki parabolik kolektörleri kullanan teknolojiler yapılar da kullanılabilirliği olan teknolojilerdir.

Düz parabolik kolektörler (Şekil 1.2) güneş akısını kanal şeklindeki parabolik yansıtıcının odak noktasında bulunan tüp şeklindeki alıcı üzerine yoğunlaştıran sistemlerdir.



Şekil 1.2. Düz Parabolik Kolektör (EREN)

Şu anda ticari olarak kullanılan düz parabolik kolektörlerin yansıtıcı alanları 1 ile 6 m² arasında değişmektedir. Yansıtıcı yüzeyler arkası gümüş kaplanmış cam veya ince alüminyum levhadır. Bu tip kolektörlerde konsantrasyon oranları 10 ile 80 arasındadır. Alıcı, 2,5-5 cm çaplı bakır veya çelik borudan yapılmıştır. Güneş radyasyonundan en üst düzeyde yararlanabilmesi için alıcı yüzeyi ısıya dayanıklı siyah boya ile kaplanmaktadır. Isı kayıplarının önlenmesi amacıyla alıcı eş eksenli bir cam örtü ile kapatılmaktadır. Yüksek performans istenen kolektörlerde ise alıcı tüp ile örtü arasında vakum uygulanmakta ve ısı transferi büyük oranda azaltılmaktadır. Bu tip kolektörlerde kullanılan akışkanlar yüksek sıcaklığa dayanıklı organik akışkanlardır. Bu tip kolektörlerde akışkana olan ısı transferi katsayısının artırılabilmesi için alıcı tüp içerisine burgulu bantlar yerleştirilmektedir. Akışkan sıcaklığının 390°C ye kadar çıktığı bu sistemler, düşük verimlerine karşın

maliyetlerinde düşük olması ve basit yapıları nedeniyle yakın gelecekteki en güvenilir güneş enerjisi sistemleridir.

Odeh vd. (1998) yaptıkları çalışmada sentetik yağ ve su kullanılan düz parabolik kolektörlerin verimi için bir eşitlik elde etmişler ve bir simülasyon modeli oluşturmuşlardır. Bu modeli kullanarak farklı radyasyon değerlerinde ve farklı alıcı boyutlarında analizler yapmışlar ve verim değerlerini elde etmişlerdir.

Eskin (1999) düz parabolik kolektörler için kararsız bir boyutlu ısı transferi analizi yaparak bu kolektörlerin enerji verimliliğini günlük radyasyon değerlerine ve farklı akışkan debilerine göre belirlemiştir. Ayrıca bu çalışmada en küçük ekserji kaybına neden olan akışkan debisi simülasyon modeli kullanılarak elde edilmiştir.

Güneş akısını odaklamak için kullanılan bir diğer sistem ise çanak şeklindeki parabolik yansıtıcıların kullanıldığı sistemlerdir (Şekil 1.3).



Şekil 1.3. Çanak Şeklindeki Parabolik Kolektör (EREN)

Bu sistemler güneş akısının tek bir noktada odaklayan sistemlerdir. Odak alanının çok küçük olduğu çanak şekilli parabolik kolektörlerde konsantrasyon oranı 100 den büyük olmaktadır. Bu nedenle çanak şeklindeki parabolik kolektörler düz parabolik kolektörlerden daha yüksek sıcaklıklar (~750°C) elde edilebilen daha verimli kolektörlerdir.

Çanak şekilli parabolik kollektörlerde ideal yansıtıcı şekli dönele paraboloiddir. Şu anda kullanılan kollektörlerde birçok yansıtıcı yüzey kullanılarak bu şekle yaklaşılmaya çalışılmıştır. Bazı kollektörlerde ise ince yansıtıcı bir zar bir çember üzerinde gerilerek uygulanan vakum sayesinde dönele paraboloid şekli elde edilmektedir.

Mancini (1991) yaptığı çalışmada Sandia Ulusal Laboratuvarları tarafından geliştirilen gergin-zar kollektörlerini bir bilgisayar programı kullanarak incelemiştir. Bu çalışmada kollektör verimi değişik yansıtıcı tipleri için hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır.

Kaushika ve Reddy (2000) yaptıkları çalışmada ekonomik açıdan ucuz olan çanak şeklindeki bir parabolik kollektör geliştirerek bu kollektörün performansını incelemiştir.

Güneş akısını bir bölgede odaklayarak yoğunlaştıran kollektörlerin kullanımındaki en önemli sorun güneş akısının yönünün zamanla değişmesidir. Bu değişime karşı kollektör veriminin en üst düzeyde tutulabilmesi için çeşitli çözümler geliştirilmiştir.

Bunlardan en önemlisi ve en yaygın olarak kullanılanı, kollektörlerin güneşin hareketini takip etmesini sağlamak için geliştirilen sistemlerdir. Odak alanı bir çizgi boyunca oluşan düz parabolik kollektörlerin güneşin hareketini tek eksenle takip etmeleri gerekmektedir. Bu kollektörler için optik eksenlerinin yönüne göre beş değişik takip şekli vardır. Çanak şekilli parabolik kollektörler ise güneş akısını tek noktaya odakladıkları için güneşin hareketini sürekli olarak iki eksenle takip etmelidirler.

Bir diğer çözüm ise kollektör yapısının değiştirilerek sabit kollektörlerin kullanılmasıdır. Sabit kollektörlerde güneşi takip eden sistemlerin getirdiği ek maliyetlerin olmaması ve bu kollektörlerin bakım ihtiyacının en aza indirgenmiş olması bu kollektörlerin en büyük avantajıdır.

Muschawek vd. (2000) yaptıkları çalışmada sabit kollektörler için en uygun yansıtıcı şekillerini bulmaya çalışmışlardır.

Chaves vd. (2000) yaptıkları çalışmada son derece düz yansıtıcı kollektörlerin¹ tasarımlarını incelemiştir. Bu kollektörler standart kollektörlere göre daha karmaşık yapıda olsalarda standart kollektörlerin aksine değişik açılardan gelen güneş akısını belirli bir bölgede yoğunlaştırabilirler.

Kollektörler kullanılarak endüstriyel kullanım için yeterli miktarda toplanılan güneş akısı bir iş akışkanına aktarılmakta ve akışkanın belirli sıcaklık değerlerine kadar ısınması sağlanmaktadır. Isıtma amaçlı uygulamalarda toplanan ısı direkt olarak kullanılmaktadır. Enerji üretimi amaçlı uygulamalarda ise toplanan ısı iş akışkanı vasıtasıyla bir enerji santraline iletilmekte ve bu santral içerisinde bulunan sistemlerde enerji kaynağı olarak kullanılmaktadır. Enerji üretimi amaçlı uygulamalardaki en büyük gelişme ise Stirling motorlarının çanak şeklindeki yansıtıcılarla birlikte kullanılması olmuştur. 1980 li yıllarda geliştirilmeye başlanan çanak şeklindeki parabolik yansıtıcı ve Stirling motorlu teknolojiler (Çanak/Stirling teknolojileri) bir santral inşasına gerek kalmadan tek başlarına enerji üretebilmektedirler. Çanak/Stirling teknolojilerin kapasiteleri (5-25kW) çok yüksek olmamakla beraber gerek Stirling motorlarının gerekse çanak şeklindeki parabolik yansıtıcıların yüksek verimleri nedeniyle bu teknolojiler güneş enerjisi teknolojileri arasındaki en verimli sistemlerdir.

Stirling motorları; farklı sıcaklık değerlerindeki iş akışkanının genişletilmesi ve sıkıştırılması işlemlerinin kapalı ve rejeneratif bir termodinamik çevrim olan Stirling çevrimi boyunca tekrarlandığı termal sistemlerdir.

İlk Stirling motoru 1816 yılında İskoç papaz Robert Stirling tarafından yapılmış, 1872 yılında John Ericsson bu motorları güneş enerjisi uygulamasında kullanmıştır. Daha sonraları otomotiv uygulamaları için prototipler geliştirilmiş, bu motorların kamyonlar, otobüsler, botlar ve denizaltılar için güç kaynağı olarak kullanılması hedeflenmiştir. NASA tarafından yapılan araştırmalarda Stirling motorlarının uzay çalışmalarında kullanılması amaçlanmış ve çeşitli sistemler geliştirilmiştir.

¹ Son derece düz yansıtıcı kollektörler birçok parabolik parçanın yan yana gelmesiyle oluşturulan bir üst parça ile güneş akısını bir bölgede toplayan parabolik bir alt parçadan oluşmaktadır.

Walker (1973), Stirling motorlarının gelişimini mekanik yapılarını ve kısımlarını incelemiştir.

Urieli ve Rallis Stirling motorları için temel kavramları belirterek, bu motorların tarihsel gelişimini araştırmışlardır.

Urieli ve Berchowitz (1984), Stirling motorları için tasarım ve analiz metodlarını inceleyerek bu metodlar ile elde edilen performans değerlerini karşılaştırmışlardır.

Dunn vd. (1982) 20 kW gücünde bir Stirling motorunun tasarımını yapmışlardır. Bu motor yüksek basınçlı helyum ile alfa veya gama konfigürasyonlarında çalışabilmektedir.

Reader vd. (1982) hava ile çalışan küçük bir Philips tipi Stirling motorunun deney sonuçlarını kullanarak daha büyük motorların tasarımına yardımcı olmak üzere bilgisayar programları hazırlanmışlardır.

Mansoor vd. (1982) Villiers LC tipi Stirling motorunu gama konfigürasyonuna çevirerek hava ve helyum akışkanları için performans testleri yapmışlardır. Bu çalışmalarının sonucunda kayıpları ve bunların nedenlerini belirlemişlerdir.

Lundholm vd. (1982) yaptıkları çalışmada 40 kW gücünde olması istenilen bir Stirling motorunun tasarım gereksinimleri belirleyerek tasarımını yapmışlardır.

Organ (1991) yaptığı çalışmada Stirling motorlarının gaz devresi için termodinamik benzerlik koşullarını aktararak bilgisayar programı yerine diyagram ve hesap makinası kullanarak Stirling motoru tasarımını açıklamışlardır.

Rix (1995) ısıtma ve güç üretimi amaçlı bir Stirling motoru prototipi için termodinamik ve ayrıntılı tasarım kriterlerini açıklamıştır.

Schultz ve Schwending (1996) Stirling motorları için matematiksel bir model oluşturmuşlardır. Bu model her tip Stirling motoru için tasarım kriterlerini

kapsamaktadır. Bu çalışmada diferansiyel korunum denklemleri kararlı integral algoritması kullanılarak çözülmüştür. Ayrıca ısı tranferi ve basınç kayıpları yeni eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır. Yapılan karşılaştırmada deneysel sonuçlarla hesaplamaların birbirlerine yakın olduğu gözlenmiştir.

Prieto vd. (1997) Stirling motorları için dinamik benzerlik ve izotermal analize dayanan ilk tasarım metodunu incelemişlerdir. Beale ve West bağıntıları kullanılarak geliştirilen bu metod ile indike güç değerlerine göre motor devirleri belirlenmektedir. İndike güç kayıplarının bir boyutsuz faktör kullanılarak ifade edildiği bu metod GPU-3 tipi Stirling motorunun test sonuçları kullanılarak sınanmıştır.

Wu vd. (1998) yaptıkları çalışmada tersinmez ısı transferi ve ideal olmayan rejenerasyon şartlarında Stirling motorları için performans analizi yapmışlar ve motordan alınan güç ile ısı verim arasında bağıntı çıkarmışlardır.

Makhkamov ve Ingham (1999) 1 kW kapasiteli bir Stirling motoru için oluşturdukları matematiksel modeli kullanarak mekanik kayıpları belirlemeye çalışmışlardır.

Costea vd. (1999) tersinmezliklerin Stirling motorlarının performansları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Oluşturdukları matematiksel model termodinamiğin birinci kanununa dayanmaktadır. Basınç ve sürtünme kayıpları mevcut deneysel verilere göre belirlenmiştir.

Erbay ve Yavuz (1999) sıkıştırma genleşme ve rejenerasyon işlemlerindeki verim azalmalarını teorik olarak inceleyerek tersinmez Stirling çevriminin optimizasyonunu en fazla güç yoğunluğu tekniğini kullanarak yapmışlardır.

Şahin (2000) güneş enerjisi ile çalışan Stirling motorlarını sonlu zaman termodinamik analizini kullanarak inceleyerek radyasyon ve konveksiyon ısı transferlerinin etkilerini açıklamıştır.

Pireto vd. (2000) Stirling motorlarının performansının belirlenebilmesi için boyutsuz sıcaklık ve geometrik oranların kullanıldığı bir eşitlik oluşturmuşlardır. Bu eşitlik bilinen bütün Stirling motorları için performans hesaplarının yapılmasına imkan vermektedir.

Amerikan Enerji Bakanlığı, Konsantre Güneş Enerjisi Programı çerçevesinde güneş enerjisi teknolojilerini ve bu teknolojilerin gelecekteki pazar alanlarını araştırmıştır. Bu araştırmaya göre basit yapıları ve montaj kolaylığı nedeniyle yapılarda kullanım için en uygun teknolojiler olan çanak şeklindeki parabolik yansıtıcı ve Stirling motorlu teknolojiler (Çanak/Stirling teknolojileri) güneş enerjisi teknolojileri arasında gelecekte en geniş pazar alanına sahip olacak teknolojilerdir.

Çanak/Stirling teknolojileri en verimli güneş enerjisi teknolojileri olmalarına karşın yüksek maliyetleri ve boyutları nedeniyle şu anda prototip uygulamalarda kullanılmaktadırlar. 1980 li yıllardan itibaren geliştirilmeye başlanan bu teknolojiler üzerinde hala araştırmalar devam etmektedir.

Stine ve Diver (1994) hazırladıkları raporda elektrik enerjisi üretiminde kullanılan, çanak şeklindeki parabolik yansıtıcı ve Stirling motorlu teknolojiler üzerinde yapılan araştırmaları ve bu teknolojilerin gelişimini incelemişlerdir. Bunun yanısıra Çanak/Stirling sistemlerinde kullanılan Stirling motorlarının, yansıtıcı ve alıcıların teknik özelliklerini inceleyerek tasarım kriterlerini belirlemişlerdir. Ayrıca bu raporda Çanak/Stirling sistemlerinin geliştirilmesi ve işletilmesi için gerekli bilgileri de sunmuşlardır.

Bean ve Diver (1995) Çanak/Stirling Ek Destek Programı¹ çerçevesinde yapılmakta olan 7kW_e kapasiteli Çanak/Stirling sisteminin gelişme durumunu ve sistemi oluşturan parçaların teknik özelliklerini incelemişlerdir.

¹ Çanak/Stirling Ek Destek Programı; 1991 yılında başlatılan ve yöneticiliğini Amerikan Enerji Bakanlığı adına Sandia Ulusal Laboratuvarlarının yaptığı, Cummins Power Generation, Inc. ve Amerikan Enerji Bakanlığı tarafından desteklenen, 7kW_e kapasiteli Çanak/Stirling sistemi üretimi amaçlanan bir programdır.

Mancihini (1997) Stirling motorlarının teknolojik gelişiminin Çanak/Stirling sistemlerinin gelişimi nasıl etkilediğini araştırmıştır. Ayrıca bu sistemlerin enerji üretim piyasasında sahip olduğu avantajları ve karşılaştıkları engelleri belirlemeye çalışmıştır.

Diver ve Menicucci (1997) Stratejik Çevre Araştırması ve Geliştirilmesi Programı¹ projesini ve bu proje çerçevesinde geliştirilen Çanak/Stirling sisteminin test sonuçlarını incelemiştir. Ayrıca bu sistemin askeri pazar olanaklarını araştırmışlardır.

Stone vd. (1999) hazırladıkları raporda Boeing şirketinin Çanak/Stirling Kritik Elemanı Projesinin² bütün planlamasını ve durumunu incelemiştir. Donanım testlerini, donanım alt yapısını, çalışma ve test planlarını incelemiştir. Günlük güç üretimi, üretilen enerji, çalışma gazı kullanımı gibi verileri incelenmişler ve bu verileri 1984-1988 yılları arasında McDonnell Douglas/United Stirling AB/Southern California Edison test programında elde edilen verilerle karşılaştırmışlardır. Bunun sonucunda elde edilen verilerin sistemin ilk yapıldığı tarihteki değerlerden farklı olduğunu belirtmişlerdir.

Bu çalışmanın amacı Türkiye koşullarına uygun olan ve yapılarda kullanılacak güneş enerjisi ile çalışan elektrik enerjisi üretim sistemi tasarım ve optimizasyonudur.

Bu çalışmada güneş enerjisi teknolojileri içerisindeki en verimli ve en modüler enerji üretim sistemi olan Çanak/Stirling sistemlerinin yapısı, çalışma şekilleri ve kullanım alanları incelenerek Türkiye şartlarında kullanılabilirliği araştırılmıştır. Yapılan incelemeler sonucunda Çanak/Stirling sistemlerinin boyutları nedeniyle Türkiye şartlarında kullanılabilirliğinin düşük olduğu ancak çanak gerektirmeyen Stirling

¹ Stratejik Çevre Araştırması ve Geliştirilmesi Programı projesi askeri hizmetlerde kullanılacak ekonomik açıdan ucuz Çanak/Stirling sisteminin tasarımıdır. Bu proje Amerikan Enerji Bakanlığı tarafından desteklenmekte ve Sandia Ulusal Laboratuvarları ile Cumminis Power Generation, Inc. tarafından ortak yürütülmektedir.

² Çanak/Stirling Kritik Elemanı Projesi, McDonnell Douglas ve United Stirling of Sweden şirketleri tarafından başlatılan Güneş Enerjisi Programının devamı niteliğindedir.

motorlarının Türkiye şartlarında güneş enerjisinden faydalanılarak kullanılabilir uygun ısıl-mekanik enerji dönüşüm araçları olduğu belirlenmiştir.

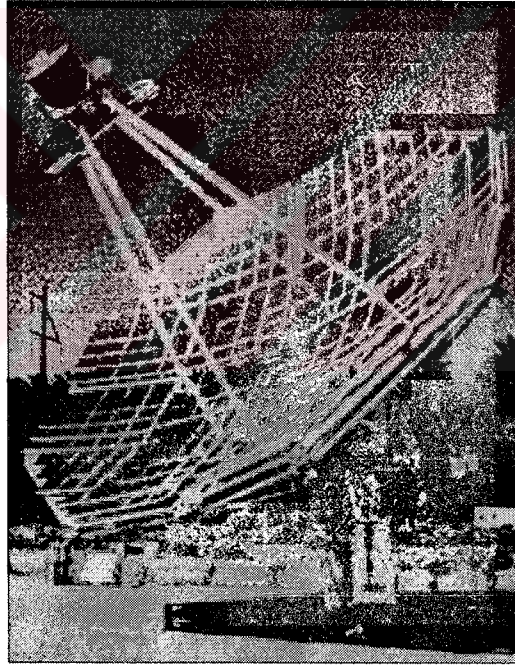
Bu çalışmada Türkiye şartlarında çalışması planlanan enerji üretim sistemi için tasarım parametreleri belirlenmiş ve bu parametrelerin değişimleri dikkate alınarak güneş-ısı, ısı-mekanik enerji dönüşüm araçları için ısı tasarımlar yapılmış, sistem boyutları ve özellikleri belirlenmiştir. Isıl tasarımlar sonucunda boyutları belirlenen sistem için güneş radyasyonu verileri kullanılarak sistemin performans analizi ve optimizasyonu yapılmıştır.



2. STIRLING MOTORLU ENERJİ ÜRETİM SİSTEMLERİ

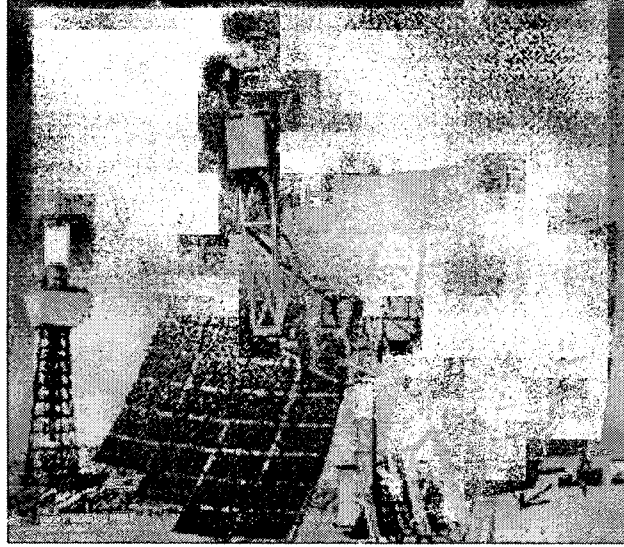
Güneş enerjisi teknolojilerinin gelişiminde 1973 yılındaki petrol ambargosu çok büyük etken olmuştur. Güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretmek için tasarlanan Çanak/Stirling sistemleri 1980 li yıllarda ticari üretim için geliştirilmeye başlamıştır.

Modern Çanak/Stirling sistemlerinin ilk uygulaması 1984 yılında Advanco şirketi tarafından gerçekleştirilmiştir. Advanco şirketinin geliştirdiği kollektör ile otomotiv uygulamaları için geliştirilen United Stirling 4-95 Mark II Stirling motoru kullanıldığı bu sistem (Şekil 2.1) % 29,4 verimle 25 kW_e güç üretebilmektedir. Bu sistem bu güne kadar geliştirilen en verimli sistem olmasına karşın yüksek maliyeti nedeniyle sadece bir adet üretilmiş ve test amaçlı kullanılmıştır.



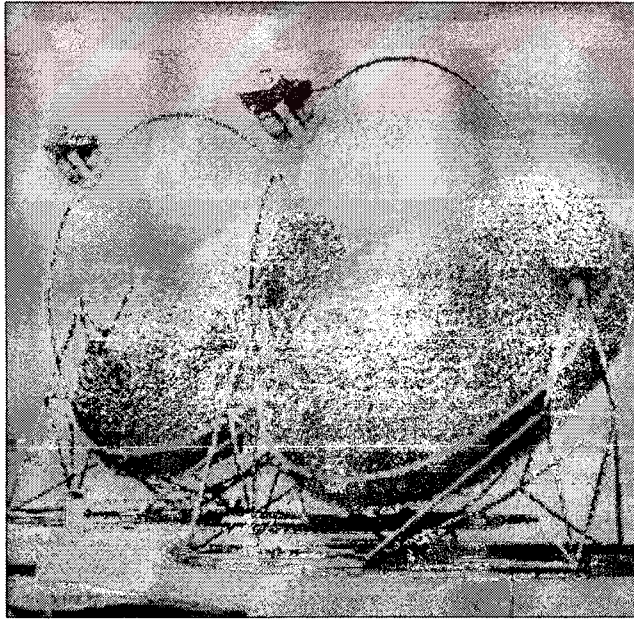
Şekil 2.1. Advanco/Vanguard 25kW_e Çanak/Stirling Sistemi (EREN)

United Stirling 4-95 Mark II Stirling motorunun kullanıldığı bir diğer sistem (Şekil 2.2) ise 1984 ve 1988 yılları arasında McDonnell Douglas şirketi tarafından geliştirilmiştir. 6 adet üretilen bu sistem test amaçlı kullanılmaktadır. Bu sistem %29 verimle 25kW_e güç üretebilmektedir.



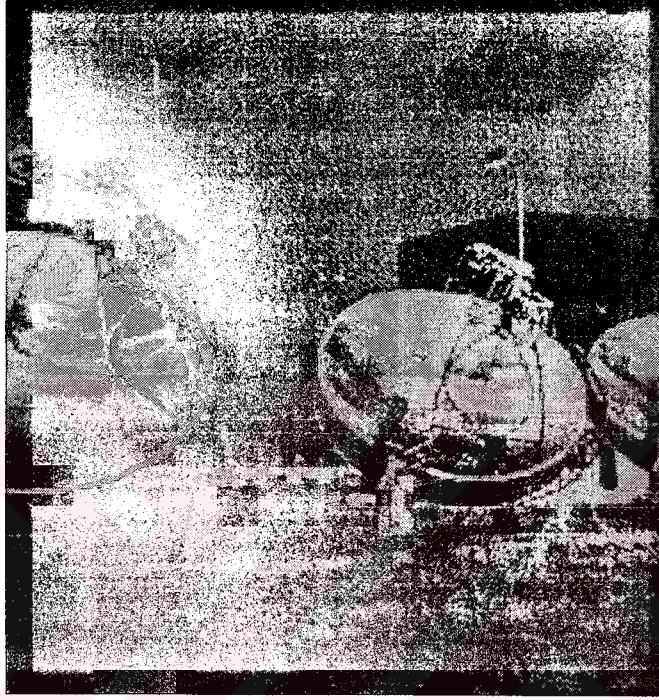
Şekil 2.2. McDonnell Douglas 25kW_e Çanak/Stirling Sistemi (EREN)

Schlaich Bergermann und Partner şirketi tarafından geliştirilen United Stirling 4-275 Stirling motorlu sistemde (Şekil 2.3) ise % 23 verimle 53 kW_e güç üretimi sağlanmıştır. 1984 yılında geliştirilen bu sistem Avrupadaki en büyük kapasiteli Çanak/Stirling sistemi olup 3 adet üretilmiştir.



Şekil 2.3. German/Saudi 50kW_e Çanak/Stirling Sistemi (EREN)

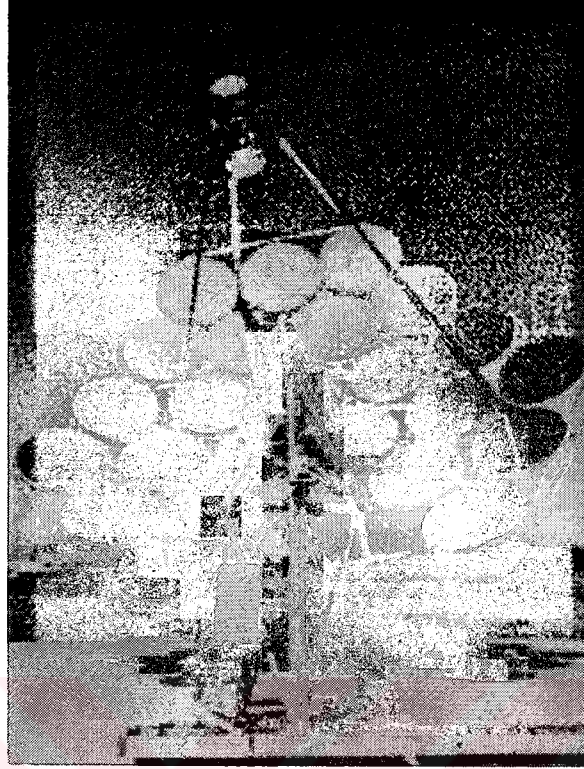
Schlaich Bergermann und Partner şirketi tarafından geliştirilen bir diğer sistem (Şekil 2.4) ise 9kW_e gücündedir ve % 20,3 verimle çalışmaktadır 1991 yılında geliştirilen bu sistemde Stirling Power Systems şirketi tarafından imal edilen Solo V 160 tipi bir Stirling motoru kullanılmaktadır. Bu sistemlerden 5 tane üretilmiştir ve test amaçlı kullanılmaktadır.



Şekil 2.4. Schlaich Bergermann und Partner 9kW_e Çanak/Stirling Sistemi (EREN)

1992 yılında Cummins Power Generation Inc. Şirketi tarafından geliştirilen $7,5\text{kW}_e$ gücündeki sistem (Şekil 2.5) ise % 19 verimle çalışmaktadır. Bu sistemde Sunpower Inc. şirketi tarafından tasarlanmış olan 9kW gücündeki serbest pistonlu Stirling motoru kullanılmıştır. Bu sistem 14 adet üretilmiştir.

Aisin Seiki Co., Ltd. şirketi tarafından 1992 yılında tasarlanan $8,5\text{kW}$ gücündeki sistem ise Miyako adasının enerji ihtiyacını karşılamak üzere kullanılmaktadır. Güneş olmadığı zamanlarda enerji ihtiyacını karşılamak üzere bu sisteme 30kWh kapasiteli elektro kimyasal bataryalar bağlanmıştır.



Şekil 2.5. Cummins Power Generation Inc Çanak/Stirling Sistemi (EREN)

Çanak/Stirling sistemleri yüksek verime sahip olmalarının yanısıra basit konstrüksiyon, montaj ve tek başlarına çalışabilme özellikleriyle çok önemli bir ticari avantaja sahip olsalarda yüksek maliyetleri nedeniyle seri üretime geçilememiştir. Seri üretime geçilebilmesi için bu sistemleri oluşturan Stirling motorları ve kolektörlerin maliyetlerinin düşürülmesi gerekmektedir.

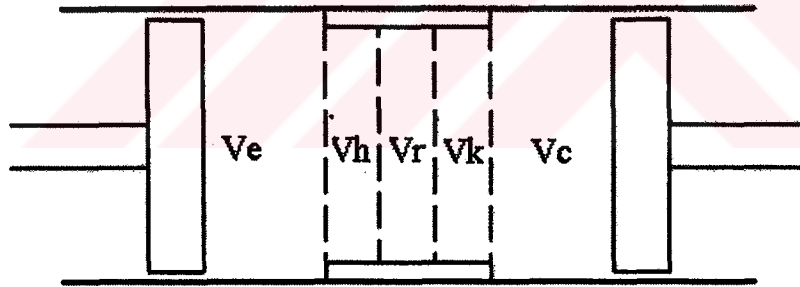
2.1. Stirling Motorları

Stirling motorları; farklı sıcaklıktaki iş akışkanının genişletilmesi ve sıkıştırılması işlemlerinin kapalı ve rejeneratif bir termodinamik çevrim olan Stirling çevrimi boyunca tekrarlandığı termal sistemlerdir.

Stirling motorları teorik olarak en yüksek verime sahip olan motorlardır. Bunun yanısıra sessiz ve titreşimsiz çalışmaları, özel bir yakıtı veya enerji kaynağına bağlı kalmadan kullanılabilmeleri, fosil yakıtlarla kullanıldıklarında temiz ve soğuk yanma

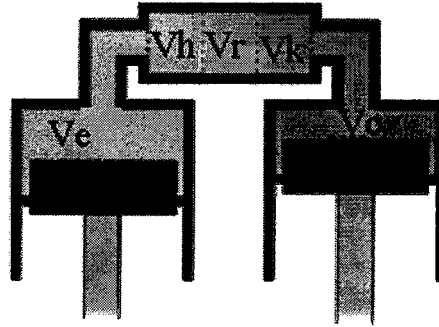
gazlarının atılması, yeterli tork ve özgül güç değerleri ile basit tasarımları araştırmacıları bu motorlar üzerinde çalışmaya yönelten başlıca nedenlerdir.

Stirling motorlarında güç, dört tersinir hal değişiminin (izotermal genişleme, sabit hacimde rejenerasyon, izotermal sıkıştırma, sabit hacimde rejenerasyon) arka arkaya tekrarlanması sonucu elde edilir. Genel olarak Stirling motorları farklı sıcaklıklara sahip iki bölmeden oluşmaktadır ve iş akışkanının bu iki bölme arasındaki hareketi ile hal değişimleri meydana getirilmektedir. İş akışkanının hareketi bu bölmelerde bulunan pistonlar tarafından sağlanmaktadır. Bu motorlarda ısı transferi bölme girişlerine yerleştirilmiş olan ısıtıcı ve soğutucular tarafından sağlanmaktadır. İki bölme arasında bulunan rejeneratör tel veya seramik bir örgü veya ısı kapasitesi yüksek gözenekli bir tıpa olup ısı enerjisinin geçici olarak depolanması işlevini yürütmektedir. Şekil 2.6 de Stirling motorunun genel bir şeması görülmektedir. Burada; V_e , Yüksek sıcaklık (Genleşme) hacmini, V_c , Düşük sıcaklık (Sıkıştırma) hacmini, V_h , Isıtıcı hacmini, V_k , Soğutucu hacmini, V_r , Rejeneratör hacmini temsil etmektedir.



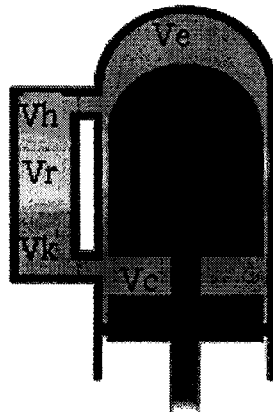
Şekil 2.6. Stirling Motorunun Genel Şeması

Stirling motorları mekanik yapı bakımından Alfa, Beta, Gama olmak üzere üç guruba ayrılmaktadır. Alfa tipi motorlar (Şekil 2.7) ayrı silindirlerdeki iki güç pistonunun ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucudan oluşan bir ara bağlantıyla birbirlerine bağlanmasıyla oluşan Stirling motorlarıdır. Bu tip motorlar yüksek güç istenen uygulamalarda kullanılmaktadır.



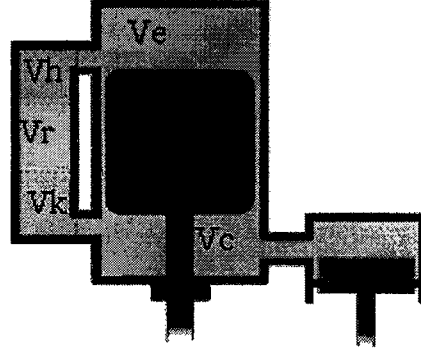
Şekil 2.7. Alfa Tipi Stirling Motoru

Beta ve Gama tipi motorlarda iş akışkanının yüksek sıcaklık hacmi ile düşük sıcaklık hacmi arasındaki hareketi yer değiştirme pistonu tarafından kontrol edilerek motor içerisinde basınç farkı oluşması sağlanmaktadır. Oluşan basınç farkı nedeniyle güç pistonu hareket etmekte ve motor güç üretmektedir. Beta tipi Stirling motorlarında (Şekil 2.8) yer değiştirme pistonu ile güç pistonu aynı silindirde bulunmaktadır. Çapları aynı olan bu pistonların hareketleri sırasında birbirlerine çok yaklaşmaları sıkıştırma oranının dolayısıyla motor gücünün yüksek olmasına neden olsada, aynı silindirde bulunan pistonlar sürüş mekanizmasını kompleks hale getirmektedir.



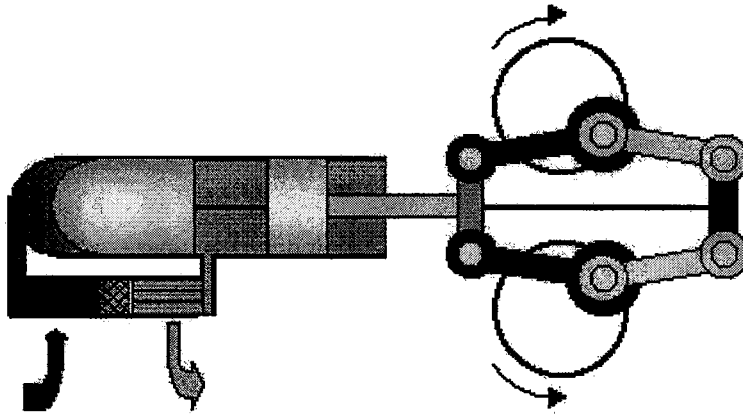
Şekil 2.8. Beta Tipi Stirling Motoru

Gama tipi Stirling motorlarında (Şekil 2.9) ise yer değiştirme pistonu ile güç pistonu ayrı silindirlere bulunmaktadır. Beta tipi Stirling motorlarına karşılaştırıldığında daha basit yapıda olan bu motorlarda sıkıştırma oranının ve ısı transferi alanlarının boyutlarının ayarlanabilmesi daha kolaydır. Gama tipi motorlar düşük sıcaklık farklarında kullanım için uygun motorlardır.



Şekil 2.9. Gama Tipi Stirling Motorları

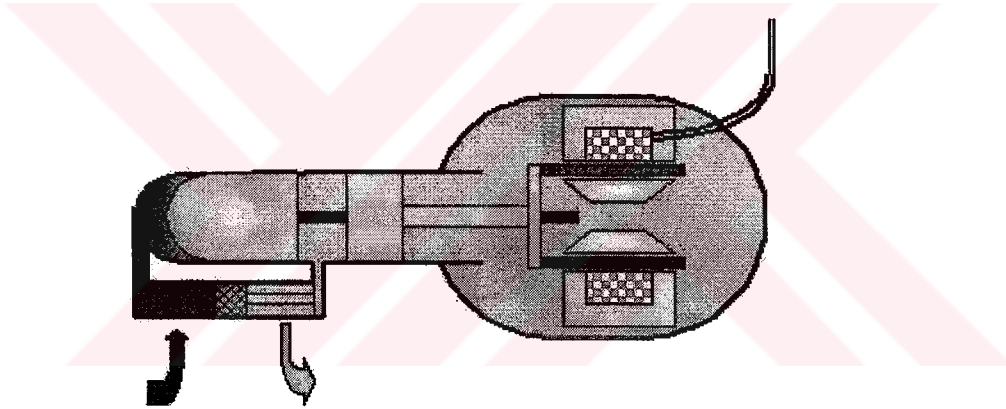
Stirling motorlarında sürüş mekanizması, kinematik ve serbest pistonlu olarak iki gruba ayrılmaktadır. Kinematik sürüş mekanizmaları (Şekil 2.10) pistonların çıkış şaftına krank, biyel, volan gibi mekanik parçalar aracılığıyla bağlandığı sistemlerdir.



Şekil 2.10. Kinematik Stirling Motoru

Bu mekanizmalarda iş çıkış şaftından alınan tork biçiminde olduğu için kullanım alanları çok geniştir. Kinematik sürüş mekanizmaları bütün Stirling motoru tipleriyle kullanılabilmelerine karşın özellikle yüksek güç istenen yerlerde kullanılan alfa tipi motorların sürüş mekanizmaları kinematik sürüş mekanizmalarıdır.

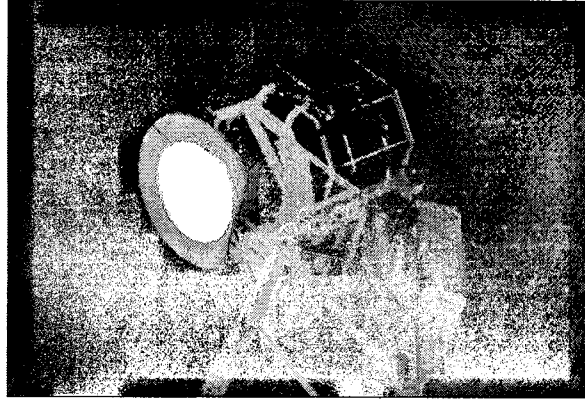
Serbest pistonlu sürüş mekanizmaları sadece beta ve gama tipi stirling motorlarında kullanılabilen ve bazı özel uygulamalar için geliştirilmiş mekanizmalardır. Serbest pistonlu Stirling motorlarında (Şekil 2.11) çıkış şaftı bulunmadığı için mekanik bağlantıya gerek yoktur. Bu motorlarda piston hareketi mekanik veya gaz yayları tarafından sağlanmaktadır. Piston frekansı ve iki piston arasındaki zamanlama yay/kütle sisteminin dinamiğinden hesaplanır. Bu motorlarda çıkış şaftı olmadığı için bir alternatör veya hidrolik pompa kullanılarak motordan güç elde edilir.



Şekil 2.11. Serbest Pistonlu Stirling Motoru

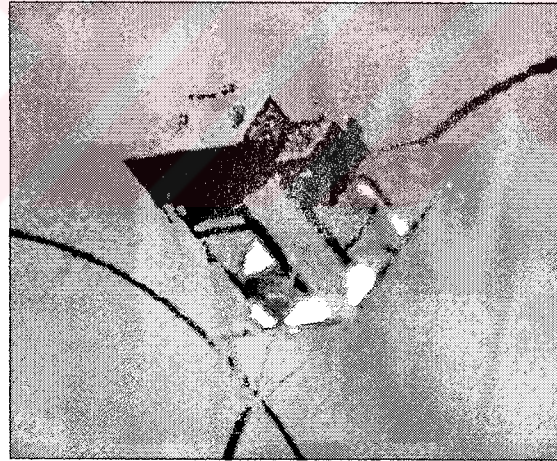
Çanak/Stirling sistemlerinin büyük bir bölümünde alfa tipi kinematik Stirling motorları kullanılmıştır.

United Stirling AB şirketi tarafından geliştirilen 4-95 MK II Stirling motorunda (Şekil 2.12) 4 adet paralel piston bir çıkış şaftına hareket veren iki adet kranka bağlanmıştır. Bu motor dakikada 1800 devir ile çalışmakta ve 25 kW güç üretmektedir. İş akışkanı olarak hidrojenin kullanıldığı bu motorlarda ortalama etkin basınç 20 MPa ,süpürme hacmi 540 cm³ ,en yüksek sıcaklık ise 720°C dir.



Şekil 2.12. United Stirling 4-95 MKII Stirling Motoru (EREN)

United Stirling AB şirketi tarafından geliştirilen bir diğer Stirling motorunda (Şekil 2.13) (4-275 Stirling motoru) 4 adet paralel piston iki adet kranka bağlanmıştır. Bu motor dakikada 1500 devir ile çalışmakta ve 50 kW güç üretmektedir. İş akışkanı olarak hidrojenin kullanıldığı bu motorlarda ortalama etkin basınç 15 MPa ,süpürme hacmi 1560 cm³ ,en yüksek sıcaklık ise 620°C dir.



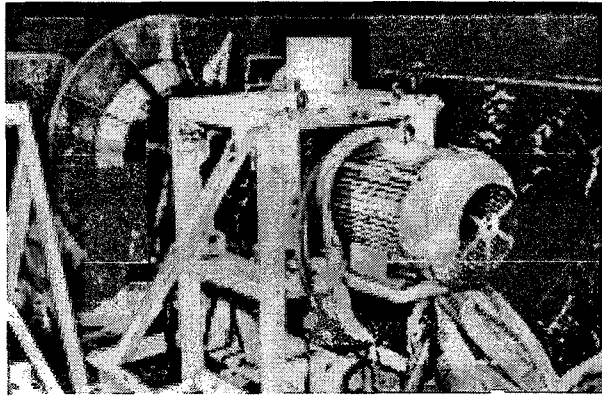
Şekil 2.13. United Stirling 4-275 Stirling Motoru (EREN)

United Stirling (İsveç) şirketi tarafından tasarlanan ve Stirling Power Systems şirketi tarafından imal edilen Solo V-160 Stirling motorunda (Şekil 2.14) 90° krank açısına sahip 2 adet piston bulunmaktadır. Bu motor dakikada 1500 devir ile çalışmakta ve 9 kW güç üretmektedir. İş akışkanı olarak helyumun kullanıldığı bu motorlarda ortalama etkin basınç 15 MPa ,süpürme hacmi 226 cm³ en yüksek sıcaklık ise 630°C dir.



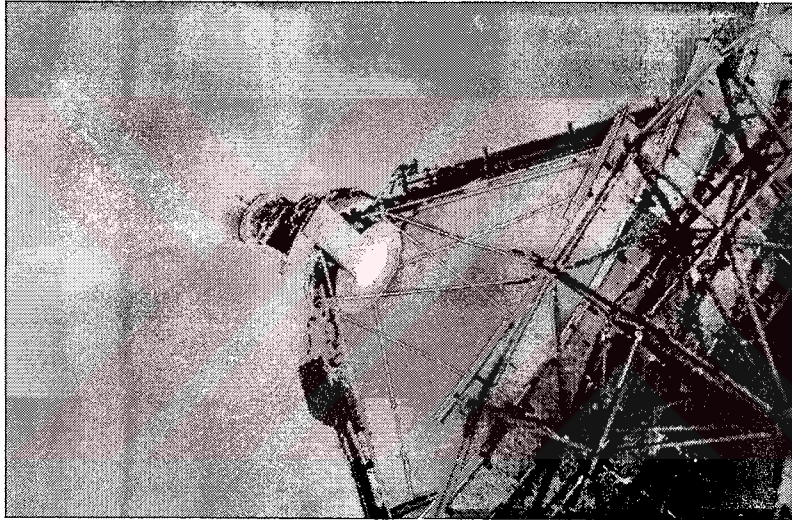
Şekil 2.14. Solo V-160 Stirling Motoru (EREN)

Aisin Seiki Co., Ltd. şirketi tarafından geliştirilen NS30A Stirling motorunda (Şekil 2.15) 4 adet paralel piston bir sabit açılı eğik plakaya bağlanmışlardır. Çıkış şaftında bağlı olduğu eğik plaka pistonlar arasındaki zamanlamayı ayarlamaktadır. Bu motor dakikada 1500 devir ile çalışmakta ve 30 kW güç üretmektedir. İş akışkanı olarak helyumun kullanıldığı bu motorlarda ortalama etkin basınç 14.5 MPa, süpürme hacmi 831 cm³ en yüksek sıcaklık ise 683°C dır.



Şekil 2.15. Aisin Seiki NS30A Stirling Motoru (EREN)

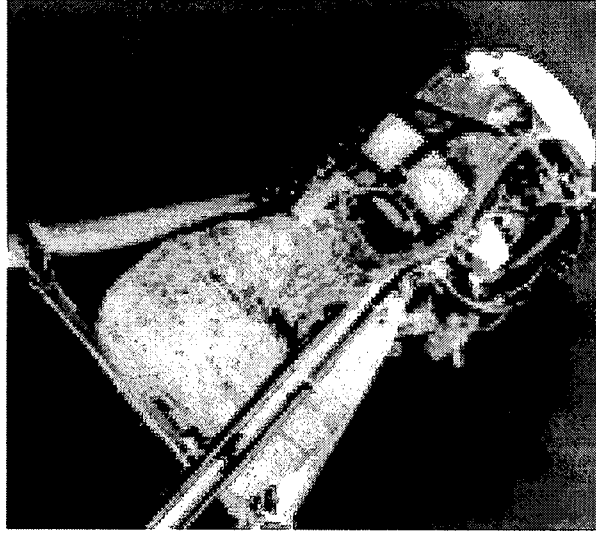
Stirling Thermal Motors ve Detroit Diesel Corporation ortaklığınca geliştirilen STM4-120 Stirling motorunda (Şekil 2.16) 4 adet paralel piston bir eğik plakaya bağlanmışlardır. Çıkış şaftınında bağlı olduğu eğik plaka pistonlar arasındaki zamanlamayı ayarlamaktadır. Plakanın açısı değiştirilerek strok ayarlanabilmektedir. Bu motor dakikada 1800 devir ile çalışmakta ve 25 kW güç üretmektedir. İş akışkanı olarak helyumun kullanıldığı bu motorlarda ortalama etkin basınç 12 MPa ,süpürme hacmi 680 cm³ en yüksek sıcaklık ise 720°C dır.



Şekil 2.16. STM4-120 Stirling Motoru (EREN)

Çanak/Stirling sistemlerinde kullanılmak üzere geliştirilen bir diğer motor ise beta tip sertbest pistonlu Stirling motorudur.

Cummins Power Generation, Inc., tarafından geliştirilen Stirling motorunda (Şekil 2.17) 1 silindir bulunmaktadır. 9 kW_e güç üreten bu motorda iş akışkanı olarak helyumun kullanılmıştır. Bu motorlarda ortalama etkin basınç 4 MPa ,en yüksek sıcaklık ise 629°C dır.



Şekil 2.17. Cummins Power Generation Serbest Pistonlu Stirling Motoru (EREN)

2.2. Kollektörler

Çanak/Stirling sistemlerinde kullanılan kollektörler parabolik çanak şeklindeki bir yansıtıcı ile bu yansıtıcının odağına yerleştirilmiş ve sistemde kullanılan Stirling motoruna göre tasarlanmış bir alıcıdan oluşmaktadır.

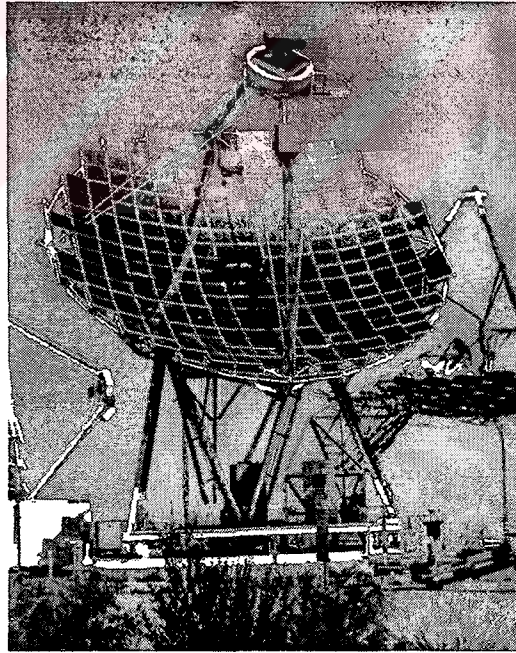
2.2.1. Yansıtıcılar

Yansıtıcı maliyetleri Çanak/Stirling sistemlerinin maliyetinin yaklaşık %25 ini oluşturmaktadır. 1980 lerin başında tasarlanan cam yüzeyli yansıtıcılar çok verimli olmalarına karşın çok pahalı sistemlerdir. Bu sistemler çok miktardaki küresel ayna yüzeyinin parabolik şekilli bir uzay kafes üzerine yerleştirilmesiyle oluşturulmuşlardır. Bu tip yansıtıcılar yüksek konsantrasyon oranına sahiptirler. Buna karşın bu sistemler ağır ve pahalı sistemlerdir. Bunun yanısıra eğri ayna yüzeylerinin çok hassas bir şekilde yerleştirilmesi gerekmektedir.

Yapılan çalışmalarla tüm yansıtıcı yüzey tek parça halinde imal edilerek yansıtıcı maliyetlerin düşürülmesi hedeflenmiştir. Bu sistemlerde paraboloid şekilli polyester üzerine ince alüminyum levha kaplanmıştır. Konsantrasyon oranı yaklaşık 800 olan bu sistemlerde optik verim %60 olarak belirlenmiştir.

Yansıtıcı maliyetini düşürmek için tasarlanan diğer bir sistem ise ince zarların metal bir çember üzerine gerilmesi ile oluşturulmuştur. Bu sistemlerde zarlar metal veya plastikten imal edilmiş olup, yansıtıcı olarak kullanılacak zarın yüzeyi yansıtıcı bir maddeyle kaplanmıştır. İki zar arasına uygulanan vakum ile paraboloid şekil elde edilmeye çalışılmıştır. Ancak büyük sistemlerde sadece vakum kullanılarak yeterli optik hassasiyet elde edilemez. Hassasiyeti arttırmak için çeşitli yardımcı sistemler kullanılmış veya yansıtıcı yüzey cam yüzeyli yansıtıcılara benzer şekilde birçok gergin-zar yansıtıcıdan oluşturulması ile hassasiyet arttırılmıştır.

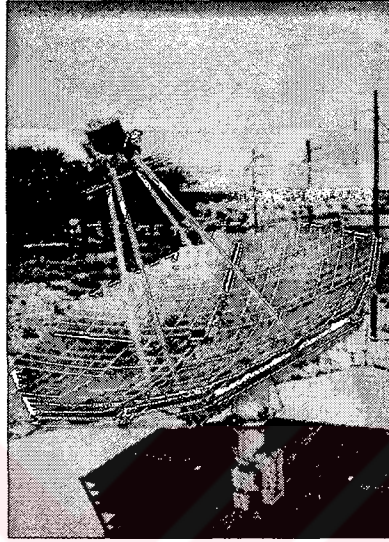
Çanak/Stirling sistemlerinde kullanılan ilk yansıtıcı (Şekil 2.18) E-Systems şirketi tarafından imal edilmiştir. Bu yansıtıcıda uzay haberleşme anteni teknolojisi kullanılmıştır. Güneş enerjisi ile çalışan motorları ve alıcıları test etmek için kullanılan bu sistem 10,7 m eşdeğer çapa¹ sahiptir. Konsantrasyon oranı 3500 olan bu sistemde 610mm*710mm*51mm ebatlarında 220 adet yansıtıcı yüzey işlenmiş Foamglas üzerine yapıştırılmıştır.



Şekil 2.18. E-Systems Yansıtıcısı (EREN)

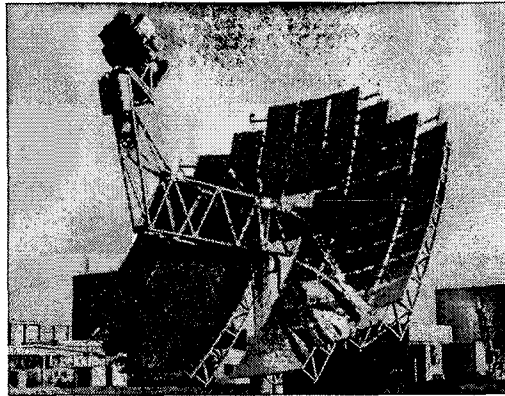
¹ Eşdeğer Çap: Alanı yansıtıcı alanına eşdeğer olan dairenin çapıdır.

Çanak/Stirling sistemleri için ilk ticari amaçlı yansıtıcı (Şekil 2.19) üretimi Advanco şirketi tarafından yapılmıştır. Yansıtıcı eşdeğer çapının 10,57 m olduğu bu sistemin konsantrasyon oranı 2800 dür. 451mm*603mm*50mm ebatlarında 336 adet işlenmiş Foamglas üzerine yapıştırılmıştır.



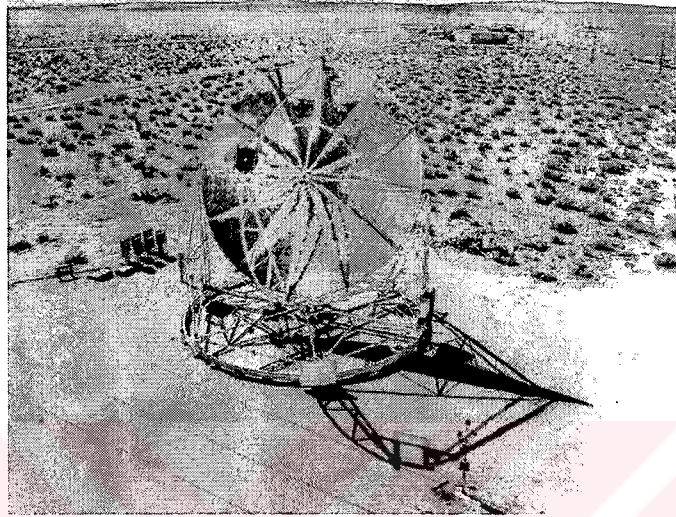
Şekil 2.19. Advanco Şirketi Yansıtıcısı (EREN)

McDonnell Douglas Corp. tarafından geliştirilen yansıtıcı (Şekil 2.20) ise 10.57 m eşdeğer çapa sahiptir. Konsantrasyon oranınının 2793 olduğu bu sistemde çelik üzerine yapıştırılmış 910mm*1220mm boyutlarında 82 adet yansıtıcı ayna yüzey uzay kafes sistemi üzerine monte edilmiştir.



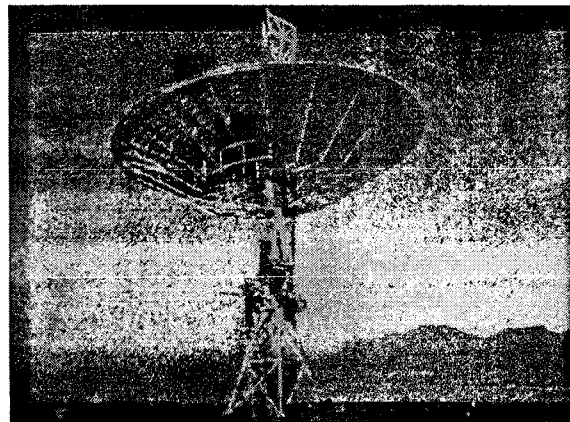
Şekil 2.20. McDonnell Douglas Şirketi Yansıtıcısı (EREN)

General Electric/Ford Aerospace şirketlerince geliştirilen 12m eşdeğer çapa sahip yansıtıcıda (Şekil 2.21) ise 12 adet üçgen şeklindeki alüminyum kaplanmış plastik yaprağın fiberglass/balsa panel üzerine yapıştırılmıştır. Bu yansıtıcının konsantrasyon oranı 1500 dır.



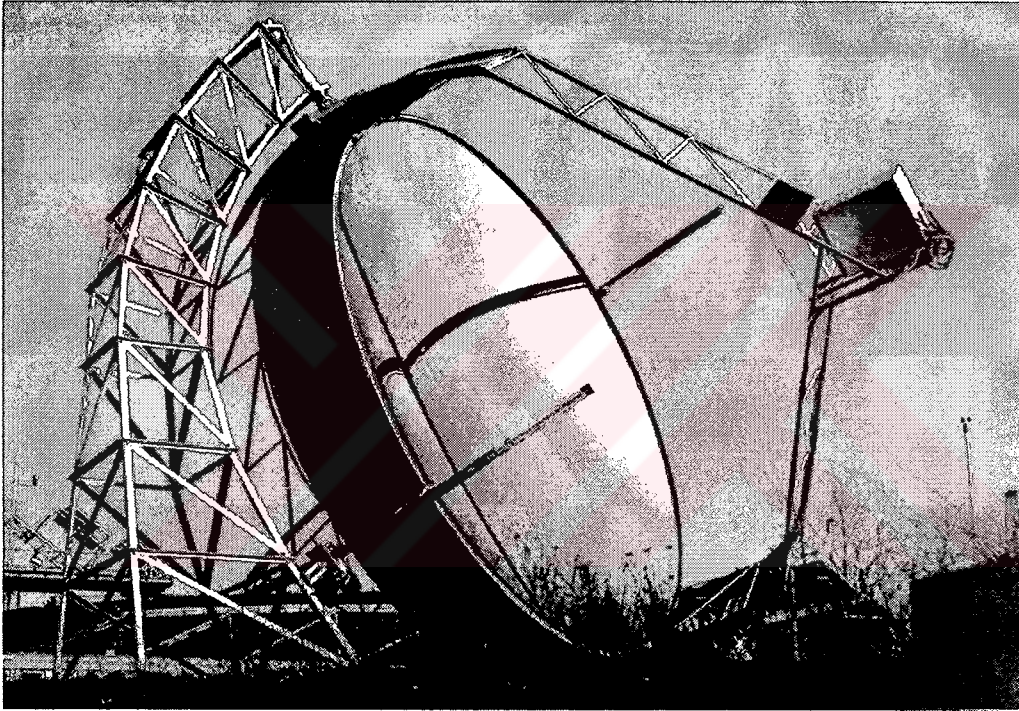
Şekil 2.21. General Electric/Ford Aerospace Şirketleri Yansıtıcısı (EREN)

Acurex Corp. şirketi tarafından imal edilen ve tek parçadan oluşan yansıtıcının (Şekil 2.22) eşdeğer çapı 15m ve konsantrasyon oranı 1925 dir. Yansıtıcı metal yüzey taşıyıcı iskelet üzerine monte edilmiştir.



Şekil 2.22. Acurex Corp. Şirketi Yansıtıcısı (EREN)

Schlaich Bergemann und Partner şirketi tarafından geliştirilen tek parçadan oluşan gergin-zar tipi yansıtıcının eşdeğer çapı 17m, konsantrasyon oranı ise 600 dür. Schlaich Bergemann und Partner şirketi tarafından geliştirilen tek parçadan oluşan gergin-zar tipi diğer bir yansıtıcı (Şekil 2.23) ise 7,5m eşdeğer çapa sahiptir. Bu yansıtıcının konsantrasyon oranı 4000 dir.



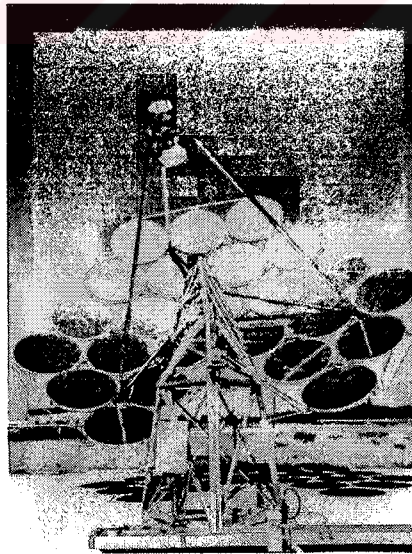
Şekil 2.23. Schlaich Bergemann und Partner Yansıtıcısı (EREN)

Solar Kinetics Inc. şirketi tarafından Sandia Ulusal Laboratuvarlarının, Tek Yüzlü Yansıtıcıların Fizibilitesinin Belirlenmesi programı çerçevesinde üretilen yansıtıcının (Şekil 2.24) eşdeğer çapı 6,6m dir. Bu sistemde vakum uygulanan iki zar ve çember merkezi bir poyra ile desteklenmiştir.



Şekil 2.24. Solar Kinetics Inc. Şirketi Yansıtıcısı (EREN)

Cummins Power Generation Inc. tarafından imal edilen çok parçalı gergin-zar tipi yansıtıcının (Şekil 2.25) eşdeğer çapı 9,6m dir. Konsantrasyon oranı 1670 olan bu yansıtıcıda 1,524m çapında 24 adet tek parçalı gergin-zar tipi yansıtıcı uzay kafes sistemi ile birleştirilmiştir.



Şekil 2.25 Cummins Power Generation Inc. Şirketi Yansıtıcısı (EREN)

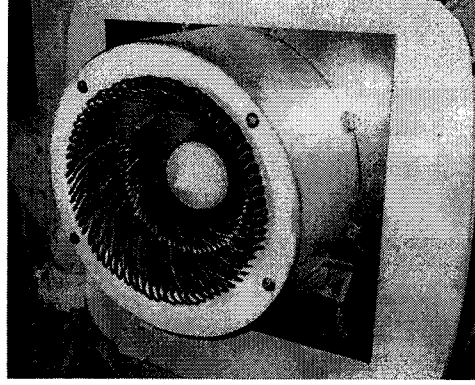
TIW şirketi tarafından imal edilen çok parçalı gergin-zar tipi yansıtıcının (Şekil 2.26) eşdeğer çapı 10,4m dir. Konsantrasyon oranı 2000 olan bu yansıtıcıda 3m çapında 12 adet tek parçalı gergin-zar tipi yansıtıcı uzay kafes sistemi ile birleştirilmiştir.



Şekil 2.26. TIW Şirketi Yansıtıcısı (EREN)

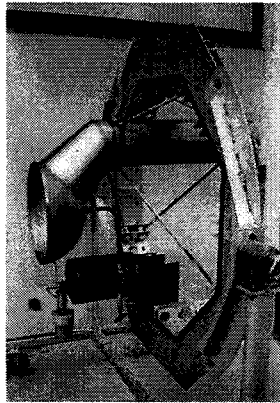
2.2.2. Alıcılar

Çanak/Stirling sistemlerinde alıcının fonksiyonu yansıtıcı tarafından odaklanan güneş akısını Stirling motorunun iş akışkanına aktarmaktır. İlk Çanak/Stirling sistemlerinde Stirling motorlarında kullanılan ısıtıcı ünitesi güneş akısını absorbe edecek şekilde değiştirilerek alıcı olarak kullanılmıştır. Direkt ışımaya alıcılarda (Şekil 2.27) güneş radyasyonu içerisinde iş akışkanı bulunan alıcı tüpler tarafından emilir. Ancak odaklanmış güneş radyasyonu alıcının her bölgesinde eşit miktarda değildir. Bu nedenle alıcı içerisinde alıcı tüpler boyunca önden arkaya doğru ısı farkları meydana gelmekte ve alıcı ömrü kısalmaktadır. Bunun yanısıra yüksek performans için direkt ışımaya alıcılar ve yansıtıcılar hassas olarak ayarlanmalıdır.



Şekil 2.27. Direkt Işıma Alıcı (EREN)

Bu problemleri ortadan kaldırmak üzere tasarlanan geri akışlı (Şekil 2.28) alıcılarda güneş akısını emerek buharlaşan ısıtıcı akışkan iş akışkanını taşıyan tüplerde enerjisini iş akışkanına aktararak yoğuşmaktadır. Yoğuşan ısıtıcı akışkan yer çekiminin etkisiyle geri dönmekte ve tekrar ısınmaktadır. Alıcı üzerinde her bölgede farklı olan güneş akılarına karşın bu alıcılar yüksek ısı transferi değerlerine sahiptir. Bu nedenle alıcı boyutları direkt ışımaya alıcılara göre daha küçüktür. Bu sistemlerde iş akışkanını taşıyan alıcı tüpler boyunca sabit sıcaklıklar elde edilmektedir. Bunun yanısıra iş akışkanının alıcı tüp sıcaklığına çok yakın olması sistem verimini arttırmaktadır. Ayrıca alıcı içerisinde ayrı bir iş akışkanı kullanılması alıcı tasarımını motor tasarımından ayırmış ve sistem optimizasyonu için büyük bir avantaj sağlamıştır.



Şekil 2.28. Geri Akışlı Işıma Alıcı (EREN)

3. TÜRKİYE ŞARTLARINA UYGUN SİSTEM YAPISININ BELİRLENMESİ

Ülkemiz güneş enerjisi bakımından iyi bir coğrafi konumda bulunmaktadır. Bu nedenle ülkemizde özellikle tarımsal amaçlı ısıtma (seraların ısıtılması), tahıl sebze ve meyvaların kurutulması ve çatılara yerleştirilen sistemler kullanılarak sıcak su elde edilmesi gibi güneş enerjisi teknolojilerinin kullanımı belirli bir düzeye gelmiştir. Bunun yanısıra güneş enerjisi ülkemizin enerji ihtiyacının önemli bir bölümünü karşılayabilecek miktardadır.

Yeni teknolojiler olmalarına karşın sürekli teknik olarak gelişen güneş enerjisi teknolojilerinin daha yaygın olarak kullanılmasını engelleyen ekonomik kısıtlamalar vardır.

Ülkemizdeki ekonomik yapı göz önüne alındığında, güneş enerjisinden yararlanmak için çok büyük yatırımlar gerektiren ve büyük riskleri beraberinde getiren güneş enerjisi santralleri yerine küçük ve modüler üniteler halinde inşa edilip zaman içerisinde geliştirilebilecek bir durumda olan enerji üretim sisteminin kullanılması daha uygun olacaktır.

Türkiye şartlarında kullanılabilir güneş enerjisi sisteminin bina çatılarına yerleştirilen, sıcak su üretiminde kullanılan sistemlere benzeyen ve bir veya birkaç hanenin enerji ihtiyacını karşılayabilecek bir sistem olması gerekmektedir. Böyle bir sistem basit konstrüksiyona sahip ve yüksek verimli olmalıdır.

Güneş enerjisi teknolojileri arasında Çanak/Stirling teknolojileri bu amaçla kullanılabilir en uygun teknolojiler olarak görünmektedirler. Çanak/Stirling sistemleri yüksek verime sahip, birçok alanda kullanılabilen ve güneş enerjisinin yanısıra fosil yakıtlarlada çalışabilen sistemlerdir. Çanak/Stirling sistemlerinde kullanılan Stirling motorları teorik olarak en yüksek verime sahip olan motorlardır. Bu motorlar güneş enerjisini hiçbir ara işleme (yüksek basınçta buhar elde edilmesi vb.) gerek kalmadan mekanik enerjiye dönüştürebilmektedirler. Bu nedenle Stirling motorları ayrı bir enerji santraline ihtiyaç kalmadan her yerde enerji üretimi için kullanılabilirler. Bunun yanısıra Stirling motorları güneş enerjisinden

yararlanılamayan zamanlarda herhangi bir fosil yakıt kullanılarak çalıştırılabilirler. Ayrıca bu motorlar Dizel motorlara ve gaz türbinlerine göre daha basit yapıda ve daha ucuzdurlar. Stirling motorları bu özellikleri ile Türkiye şartlarında kullanılması planlanan güneş enerjisi sistemi için en uygun ısıl-mekanik enerji dönüşüm sistemleridir. Stirling motorları kullanılan Çanak/Stirling teknolojileri bir veya birkaç hanenin enerji ihtiyacını karşılayabilecek en ideal güneş enerjisi teknolojileri olarak görülmektedir. Çanak/Stirling sistemlerde kullanılan çanak şeklindeki parabolik yansıtıcıların çok büyük olan çapları nedeniyle bu sistemlerinin bu şekilde yansıtıcılarla bina çatılarına yerleştirilebilmesi mümkün değildir. Ayrıca bu sistemlerin büyüklükleri nedeniyle ortaya çıkan montaj ve bakım zorlukları ise bu sistemlerin geniş ve güneş alan bahçesi olan yapılarda kullanılabilirliğini azaltmaktadır. Bunun yanı sıra Çanak/Stirling sistemlerinin rüzgardan etkilenmemesi için çeşitli tedbirler alınmalıdır. Rüzgar hızı belirli bir düzeyi (genellikle 16 m/s) aştığında yansıtıcı rüzgardan zarar görmeyeceği bir konuma çevrilmelidir. Bu nedenle sistemde güvenilir güneş ve rüzgar sensörlerine ihtiyaç vardır. Bu olumsuzluklar göz önüne alındığında bir santrale ihtiyaç duymaksızın Çanak/Stirling sistemlerinin kullanılabilirliği çok azdır.

3.1. Türkiye Şartlarında Kullanılabilecek Stirling Motorlu Enerji Üretim Sistemi için Tasarım Parametreleri

Stirling motorlu enerji üretim sistemlerinin Türkiye şartlarında kullanılabilirliğinin sağlanabilmesi için bina çatılarına konumlandırılacak şekle getirilmesi ve maliyetinin düşürülmesi gerekmektedir.

3.1.1. Stirling motoru tasarım parametreleri

Stirling motoruna enerji, güneş kolektörü tarafından sağlanacaktır. Bu nedenle tasarlanacak sistemde ısıtıcı sıcaklığının kolektör çıkış sıcaklığına eşit olduğu kabul edilmektedir.

Stirling motorunda ısı atmosfere atılarak soğutma sağlanmaktadır. Bu nedenle soğuk hacim sıcaklığının ortam sıcaklığının biraz üzerinde olduğu kabul edilmektedir.

Türkiye şartlarında kullanılması planlanan bir sistemin, bir evin yaklaşık ihtiyacı olan $\sim 5kW_e$ lık güç üretimini sağlaması gerekmektedir. Bu nedenle Stirling motoru çıkış gücü $5kW$ olarak belirlenmiştir.

Stirling motorunda kullanılan iş akışkanı; sistemden alınan gücün ve motor boyutlarının belirlenmesinde çok büyük rol oynamaktadır. Bu motorlarda iş akışkanı olarak genellikle hava, helyum ve hidrojen kullanılmaktadır. Helyum ve hidrojen ısı transferi özellikleri nedeniyle yüksek güç ve yüksek devir sayısı istenilen motorlarda tercih edilmektedir. Bu tip motorlar çok yüksek basınçlarda çalışabilmektedir. Boyutları küçük olan bu motorlar hareketli sistemlerde kullanılmaktadırlar. Ancak hidrojen ve helyum kullanılan motorlarda sızdırmazlığın sağlanması, motorun düzgün çalışmasının temini ve hidrojenle havanın karışması sonucu patlamanın meydana gelmesi gibi olumsuz etkilerin ortaya çıkmaması açısından çok önemlidir. Bu nedenle kompleks sızdırmazlık elemanlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Hem akışkan maliyeti hemde sızdırmazlık elemanlarının mekanizmayı kompleks hale getirmesi motor maliyetini arttırmaktadır. Hava ile çalışan motorlarda ise motor gücü ve devir sayısı düşüktür. Düşük basınçta çalışan bu motorlarda motor boyutları büyüktür. Hava ile çalışan Stirling motorları sabit uygulamalarda kullanılmaktadır. Bu motorlarda sızdırmazlık elemanları basit yapıdadır ve basınç kaybını önlemek için kullanılır. Sızıntı olması durumunda ise herhangi bir tehlikeli durum ortaya çıkmayacaktır. Ayrıca maliyeti düşük ve basit sızdırmazlık elemanları ile hiçbir maliyeti olmayan havanın kullanılması bu motorları maliyetinin düşük olmasına neden olmaktadır. Bu özellikler göz önüne alındığında tasarlanacak sistemde iş akışkanı olarak hava kullanılmasına karar verilmiştir.

İş akışkanı olarak hava kullanılan motorlar düşük devir sayılarında yüksek verimlerde çalışmaktadırlar. Bu nedenle tasarlanan sistemde güç mili devir sayısı 1000 dev/dak olarak belirlenmiştir.

Stirling motorlarının performans ve maliyetlerini etkileyen en önemli faktör motor tipi ve sürüş mekanizmasıdır. Basit ve bilinen tasarım özellikleri ve imalat kolaylığı nedeniyle kinematik sürüş mekanizmalı alfa tipi Stirling motorları Türkiye şartlarında kullanılması planlanan bir sistem için ideal motorlardır. Kinematik sürüş

mekanizmalı motorlarda pistonların 90° açı ile V şeklinde konumlandırılması motorun dengelenmesini kolaylaştırmakla birlikte ısıtıcı ve soğutucu yapısını basitleştirmektedir. Bu nedenle tasarlanan sistemlerde 90° açılı alfa tipi V motorlarının kullanılması yararlı olacaktır.

3.1.2. Kollektör tasarım parametreleri

Türkiye şartlarında çalışması planlanan enerji sisteminde Çanak/Stirling sistemlerde kullanılan çanak şeklindeki parabolik kollektörler yerine bina çatılarına yerleştirilebilecek daha küçük kollektörlerin kullanılması gerekmektedir. Düz parabolik kollektörler çanak şeklindeki parabolik kollektörlere göre daha basit yapıdadır ve bina çatılarında kullanılmak üzere tasarlanmışlardır. Çanak şeklindeki parabolik kollektörlere göre daha düşük sıcaklıklar ($\sim 400^{\circ}\text{C}$) elde edilen bu kollektörleri kullanan sistemlerin verimleri düşük olsada bu kollektörler Türkiye şartlarında kullanılması planlanan sistem için en uygun güneş enerjisi toplayıcılarıdır.

Bununla beraber güneş akısını bir bölgeye odaklayan kollektörlerde en büyük sorun kollektör sabit tutulduğunda güneşin hareketi nedeniyle odak bölgesinin değişmesidir. Bu nedenle bu tip kollektörlerde kollektörün yönü veya açısı değiştirilerek kollektörün güneş hareketini takip etmesi sağlanmalıdır.

Optik eksenini doğu-batı yönünde konumlandırılmış düz parabolik kollektörlerde günde bir kez kollektör açısı değiştirilerek güneş takibi sağlanabilmektedir. Bu takip sistemi düz parabolik kollektörler için en az ayarın yapıldığı sistemdir. Ancak Türkiye şartlarında kullanılması planlanan kollektörün ise daha uzun sürelerde ayarlanması gerekmektedir.

Kollektör performansını belirleyen en büyük faktörlerden biri yansıtıcı yüzeylerin güneş radyasyonu özellikleridir. Türkiye şartlarında imal edilmesi ve kullanılması planlanan sistemin tasarımında MKE tarafından imal edilen düz parabolik kollektörün güneş radyasyonu özellikleri (Eskin, 1999) kullanılmıştır.

Kollektör performansını belirleyen diğer bir faktör ise alıcı içerisinde bulunan ısıtıcı akışkanın özellikleridir. Türkiye şartlarında kullanılması planlanan sistemde kullanılacak olan ısıtıcı akışkan yüksek sıcaklıklara ($\sim 400^{\circ}\text{C}$) dayanabilmelidir.

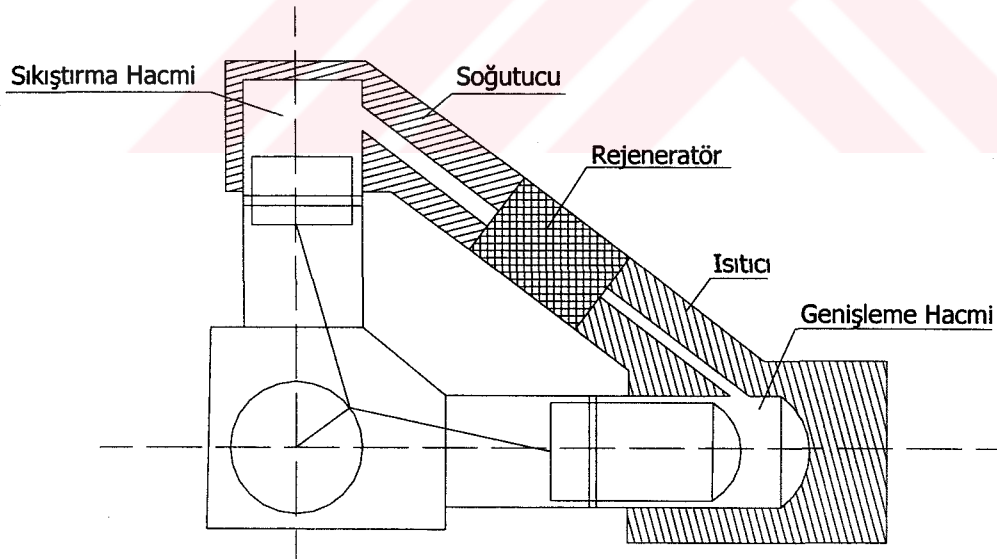
3.2. Türkiye Şartlarında Kullanılabilecek Sistemin Yapısı

Bu çalışmada, belirlenen tasarım parametreleri göz önünde bulundurularak Stirling motoru sistemleri ve güneş kollektörü tasarımı yapılmıştır.

3.2.1. Stirling motoru yapısı

Bu çalışmada tasarlanan iki pistonlu klasik Stirling motorda (Şekil 3.1) 90° açı ile V şeklinde yerleştirilmiş iki piston bulunmaktadır. Her iki piston krank üzerine aynı noktada bağlanmışlardır. Alfa tipi bu motorda ısı değiştiriciler pistonların üzerine kaplamaktadır. Isı değiştiricilerin arasında rejeneratör bulunmaktadır.

Bu tip motorlarda sıkıştırma ve genişleme işlemleri süreklilik arz etmektedir. Bu nedenle işlemlerin ayrılma noktaları belirli değildir.



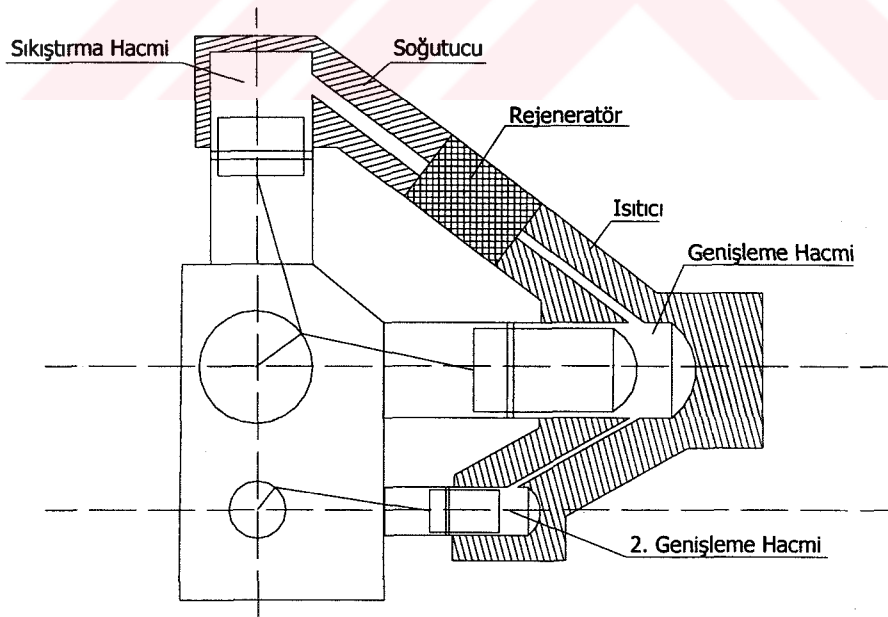
Şekil 3.1. İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru

Stirling motorlarında net iş genişleme işi ile sıkıştırma işi arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır. Motordan alınan net işin artırılması, genişleme işinin artırılması ve/veya sıkıştırma işinin azaltılması ile mümkündür.

İki pistonlu klasik Stirling motorlarında genişleme işi sırasında motor içerisindeki basıncın çok hızlı bir şekilde düşmesi genişleme işinin düşük olmasına neden olmaktadır. Genişleme işinin artırılabilmesi için basınç düşüş hızının azaltılması gerekmektedir.

Sıkıştırma işlemi sırasında ise yüksek basınçlara ulaşılması ise sıkıştırma işini arttırmaktadır. Basıncın düşürülmesi ile sıkıştırma işi azaltılsada genişleme işide azalmaktadır. Bu nedenle sistemdeki basınç düşürülmeden sıkıştırma işinin azaltılması gerekmektedir.

Sistemden alınan işin artırılabilmesi için iki pistonlu klasik Stirling motoruna üçüncü bir piston ilave edilmiştir (Şekil 3.2). Üçüncü piston genişleme hacmi ile bağlantılıdır ve hareketini Stirling motoru çıkış şaftından almaktadır. Pistonun devir sayısı motorun devir sayısından farklıdır.



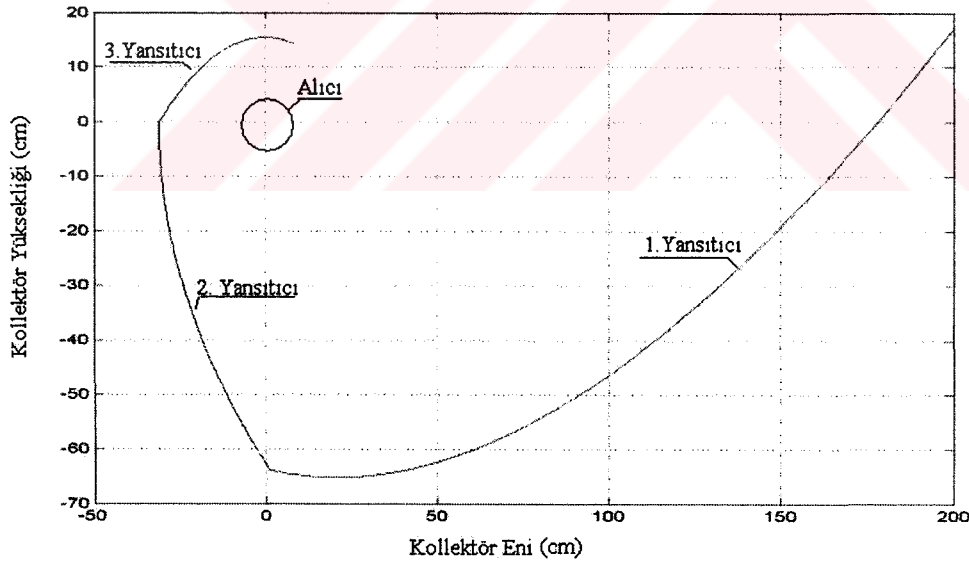
Şekil 3.2. Üç Pistonlu Stirling Motoru

Bu motorda kullanılan üçüncü piston genişleme işlemi sırasında ikinci genişleme hacmini küçülterek sistem içerisindeki basınç düşüşünü yavaşlatacaktır. Sıkıştırma işi sırasında ise ikinci genişleme hacmi artacak ve sıkıştırma hacmindeki akışkan miktarı azalacaktır. Bu işlemlerin yapılabilmesi için pistonun uygun devir sayısında çalıştırılması gereklidir.

3.2.2. Kollektör yapısı

Dünyanın kendi eksenini ve güneş etrafındaki hareketi nedeniyle dünya üzerindeki bir yüzey üzerine gelen güneş akısının açısı ve şiddeti değişmektedir. Yüzeyin konumu ve açısı ayarlanarak yüzeyin güneş akısından en verimli bir şekilde yararlanması sağlanmaktadır.

Bu çalışmada birleşik parabolik kollektörlere benzer bir kollektör tasarımı yapılmıştır. (Bkz. Bölüm 4.2.2) Bu tasarımın şematik çizimi Şekil 3.3' de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Üç Yansıtıcı Kollektör Şeması

Türkiye şartlarında kullanılması planlanan bu kollektör yansıtıcılar ve alıcı olmak üzere iki temel kısımdan oluşmaktadır.

Yansıtıcılar, güneş akısını alıcı üzerinde odaklamak için kullanılmaktadırlar. Tasarlanan bu kollektör üç yansıtıcı yüzeyden oluşmaktadır. Birinci yansıtıcı tasarım açısında¹ gelen güneş akısını alıcı üzerinde odaklamaktadır. Güneşin hareketi nedeniyle, güneş akısının açısı değiştiğinde ise birinci parabolden yansıyan güneş akısı ikinci ve/veya üçüncü parabol tarafından karşılanmakta ve alıcı üzerine yansıtılmaktadır. Bu nedenle bu kollektör güneş akısının açısına bağlı kalmadan üzerine gelen bütün akıyı alıcı üzerinde odaklayabilmektedir. Bu nedenle kollektörün güneş hareketini takip etmek üzere ayarlanması gerekmemektedir. Buna karşın bu kollektörün yüksekliğinin fazla olması bu kollektörün montajını zorlaştırabilecek ve kullanımını azaltabilecek en büyük engeldir.

Alıcı tüp, içerisinde ısıtıcı akışkanı bulundurur ve güneş akısının enerjisini alarak iş akışkanına aktarır. Alıcı tüp kollektörde ısı transferinin gerçekleştiği kısımdır. Bu nedenle kollektörden yüksek verim alınabilmesi için bu tüpten olan ısı kaybının azaltılması ve ısıtıcı akışkana ısı geçişinin sağlanması gerekmektedir.

Alıcı tüpten olan ısı kaybının önlenmesi için alıcı tüp çevresine alıcı tüp ile eş eksenli olan cam veya plastik örtü yerleştirilmektedir. Alıcı tüp ile örtü arasına vakum uygulandığında ısı transferinin çok büyük oranda azaldığı tesbit edilmiştir.(Ratzel vd., 1979) Bu nedenle tasarlanan kollektörde alıcı çevresinin pyrex örtü ile kaplandığı kabul edilmiştir.

Isıtıcı akışkana olan ısı transferi ısıtıcı akışkanın ısı özelliklerine bağlıdır. Bu tip kollektörlerde ısıtıcı akışkan olarak kullanılan organik yağlar yüksek sıcaklıklara dayanabilmelerine rağmen düşük ısı transferi katsayılarına sahiptirler. Bu tip kollektörlerde ısı transferi katsayısının arttırılabilmesi için alıcı tüp içerisine burgulu bantlar yerleştirilmektedir. Bu nedenle tasarlanan kollektörlerde alıcı tüp içerisinde burgulu bandın olduğu kabul edilmiştir.

¹ Tasarım açısı kollektör tasarımı sırasında kullanılan güneş akısı açısıdır. Bu açı güneş akısının, kollektörün en yüksek verimde çalışmasının istendiği tarih ve zamanda dikeyle yapmış olduğu açıdır.

4. STİRLİNG MOTORLU ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİM SİSTEMİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

Bu çalışmada, Türkiye şartlarında kullanılacak, güneş enerjisiyle çalışan bir sistem için belirlenen tasarım kriterleri dikkate alınarak sistemde kullanılan Stirling motoru için analizler yapılmıştır. Bu analizler sonucunda Stirling motorunun boyutları belirlenerek ısıtma ve soğutma yükleri hesaplanmıştır. Hesaplanan ısıtma yükü ile güneş radyasyonu değerleri kullanılarak güneş kollektörü analizleri yapılmıştır.

Boyutları belirlenen sistem üzerinde yapılan termodinamik analizler ile sistemin değişen güneş akısı miktarlarındaki performansı hesaplanmış ve optimum çalışma şartları belirlenmiştir.

4.1. Stirling Motoru Genel Analizleri

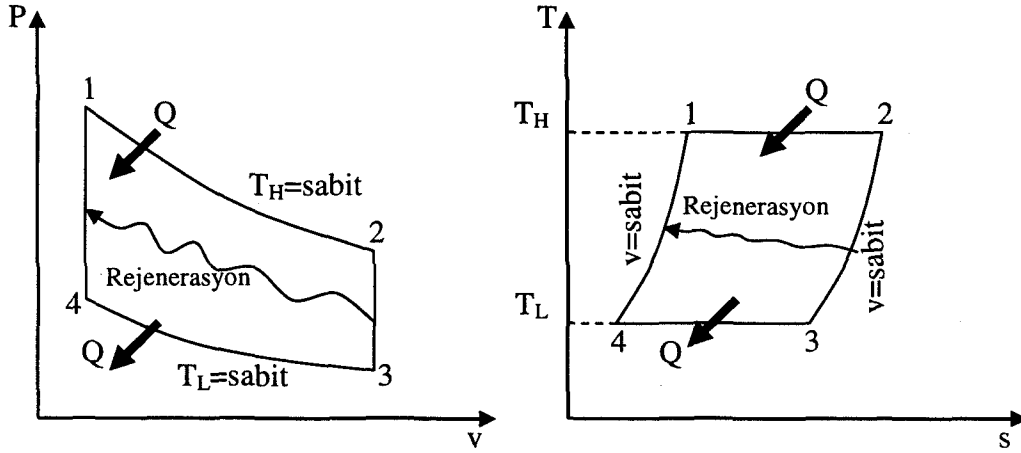
Stirling motorları dört tersinir hal değişiminin ideal bir termodinamik çevrim olan Stirling çevrimi boyunca tekrarlanmasını sağlayan özel sistemlerdir.

Stirling motorlarının ilk termodinamik analizi motorun icadından 50 yıl sonra Gustav Schmidt tarafından yapılmıştır. Bu analiz motorun ilk boyutlandırılmasında en yaygın olarak kullanılan analizdir. Daha sonra yapılan analizler ile sistemin son boyutları belirlenmektedir. Bu analizler özellikler ısıtıcı, soğutucu ve rejenaratör yapılarını belirlemede ve bu elemanların sistem performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesinde kullanılmaktadır.

Yapılan termodinamik analizler sonucunda Stirling motoru tasarımında büyük ilerlemeler kaydedilmiştir. Ancak bu analizlerde yapılan kabuller nedeniyle analizler sonucunda Stirling motorlarının gerçek performans ve verim değerleri elde edilememiştir. Bu nedenle deneysel metodlar ve benzerlik çözümleri geliştirilerek Stirling motorlarının performans ve verim hesaplarında kullanılmıştır.

4.1.1. Stirling çevrimi

İdeal Stirling çevrimi P-V ve T-s diyagramları Şekil 4.1.' de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Stirling Çevrimi

Şekilde;

T_H , kaynak sıcaklığını; T_L , kuyu sıcaklığını belirtmektedir.

Diyagramlar üzerinde çevrim içerisindeki hal değişimlerinin başlangıç ve bitiş noktaları gösterilmiştir. Bu hal değişimleri aşağıdaki şekilde açıklanabilmektedir.

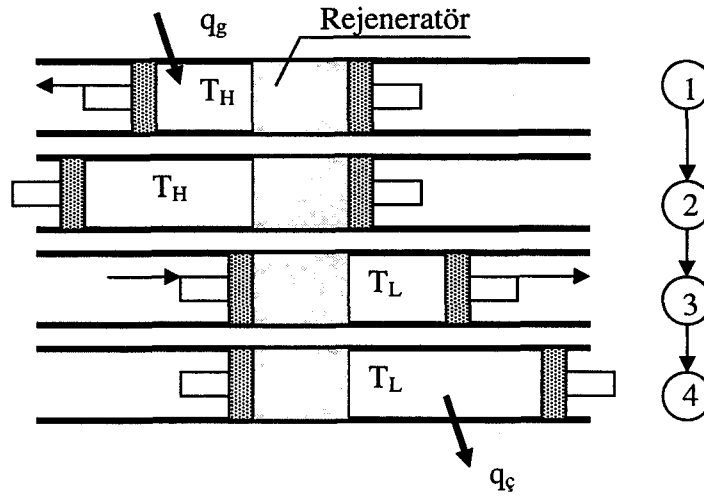
1-2 İzotermal genişleme: Sisteme dış kaynaktan ısı aktarılarak genişleme esnasında sıcaklık sabit tutulmaktadır.

2-3 Sabit hacimde rejenerasyon: İş akışkanı rejeneratörden geçerken sahip olduğu ısı enerjisi rejeneratöre aktarılır.

3-4 İzotermal sıkıştırma: Sistemden ısı çekilerek sıkıştırma işlemi esnasında sıcaklık sabit tutulmaktadır.

4-1 Sabit hacimde rejenerasyon: İş akışkanı rejeneratörden geçerken rejeneratörün sahip olduğu ısı enerjisi iş akışkanına aktarılır.

İdeal Stirling çevrimi ile çalışan bir Stirling motorunun çalışması Şekil 4.2 kullanılarak açıklanabilir.



Şekil 4.2. İdeal Stirling Çevrimiyle Çalışan Stirling Motoru Hal Değişimleri

Buna göre;

Çevrim başlangıcında, iş akışkanının tümü yüksek basınç ve yüksek sıcaklığa sahiptir ve genişleme bölgesinde bulunmaktadır. *1-2 hal değişimi* sırasında genişleme hacmine kaynaktan ısı geçişi olmaktadır. İş akışkanı sabit sıcaklıkta genişlerken genişleme hacmi pistonu dışa doğru hareket etmekte ve iş yapmaktadır. Genleşme işlemi sırasında iş akışkanının basıncı azalmaktadır. *2-3 hal değişimi* sırasında, her iki pistonda aynı hızla sağa doğru hareket etmekte ve iş akışkanı sıkıştırma hacmine itilmektedir. İş akışkanı rejeneratörden geçerken, rejeneratöre ısı vermekte ve sıcaklığı T_H' den T_L' ye düşmektedir. *3-4 hal değişimi* sırasında, sıkıştırma hacmi pistonu içeriye doğru hareket ederek iş akışkanını sıkıştırmaktadır. Bu işlem sırasında sıkıştırma hacminden dış ortama (kuyu) ısı geçişi olamakta ve sistemin basıncı artarken sıcaklığı sabit kalmaktadır. *4-1 hal değişimi* sırasında ise her iki pistonda sola doğru hareket etmekte ve hacim sabit kalırken iş akışkanı genişleme bölgesine itilmektedir. Bu işlem sırasında iş akışkanı rejeneratörden geçmekte ve *2-3 hal değişimi* sırasında rejeneratöre verdiği enerjiyi geri alarak sıcaklığı T_L' den T_H' ye yükselmektedir. Çevrim bu şekilde tamamlanmaktadır.

İdeal Stirling çevrimi tümüden tersinir bir çevrimdir bu nedenle çevrimin verimi aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Carnot çevrimi ile aynıdır.

Buna göre Stirling çevrimi verimi (η) aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir.

$$\eta_{th,Stirling} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (4.1)$$

4.1.2. İzotermal analiz

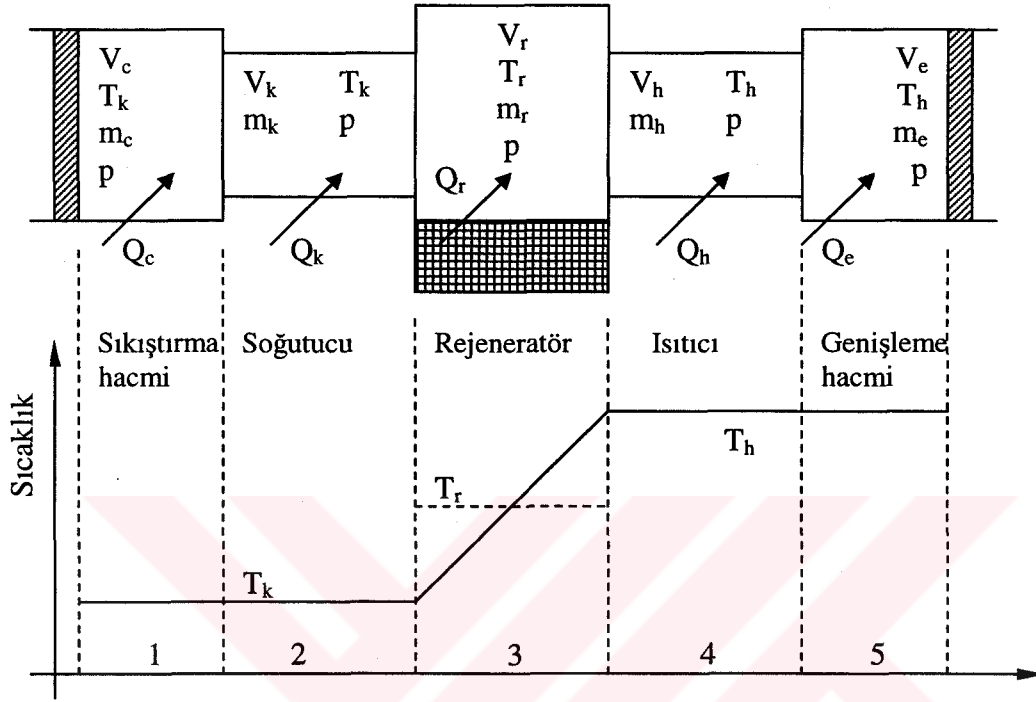
İzotermal analiz Stirling motorunun icadından 50 yıl sonra Gustae Schmidt tarafından geliştirilmiştir. Bu analiz yapılan kabuller nedeniyle sistem performansını tam olarak ifade etmekten çok matematiksel çözüm kolaylığı ile dikkati çekmektedir. İzotermal analiz kullanılarak Stirling motoru için kabul edilebilir güç değerleri hesaplanırsa bile verim ve ısı transferi değerleri gerçek değerlerden çok uzaktır. Bu nedenle İzotermal analiz ilk boyutlandırma hesaplarında kullanılmaktadır.

İzotermal analizde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

1. Genişleme ve ısıtıcı bölgesinde sıcaklık sabit ve kaynak sıcaklığına eşittir.
2. Sıkıştırma ve soğutucu bölgesinde sıcaklık sabit ve kuyu sıcaklığına eşittir.
3. Rejenaratör içerisinde lineer sıcaklık dağılımı kabul edilmektedir. İdeal rejenerasyon vardır.
4. Çevrim boyunca akışkan kütlesi sabittir. Stirling motorunda kaçak yoktur.
5. İş akışkanı ideal gaz olarak kabul edilmektedir.
6. Stirling motoru devir sayısı sabittir.
7. Akışkanın kinetik ve potansiyel enerjisi ihmal edilir.
8. Akış sürtünmesizdir.
9. Isıtıcı, soğutucu ve rejeneratörde basınç kaybı yoktur.

İzotermal analizde; yapılan kabullere dayanılarak oluşturulan izotermal model (Şekil 4.3) kullanılmıştır. Bu modelde Stirling motoru sıkıştırma bölgesi, soğutucu, rejeneratör, ısıtıcı ve genişleme bölgesi olmak üzere beş bölgeye ayrılmıştır.

İzotermal modelde ara bağlantı elemanları gösterilmemiş, genişleme veya sıkıştırma bölmesi içerisine ölü hacim olarak dahil edilmiştir.



Şekil 4.3. İzotermal Model

Şekilde;

T_k , soğutucu sıcaklığını; T_r , rejeneratör sıcaklığını; T_h , ısıtıcı sıcaklığını; m_c , sıkıştırma hacmi içerisinde bulunan iş akışkanı kütesini; m_k , soğutucu hacmi içerisinde bulunan iş akışkanı kütesini; m_r , rejeneratör hacmi içerisinde bulunan iş akışkanı kütesini; m_h , ısıtıcı hacmi içerisinde bulunan iş akışkanı kütesini; m_e , genişleme hacmi içerisinde bulunan iş akışkanı kütesini; p , sistem içerisindeki basıncı; Q_c , sıkıştırma hacmine olan ısı transferini; Q_k , soğutucu hacmine olan ısı transferini; Q_r , rejeneratör içerisindeki ısı transferini; Q_h , ısıtıcı hacmine olan ısı transferini; Q_e , genişleme hacmine olan ısı transferini belirtmektedir.

İzotermal modele her bölge için oluşturulan denklemler çözülerek Stirling motorunun analizinde kullanılacak olan genel denklemler elde edilmiştir. Bu

denklemlerin çözümü için hacim değişimlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu değişimlerin belirlenmesi motorun yapısına ve sürtüş mekanizmasına bağlıdır.

4.1.2.1. Schmidt analizi ve Schmidt sayısı

İzotermal analiz denklemlerinin ilk çözümü 1871 yılında Gustav Schmidt tarafından yapılmıştır (Urielli, Berchowitz, 1984). Schmidt tarafından yapılan analizde sinuzoidal hacim değişimleri için çözümler elde edilmiş, motor gücü ortalama etkin basınca ve süpürme hacmine bağlı olarak ifade edilmiştir. Buna göre;

$$\dot{W} = Sc \cdot p_{ort} \cdot V_{se} \cdot f \quad (4.2)$$

Burada;

\dot{W} , motor gücü (Watt)

p_{ort} , ortalama etkin basınç (bar)

V_{se} , genişleme bölgesi süpürme hacmi (cm³)

f , motor frekansı veya devir sayısı (devir/saniye)

Sc , Schmidt sayısıdır. Schmidt sayısı motor hacim oranları ile genişleme ve sıkıştırma hacimleri sıcaklıklarını içeren boyutsuz bir sayıdır. Bu sayı Stirling motorlarının performanslarının karşılaştırılmasında kullanılan boyutsuz bir büyüklüktür.

4.1.2.2. Beale Sayısı

William Beale tarafından deneysel verilerden faydalanılarak motor performansının tespitinde kullanılan bir parametre belirlenmiştir (Urielli, Berchowitz, 1984). Bu parametre Beale sayısı olarak bilinmektedir. Beale sayısı motor gücü süpürme hacmi ve motor devir sayısı arasındaki bir bağıntıdır.

$$\dot{W} = Be \cdot p_{ort} \cdot V_{se} \cdot f \quad (4.3)$$

Burada;

Be, Beale sayısıdır. Beale sayısı Stirling motorlarının bütün boyları ve tipleri için geçerli boyutsuz bir sayı olup değeri yaklaşık 0,015'dir.

4.1.3. Adyabatik analiz

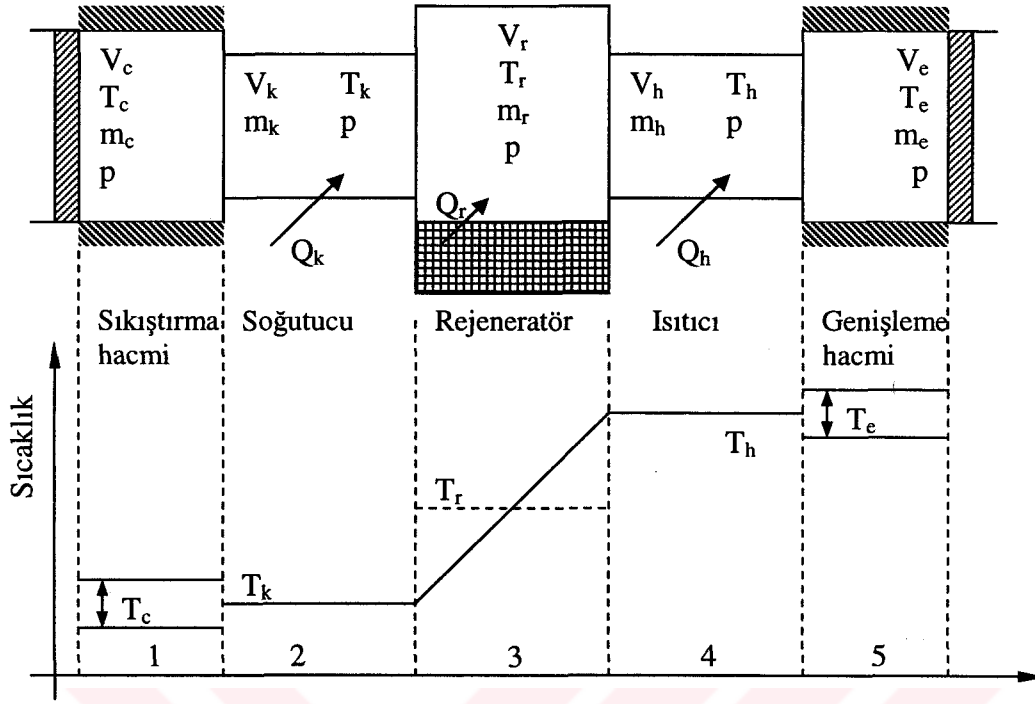
İzotermal analizde sistemin çalışması için gerekli olan ısı transferi izotermal çalışma bölgelerinin (genişleme ve sıkıştırma hacimleri) sınırlarında meydana geldiği kabul edilerek ısıtıcı ve soğutucunun etkileri ihmal edilmektedir. Ancak gerçek şartlarda sistemin çalışması için gerekli olan ısı transferi sadece ısıtıcı ve soğutucuda gerçekleşmektedir.

Çalışma bölgelerinin izotermal kabul edilmediği ilk analiz Finkelstein tarafından yapılmıştır. Bu analizde çalışma bölgeleri adyabatik olup ısı transferi ısıtıcı ve soğutucuda iş akışkanının ısı transferi katsayısına bağlı olarak sonlu miktarda gerçekleşmektedir.

Bu yapıyla adyabatik analiz ısıtıcı ve soğutucudaki ısı transferinin sistem üzerindeki etkilerinin incelenmesine imkan sağlamaktadır. Aynı iş akışkanı kütesine sahip ve aynı şartlar altında çalışan sistemlerde izotermal analiz ile adyabatik analiz arasında kayda değer bir performans farkı olmadığı görülmektedir. Ancak adyabatik analizde politropik işlem sonucu ortaya çıkan büyük basınç salınımları nedeniyle çıkış gücü izotermal analize göre daha yüksek olduğu buna karşın verim değerinin daha düşük olduğu görülmektedir.

Finkelstein tarafından teorisi oluşturulan adyabatik analiz Walker ve Kohn tarafından adyabatik genişleme ve sıkıştırma işlemlerindeki kısıtlamalar gözönünde tutularak genişletilmiştir (Urielli, Berchowitz, 1984). Fakat çalışma şartlarına bağlı olan sıcaklığın lineer olmaması nedeniyle bu analiz genelleştirilememiştir.

Adyabatik analiz denklemlerinin oluşturulmasında adyabatik model kullanılmıştır (Şekil 4.4).



Şekil 4.4. Adyabatik Model

Bu modelde Stirling motoru sıkıştırma hacmi, soğutucu, rejeneratör, ısıtıcı ve genişleme hacmi olmak üzere beş bölüme ayrılarak incelenmiştir. Adyabatik modelde kullanılan ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratörün özellikleri izotermal modelde kullanılanlar ile aynı olup ideal olarak kabul edilmiştir. Buna göre bu modelde ısıtıcı ve soğutucu içerisinde sıcaklıklar sabit, rejeneratörde ise lineer olarak değişmektedir. Adyabatik modelde genişleme ve sıkıştırma hacimleri ise adyabatik olarak kabul edilmiştir. Buna göre genişleme ve sıkıştırma bölmelerinde sıcaklıklar şartlara bağlı olarak değişmektedir.

Adyabatik analizde adyabatik model kullanılarak her bölme için oluşturulan diferansiyel denklemler birleştirilmiş ve tüm sistem için bir denklem takımı geliştirilmiştir. Bu denklemler çözülerek sistem incelenebilmektedir. Ancak bu denklemlerden bazılarının diferansiyel denklemler olması nedeniyle çözüm için numerik metodlar kullanılmalıdır.

4.1.4. Diğer analizler

Gerek izotermal analizde gerekse adyabatik analizde motor performansında çok büyük rol oynayan ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör gibi ısı değiştirici elemanların ideal olduğu varsayılmıştır. Bu nedenle bu analizler kullanılarak elde edilen değerler ısı değiştirici elemanların tasarımı için yeterli değildir.

Isıtıcı, soğutucu ve rejeneratör tasarımı yapılabilmesi amacıyla ısı değiştirici analizleri yapılmıştır. Bu analizlerde ısı değiştiricilerdeki ısı transferinin zorlanmış konveksiyon ile sağlandığı dikkate alınarak ısı değiştiricilerin geometrik özellikleri ve mekanik tasarımları gözönünde bulundurulmuştur. Ayrıca ısı değiştiriciler içerisinde meydana gelen basınç kayıpları dikkate alınarak ısıtıcı değiştiricilerin sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir (Urielli, Berchowit, 1984; Prieto vd., 1997; Prieto vd.,2000).

4.1.5. Bu çalışmada tasarlanan sistemler için Stirling motoru analizleri

Termodinamik analizler Stirling motoru ve elemanlarının tasarımında büyük gelişmeler sağlasada bu analizlerin sonucunda elde edilen performans değerleri Stirling motorunun gerçek performans değerlerinden çok uzaktır. Buna karşın ilk tasarım aşamasında kullanılan izotermal analiz performans verilerini kabuledilebilir oranda yansıtmaktadır.

Bu çalışmada Türkiye şartlarında kullanılması planlanan güneş enerjisi sistemi için tasarlanan Stirling motorlarının karşılaştırmalarında ve seçilen motorun optimizasyonunda kullanılmak üzere tasarlanan motor mekanizmaları için izotermal analizler yapılmıştır.

4.1.5.1. İki pistonlu klasik Stirling motoru termodinamik analizi

İki pistonlu klasik Stirling motorunun analizinde izotermal analiz kabulleri ve bu kabullere dayanılarak oluşturulan izotermal model (Bkz. Şekil 4.3) kullanılmıştır. İzotermal modelde her bölge için oluşturulan denklemler çözülerek Stirling motorunun analizinde kullanılacak olan genel denklemler elde edilmiştir (Urieli, Berchowit, 1984, s.22).

Bu denklemlerden, basınç denklemi

$$p = m_t R \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h / T_k)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right)^{-1} \quad (4.4)$$

şeklinde elde edilmiştir. Burada; m_t , toplam kütle; R evrensel gaz sabitidir.

Ortalama etkin basınç ise,

$$p_{ort} = \oint p dt \quad (4.5)$$

ifadesinden bulunabilir. Burada; t , krank dönüş açısıdır.

Sistemden atılan ısı veya sıkıştırma işi (W_c),

$$Q_c = W_c = \oint p \frac{dV_c}{dt} dt \quad (4.6)$$

denkleminde bulunabilir. Sisteme verilmesi gereken ısı veya genişleme işi (W_e),

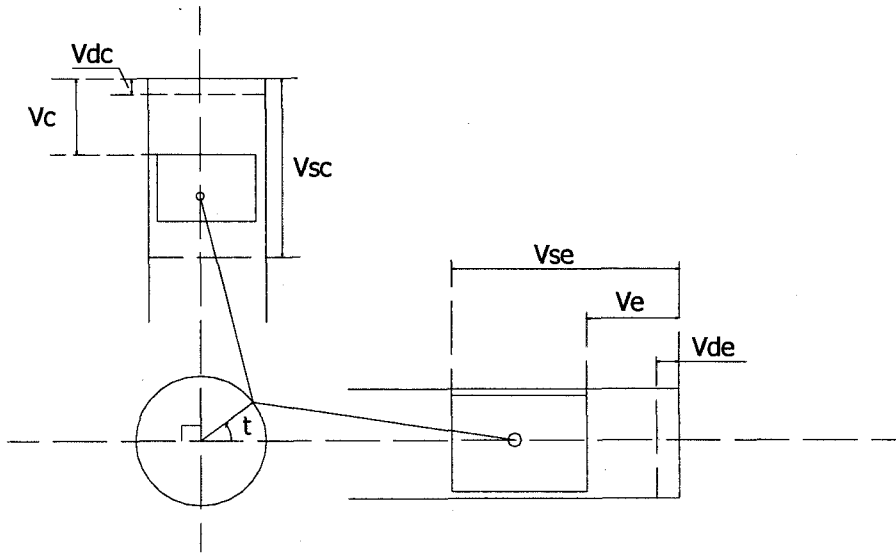
$$Q_e = W_e = \oint p \frac{dV_e}{dt} dt \quad (4.7)$$

dir. Sistemden alınan net iş (W) ise,

$$W = W_e + W_c \quad (4.8)$$

toplamından bulunacaktır.

Bu denklemlerin çözümü için V_c ve V_e hacim değişimleri belirlenmesi gerekmektedir. Hacim değişimlerinin belirlenebilmesi için motor mekanizmasının bilinmesi gerekmektedir. Motor mekanizmasındaki geometrik bağlantılar kullanılarak hacim değişimleri krank dönüş açısına bağlı olarak ifade edilebilmektedir. Elde edilen ifadeler kullanılarak motorun çalışması sırasında motor içerisindeki hacim ve basınç değerleri elde edilebilir. İki pistonlu klasik bir Stirling motorunun mekanizması Şekil 4.5 de gösterilmiştir.



Şekil 4.5. İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru Mekanizması

Şekilde;

V_{de} , genişleme bölgesi ölü hacmi; V_{dc} , sıkıştırma bölgesi ölü hacmi; V_{sc} , sıkıştırma bölgesi süpürme hacminidir.

Stirling motoru mekanizmasının geometrik özellikleri dikkate alınarak yapılan analizler sonucunda hacim değişimleri aşağıdaki denklemler ile ifade edilmiştir.

V_c hacim değişimi

$$V_c = \frac{V_{sc}}{2}(1 - \cos(t - \pi/2)) + V_{dc} \quad (4.9)$$

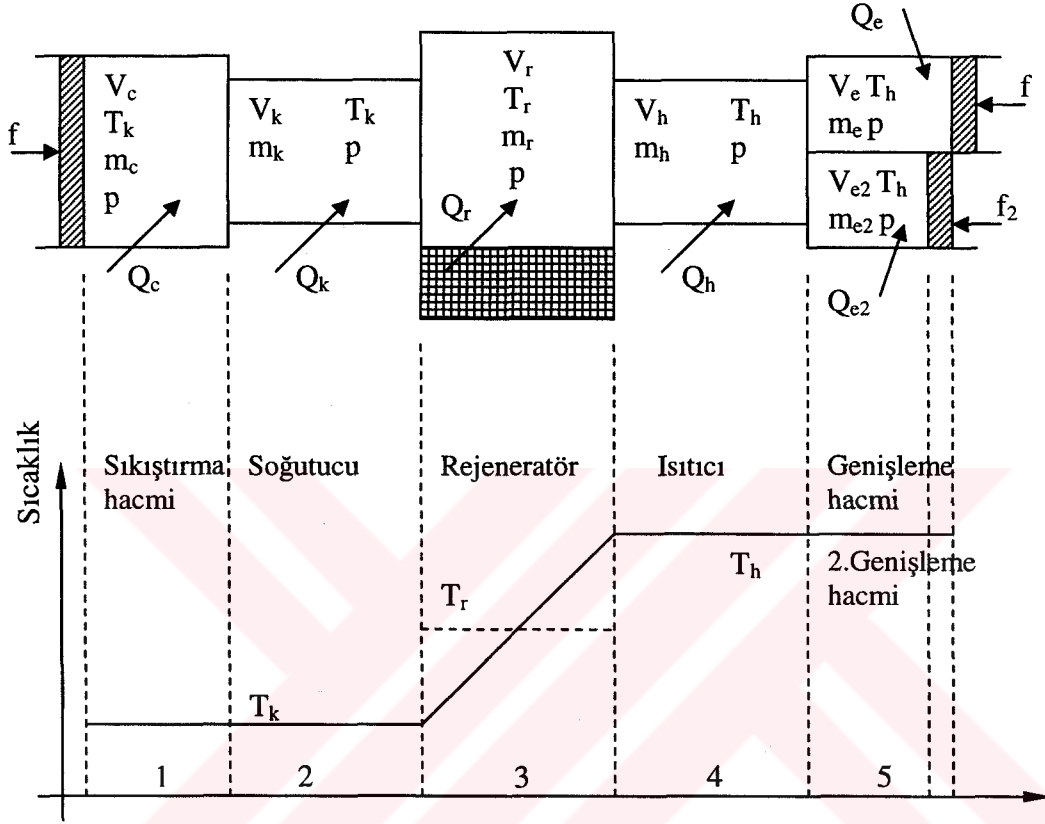
V_e hacim değişimi

$$V_e = \frac{V_{se}}{2}(1 - \cos(t)) + V_{de} \quad (4.10)$$

4.1.5.2. Üç pistonlu Stirling motoru termodinamik analizi

Tasarlanan bu motorda sisteme üçüncü bir piston ilave edilmiş durumdadır. Bu nedenle bu tasarımın analizinde iki pistonlu izotermal modelin kullanılması mümkün

değildir. Bu tasarımın analizinde izotermal modele dayanılarak oluşturulan model (Şekil 4.6) kullanılmıştır. Bu modelde üçüncü piston ikinci genişleme hacmi olarak ifade edilmektedir.



Şekil 4.6. Tasarlanan Üç Pistonlu Stirling Motoru İzotermal Modeli

Şekilde;

V_{e2} , ikinci genişleme bölgesi hacmi; m_{e2} , ikinci genişleme bölgesi içerisindeki iş akışkanının kütlesi; f_2 üçüncü pistonun frekansı veya devir sayısı; Q_{e2} ikinci genişleme hacmine olan ısı transferidir.

Bu analizde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Genişleme, ikinci genişleme ve ısıtıcı bölgesinde sıcaklık sabit ve kaynak sıcaklığına eşittir.
2. Sıkıştırma ve soğutucu bölmesinde sıcaklık sabit ve kuyu sıcaklığına eşittir.

3. Rejenaratör içerisinde lineer sıcaklık dağılımı kabul edilmektedir. İdeal rejenerasyon vardır.
4. Çevrim boyunca akışkan kütlesi sabittir. Stirling motorunda kaçak yoktur.
5. İş akışkanı ideal gaz olarak kabul edilmektedir.
6. Stirling motoru devir sayısı sabittir.
7. Akışkanın kinetik ve potansiyel enerjisi ihmal edilir.
8. Akış sürtünmesizdir.
9. Isıtıcı, soğutucu ve rejeneratörde basınç kaybı yoktur.

Bu kabuller ve model kullanılarak oluşturulan denklemler çözülmüş ve basınç ile hacim değişimi arasındaki ifade elde edilmiştir. Bu ifade kullanılarak motor performans değerlerini veren ifadeler çıkartılmıştır.

Basınç ifadesi,

$$p = m_1 R \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h / T_k)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} + \frac{V_{e2}}{T_h} \right)^{-1} \quad (4.11)$$

şeklindedir. Ortalama etkin basınç,

$$p_{ort} = \oint p dt \quad (4.12)$$

ifadesinden, Sistemden atılan ısı veya sıkıştırma işi,

$$Q_c = W_c = \oint p \frac{dV_c}{dt} dt \quad (4.13)$$

ifadesinden, Birinci genişleme hacmine verilmesi gereken ısı veya birinci genişleme hacmi işi ise,

$$Q_e = W_e = \oint p \frac{dV_e}{dt} dt \quad (4.14)$$

ifadesinden bulunabilir. İkinci genişleme hacmine verilmesi gereken ısı veya ikinci genişleme hacmi işi,

$$Q_{e2} = W_{e2} = \oint p \frac{dV_{e2}}{dt_2} dt_2 \quad (4.15)$$

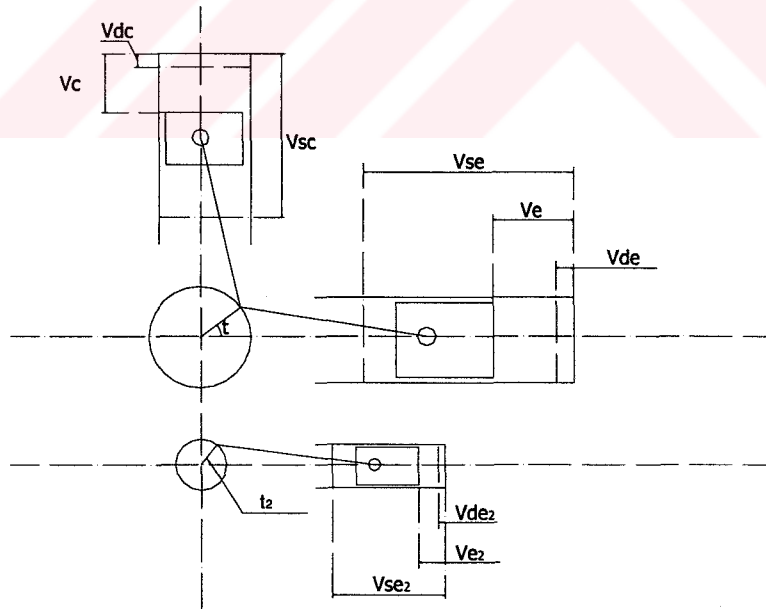
şeklinde yazılabilir. Burada; t_2 , üçüncü pistonun krank dönüş açısıdır.

Bu durumda sistemden alınan net iş,

$$W = W_e + W_{e2} + W_c \quad (4.16)$$

olur.

Bu denklemlerin çözümü için V_c , V_e ve V_{e2} hacim değişimlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu değişimler tasarlanan motor mekanizması (Şekil 4.7) gözönünde bulundurulurken belirlenmiştir.



Şekil 4.7. Üç pistonlu Stirling motoru

Şekilde;

V_{de2} , ikinci genişleme bölgesi ölü hacmi; V_{se2} , ikinci genişleme bölgesi süpürme hacminidir.

Stirling motoru mekanizmasının geometrik özellikleri dikkate alınarak yapılan analizler sonucunda hacim değişimleri aşağıdaki denklemler ile ifade edilmiştir.

V_c hacim değişimi

$$V_c = \frac{V_{sc}}{2}(1 - \cos(t - \pi/2)) + V_{dc} \quad (4.17)$$

V_e hacim değişimi

$$V_e = \frac{V_{se}}{2}(1 - \cos(t)) + V_{de} \quad (4.18)$$

V_{e2} hacim değişimi

$$V_{e2} = \frac{V_{se2}}{2}(1 - \cos(t_2)) + V_{de2} \quad (4.19)$$

Burada;

$$t_2 = \frac{f_2}{f}t - t_3 \quad (4.20)$$

dir. t_3 , üçüncü pistonun genişleme pistonu ile arasındaki faz açısıdır.

4.2. Kollektör Analizleri

Kollektörler güneş akısını toplayarak Stirling motoruna enerji sağlamak amacıyla kullanılan sistemlerdir. Kollektör tasarımının ve analizinin yapılabilmesi için Stirling motoruna verilmesi gereken ısı miktarına ve güneş akısı verilerine ihtiyaç vardır.

Bu çalışmada Ankara için güneş radyasyonu değerleri hesaplanmıştır. Bu veriler kullanılarak kollektör tasarımı ve analizleri yapılmıştır.

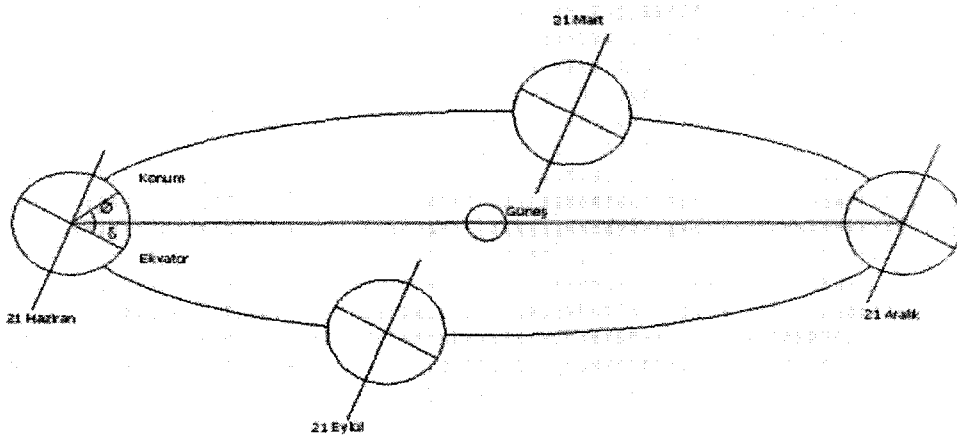
4.2.1. Güneş radyasyonu miktarının tespiti

Güneş enerjisi sistemlerinin tasarlanabilmesi için güneş radyasyonu geometrisinin ve miktarının tesbit edilmesi gerekmektedir.

Bir yüzey üzerine gelen direkt güneş radyasyonunun miktarı, güneş ışınlarının yönünde olan direkt radyasyon miktarının bir bileşenidir ve yüzey ile güneş akışı arasındaki geometrik bağıntılar kullanılarak tesbit edilmektedir. Geometrik bağıntılar ise dünyanın kendi eksenini ve güneş etrafındaki hareketi ile yüzeyin bulunduğu konumdaki yön ve açı değerleri kullanılarak belirlenmektedir.

Dünyanın kendi eksenini etrafındaki hareketi nedeniyle güneş akışında zamana bağlı değişimler meydana gelmektedir. Bu değişimlerin belirlenmesinde saat açısı (ω) olarak adlandırılan bir büyüklük kullanılmaktadır. Bu açıdaki değişim bir saat için 15° dir. Saat 12:00 da sıfır değerini alan bu açı sabah saatlerinde pozitif öğleden sonra ise negatiftir. Bu açının değeri -180° ile 180° arasında değişmektedir.

Dünyanın güneş etrafındaki hareketi (Şekil 4.8) nedeniyle dünya üzerindeki herhangi bir konuma gelen güneş akışı açısı değişmekte, dolayısıyla o konuma gelen güneş akışı miktarında değişimler meydana gelmektedir. Güneş akışının açısındaki değişim dünyanın güneş etrafındaki hareketi dikkate alınarak tesbit edilebilir.



Şekil 4.8. Dünyanın Güneş Etrafındaki Hareketi

Şekilde;

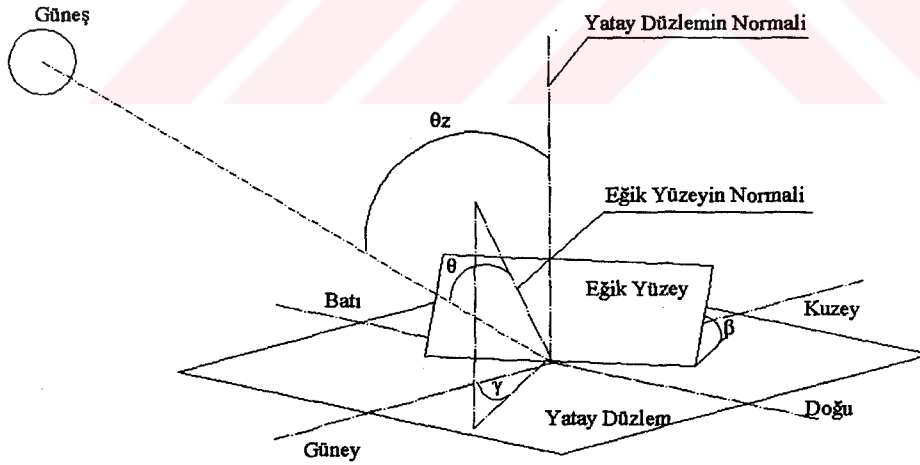
ϕ dünya üzerindeki herhangi bir konumun enlemidir.

δ sapma açısıdır. Bu açı dünya ile güneşin eksenlerini birleştiren doğru ile ekvator arasındaki açıdır ve dünyanın güneş etrafındaki hareketine göre değeri $-23,45^0$ ile $23,45^0$ arasında değişmektedir. Bu açının yıl içerisindeki değişimi aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilmektedir (Sukhatme, 1998).

$$\delta = 23,45 \sin\left(\frac{360}{365}(284 + n)\right) \quad (4.21)$$

Burada; n, 1 Ocaktan başlamak üzere yılın günlerini göstermektedir.

Dünya üzerindeki herhangi bir konumda bulunan yüzey üzerine gelen güneş akısı miktarı yüzeyin yön ve açısına bağlı olarak değişmektedir. Yüzey ile yüzey üzerine gelen güneş akısı arasındaki geometrik bağlantılar Şekil 4.9 kullanılarak tesbit edilebilir.



Şekil 4.9. Yüzey İle Yüzey Üzerine Gelen Güneş Akısı Arasındaki Geometri

Şekilde;

γ yüzeyin azimut açısıdır. Bu açı yüzey normalinin yatay düzlem üzerindeki izdüşümünün güney doğrultusu ile yaptığı açıdır ve yüzeyin yönünün bir göstergesidir.

β yüzeyin yatay düzlem ile yaptığı açıdır ve eğim açısı olarak adlandırılır.

θ geliş açısıdır. Bu açı yüzey üzerine gelen direkt güneş akısı ile yüzey normali arasındaki açıdır, değeri aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir (Sukhatme, 1998).

$$\begin{aligned} \cos(\theta) &= \sin(\phi)(\sin(\delta)\cos(\beta) + \cos(\delta)\cos(\gamma)\cos(\omega)\sin(\beta)) \\ &+ \cos(\phi)(\cos(\delta)\cos(\omega)\cos(\beta) - \sin(\delta)\cos(\gamma)\sin(\beta)) \\ &+ \cos(\delta)\sin(\gamma)\sin(\omega)\sin(\beta) \end{aligned} \quad (4.22)$$

θ_z zirve açısı olarak adlandırılan bu açı direkt güneş akısı ile yatay düzlemin normali arasındaki açıdır ve aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\cos(\theta_z) = \sin(\phi)\sin(\delta) + \cos(\phi)\cos(\delta)\cos(\omega) \quad (4.23)$$

Bir yüzey üzerine gelen güneş akısının tesbiti için deneysel çalışmalar yapılmış, bazı bölgeler için güneş radyasyonu verileri toplanmış ve bu verilere dayanılarak çeşitli korelasyonlar ve modeller türetilmiştir. Literatürdeki çalışmalar içerisinde en pratik ve kullanışlı model ASHRAE tarafından geliştirilmiştir. Bu model kullanılarak bulutsuz ve tamamen açık gökyüzü şartları için yatay bir düzlem üzerine gelen saatlik direkt ve difüz radyasyon miktarları hesaplanabilmektedir.

Dünya üzerindeki yatay bir düzleme gelen güneş radyasyonu aşağıdaki eşitlik kullanılarak ifade edilebilir.

$$I_g = I_b + I_d \quad (4.24)$$

Burada;

I_g , saatlik toplam radyasyon miktarı;

I_b , saatlik direkt radyasyon miktarı;

I_d , saatlik difüz radyasyon miktarıdır.

ASHRAE modeline göre;

$$I_{bn} = A e^{[-B/\cos(\theta_z)]} \quad (4.25)$$

$$I_b = I_{bn} \cos(\theta_z) \quad (4.26)$$

$$I_d = C I_{bn} \quad (4.27)$$

Burada;

I_{bn} , güneş ışınları yönündeki direkt radyasyon miktarıdır.

A, B, C katsayıları (Çizelge 4.1) aylara göre belirlenmiş sabitler olup, değerleri atmosferdeki toz, su buharı ve güneş ile dünya arasındaki mesafeye bağlı olarak değişmektedir.

Çizelge 4.1. ASHRAE Modeli için A, B, C Katsayıları (ASHRAE, 1997)

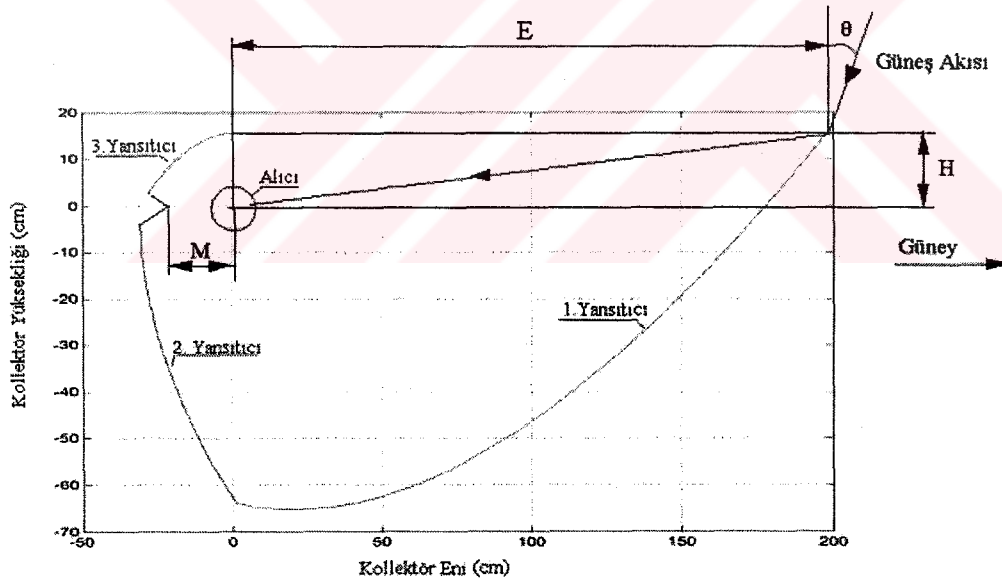
	A (W/m ²)	B	C
21 Ocak	1230	0,142	0,058
21 Şubat	1215	0,144	0,060
21 Mart	1186	0,156	0,071
21 Nisan	1136	0,180	0,097
21 Mayıs	1104	0,196	0,121
21 Haziran	1088	0,205	0,134
21 Temmuz	1085	0,207	0,136
21 Ağustos	1107	0,201	0,122
21 Eylül	1151	0,177	0,092
21 Ekim	1192	0,160	0,073
21 Kasım	1221	0,149	0,063
21 Aralık	1233	0,142	0,057

ASHRAE modeli kullanılarak yapılan hesaplamalarda difüz radyasyon değerlerinin düşük, direkt radyasyon değerlerinin ölçülen değerlerden yüksek olduğu fakat toplam radyasyon değerinin ölçülen değerlere yakın olduğu görülmektedir (ASHRAE, 1997).

4.2.2. Kollektör optik hesapları

Güneş kolektörlerinin performansını etkileyen en önemli faktör kolektörün optik yapısıdır. Bu yapı kolektörün, konumlandırılma şekline, yön ve açısına, güneş hareketini takip edip etmeyeceğine ve güneş akısının geometrisine bağlı olarak tayin edilir.

Türkiye şartlarında kullanılması planlanan sistemde kolektörün optik ekseninin doğu-batı yönünde olmasına ve kolektörün yatay olarak konumlandırılmasına (Şekil 4.10) karar verilmiştir (Bkz. Bölüm 3.1.2).



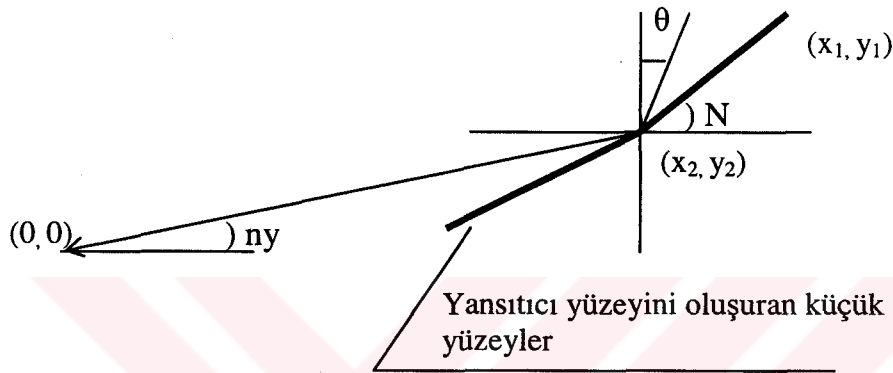
Şekil 4.10. Kollektör ile Güneş Akısı Arasındaki Geometrik İlişki

Şekilde;

E, kolektör eni; H kolektörün alıcı merkezinden olan yüksekliği; M, kolektörün alıcı merkezi ile ikinci ve üçüncü yansıtıcının odakları arasındaki mesafedir.

Güneş kollektörünün tasarımında optik bağlantılar ve yansıma kuralları dikkate alınmıştır. Eğri yansıtıcı yüzeylerin birçok düz yüzeyden oluştuğu varsayımıdır. Düz yüzeylerin boyutları çok küçük olup bir araya getirildiklerinde eğri yüzeyi oluşturmaktadırlar. Odak noktası merkez olarak kabul edilmiş olup yüzeyi oluşturan noktalar aşağıdaki denklemler kullanılarak tesbit edilmiştir.

Birinci yansıtıcı yüzey için geometrik özellikler Şekil 4.11 da gösterilmiştir.



Şekil 4.11. Birinci Yansıtıcı Yüzey için Geometrik Bağlantılar

Şekilde;

x_1, y_1 ve x_2, y_2 küçük yüzeyi oluşturan noktaların koordinatları;

N , küçük yüzeyin eğimi olup aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

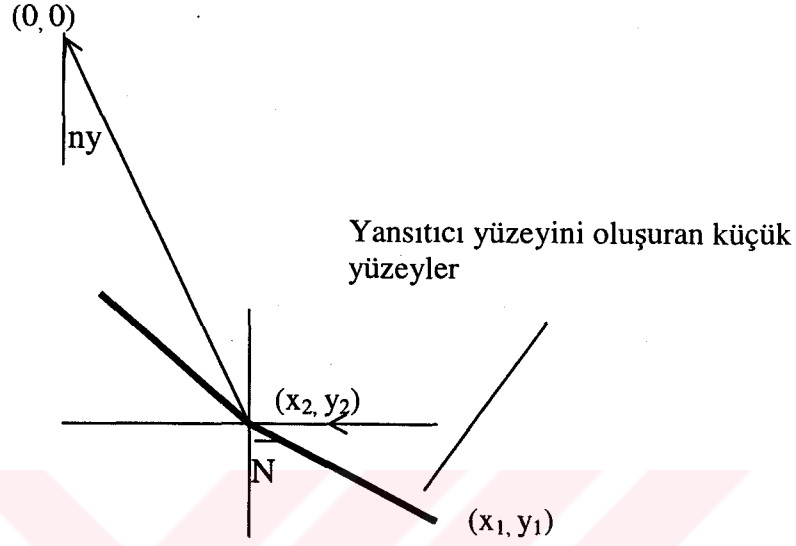
$$N = \frac{90 + ny - \theta}{2} \quad (4.28)$$

Burada ny küçük yüzeyin alt noktasının odak noktası ile yaptığı açıdır. Bu açının değeri değiştirilerek ve aşağıdaki formuller kullanılarak yüzeyi oluşturan bütün noktalar hesaplanabilir.

$$x_2 = \frac{y_1 - x_1 \tan(N)}{\tan(ny) - \tan(N)} \quad (4.29)$$

$$y_2 = x_2 \tan(ny) \quad (4.30)$$

İkinci yansıtıcı yüzey için geometrik özellikler (Şekil 4.12) kullanılarak yapılan benzer analizler sonucu bu yansıtıcı yüzeyi oluşturan noktalar arasındaki bağlantılar tesbit edilmiştir.



Şekil 4.12. İkinci Yansıtıcı Yüzey için Geometrik Bağlantılar

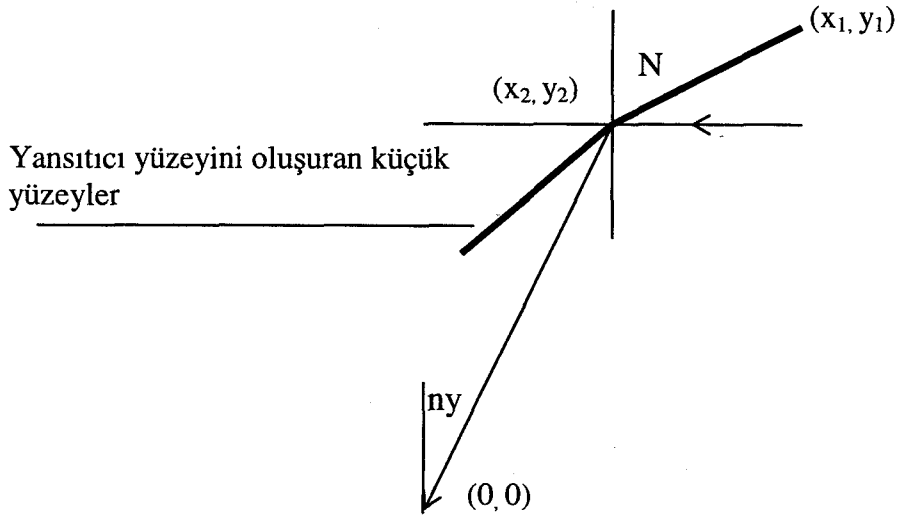
Buna göre:

$$N = \frac{ny}{2} \quad (4.31)$$

$$x_2 = \frac{y_1 - x_1 \tan(N)}{\tan(ny) - \tan(N)} \quad (4.32)$$

$$y_2 = x_2 \tan(ny) \quad (4.33)$$

Üçüncü yansıtıcı yüzey için geometrik özellikler (Şekil 4.13) kullanılarak yapılan benzer analizler sonucu bu yansıtıcı yüzeyi oluşturan noktalar arasındaki bağlantılar tesbit edilmiştir.



Şekil 4.13. Üçüncü Yansıtıcı Yüzey için Geometrik Bağlantılar

Buna göre:

$$N = \frac{ny}{2} \quad (4.34)$$

$$y_2 = \frac{x_1 - y_1 \tan(N)}{\tan(ny) - \tan(N)} \quad (4.35)$$

$$x_2 = y_2 \tan(ny) \quad (4.36)$$

Denklemleri belirlenen bu noktalar birleştirilerek bu noktaların oluşturduğu yansıtıcı yüzey şekli belirlenebilmekte ve kollektör boyutları tesbit edilmektedir. kollektör boyutları belirlendikten sonra kollektör ısı hesapları yapılabilmektedir.

4.2.3. Kollektör ısı hesapları

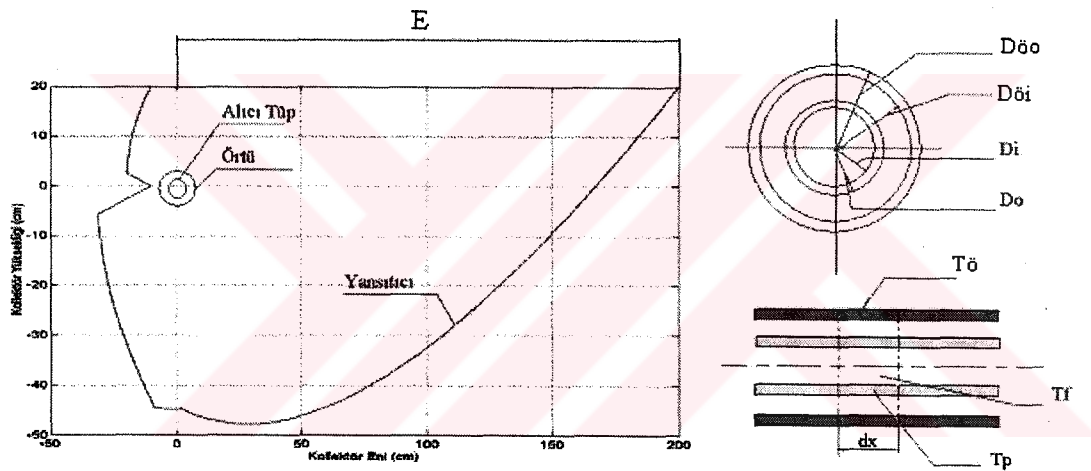
Kollektör boyutları, Türkiye şartlarında çalışması planlanan enerji üretim sistemin yüksek performansla çalışmasının istendiği zamandaki güneş akısı miktarını kullanarak Stirling motorunun ısı ihtiyacını karşılayacak şekilde belirlenmelidir.

Belirlenen tasarım parametreleri ve kollektör kısımları üzerinde oluşturulan kontrol hacimleri kullanılarak yapılan ısı transferi analizleri ile kollektör için kullanılabilir ısı

kazancı, verimlilik faktörü, ısı taşıma faktörü ve anlık verim değeri hesaplanabilmektedir.

Türkiye şartlarında kullanılması planlanan kollektörün (Şekil 4.14) performansının belirlenmesi için yapılan ısı transferi analizlerinde aşağıdaki kabuller kullanılmıştır.

1. Seçilen kontrol hacmi içerisinde alıcı tüp ve örtü sıcaklığı sabittir.
2. Alıcı tüp ve örtünün iç yüzeyleri ile dış yüzeyleri arasında sıcaklık farkı yoktur.
3. Isı transferi akışkanı sabit debidedir.

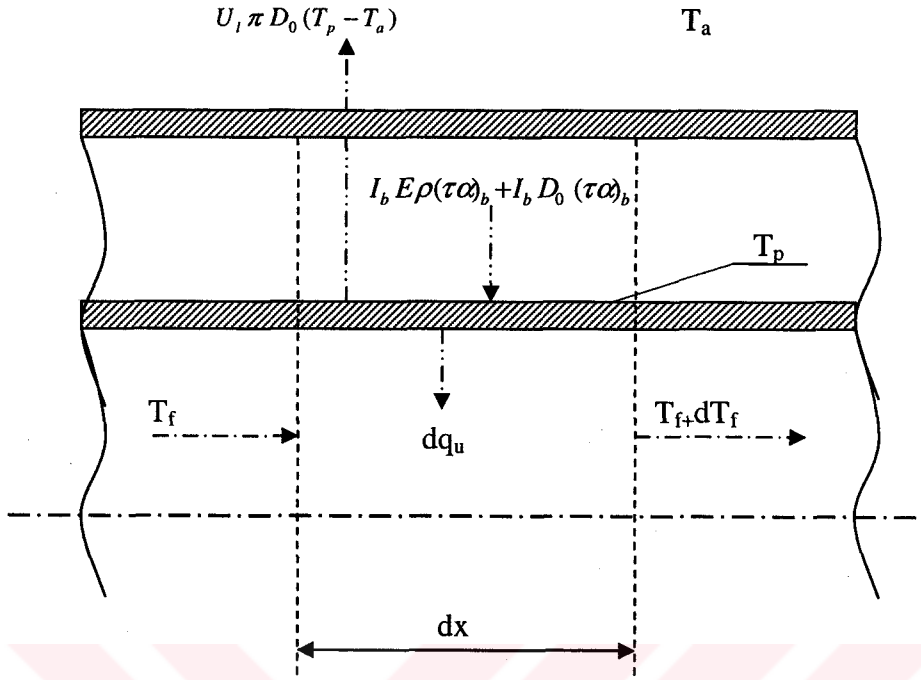


Şekil 4.14. Kollektör Boyutları ve Kontrol Hacmi

Şekilde;

T_f , akışkan sıcaklığı; T_p , alıcı tüp sıcaklığı; T_o , örtü sıcaklığı; D_{o0} , örtü dış çapı; D_{oi} , örtü iç çapı; D_i , alıcı tüp iç çapı; D_o , alıcı tüp dış çapıdır.

Kollektörlerde ısı transferi alıcıda gerçekleşmektedir. Bu nedenle ısı transferi analizleri alıcı üzerinde seçilen kontrol hacmi (Şekil 4.15) için yapılacaktır.



Şekil 4.15. Alıcı Tüp Üzerindeki Kontrol Hacmi

Şekilde;

T_a , atmosfer sıcaklığı; U_1 , toplam ısı kaybı katsayısı; q_u , kullanılabilir ısı kazancı; ρ , yansıtıcı yüzeyin yansıtıcılığı; $(\tau \alpha)_b$, örtü geçirgenliği ile alıcı tüpün soğuruculuğunun çarpımıdır.

Alıcı tüp üzerindeki kontrol hacmi için enerji denkliği yazılırsa kullanılabilir ısı kazancı için aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$dq_u = [I_b E \rho (\tau \alpha)_b + I_b D_0 (\tau \alpha)_b - U_1 \pi D_0 (T_p - T_a)] dx \quad (4.37)$$

Bu eşitliğin sağ tarafındaki ilk terim yansıtıcıdan yansyarak alıcı tüp üzerine düşen ve alıcı tüp tarafından absorbe edilen güneş akısı miktarını, ikinci terim alıcı tüp üzerine düşen direkt güneş akısı miktarını, üçüncü terim ise alıcı tüpten olan toplam ısı kaybı miktarını temsil etmektedir.

Isı transferi akışkanına olan ısı transferi dikkate alınırsa kullanılabilir ısı kazancı aşağıdaki eşitlikler ile ifade edilebilir.

$$dq_u = h_f \pi D_i (T_p - T_f) dx \quad (4.38)$$

Burada; h_f , ısıtıcı akışkanın konveksiyon katsayısıdır.

$$dq_u = \dot{m}_f c_p dT_f \quad (4.39)$$

Burada; \dot{m}_f , ısıtıcı akışkanın debisi; c_p , ısıtıcı akışkanın özgül ısısıdır.

Eşitlik 4.37, Eşitlik 4.38, Eşitlik 4.39 kollektör boyunca beraber çözümlenerek tüm kollektör için kollektör sıcaklık dağılımı ve kullanılabilir ısı kazancı ifadeleri elde edilebilir.

Buna göre;

$$T_f(x) = \left(\frac{KS}{U_l} + T_a \right) - \left[\left(\frac{KS}{U_l} + T_a \right) - T_{fi} \right] e^{\left(\frac{F' \pi D_0 U_l x}{\dot{m}_f c_p} \right)} \quad (4.40)$$

$$q_u = F_R E L \left[S - \frac{U_l}{K} (T_{fi} - T_a) \right] \quad (4.41)$$

Burada;

L , kollektör buyu,

K , kollektör konsantrasyon oranıdır ve aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır (Sukhatme, 1998).

$$K = \frac{EL}{\pi D_0 L} \quad (4.42)$$

S ; alıcı tüp tarafından soğurulan güneş akısı miktarıdır ve aşağıdaki eşitlik kullanılarak ifade edilir.

$$S = I_b \rho (\tau \alpha)_b + I_b (\tau \alpha)_b \frac{D_0}{E} \quad (4.43)$$

F' ; kolektör verimlilik faktörüdür ve aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_l D_0}{h_f D_i}} \quad (4.44)$$

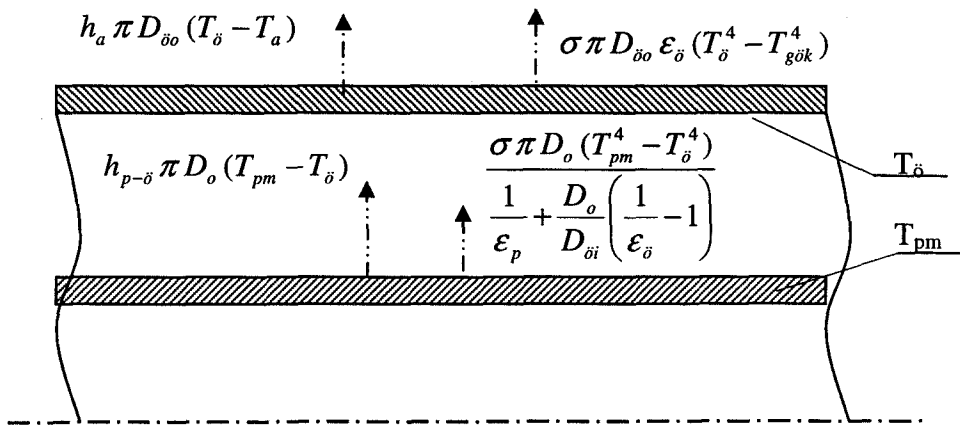
F_R ; kolektör ısı taşıma faktörü olup aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{\pi D_0 L U_l} \left[1 - e^{-\left(\frac{F' \pi D_0 U_l L}{\dot{m} c_p} \right)} \right] \quad (4.45)$$

Kolektör verimi ise aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir.

$$\eta_{\text{kolektör}} = \frac{q_u}{I_b E L} \quad (4.46)$$

Bu denklemlerin çözülebilmesi için kolektör toplam ısı kaybı katsayısının ve ısıtıcı akışkanın konveksiyon katsayısının bilinmesi gerekmektedir. Toplam ısı kaybı katsayısının belirlenebilmesi için tüm sistem üzerinde oluşturulan kontrol hacmi (Şekil 4.16) ve bu hacimdeki ısı kayıpları kullanılmaktadır.



Şekil 4.16. Tüm Sistem Üzerinde Oluşturulan Kontrol Hacmi ve Isı Kayıpları

Şekilde;

h_a , atmosferin konveksiyon ısı transferi katsayısı; $h_{p-\delta}$, alıcı tüp ile örtü arasındaki düşük yoğunluktaki gazın konveksiyon ısı transferi katsayısı; ε_{δ} , örtü yayıcılığı; ε_p , alıcı tüpün yayıcılığı; $T_{gök}$, gökyüzü sıcaklığı; T_{pm} , alıcı tüpün ortalama sıcaklığı; σ , Stefan-Boltzmann sabitidir.

Bu kontrol hacmi için enerji denkliği bağıntıları yazılırsa sistemden olan toplam ısı kaybı için aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$\frac{q_l}{L} = h_{p-\delta} \pi D_o (T_{pm} - T_{\delta}) + \frac{\sigma \pi D_o (T_{pm}^4 - T_{\delta}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{D_o}{D_{\delta i}} \left(\frac{1}{\varepsilon_{\delta}} - 1 \right)} \quad (4.47)$$

$$\frac{q_l}{L} = h_a \pi D_{\delta o} (T_{\delta} - T_a) + \sigma \pi D_{\delta o} \varepsilon_{\delta} (T_{\delta}^4 - T_{gök}^4) \quad (4.48)$$

Burada; q_l , toplam ısı kaybıdır;

Eşitlik 4.47 ile Eşitlik 4.48 lineer olmayan eşitliklerdir. Bu eşitliklerde $h_{p-\delta}$ ve h_a tesbit edildikten sonra T_{δ} ve q_l değerleri çözülebilir. Bu eşitliklerdeki konveksiyon katsayılarının ($h_{p-\delta}$ ve h_a) hesaplanabilmesi için deneysel bağıntılar elde edilmiştir.

$h_{p-\delta}$ alıcı tüp ile örtü arasındaki düşük yoğunluktaki gazın ısı transferi katsayısıdır Ratzel vd. (1979) yaptıkları çalışmada $h_{p-\delta}$ nin bulunması için aşağıdaki eşitlikleri kullanmışlardır.

$$h_{p-\delta} = \frac{k_a}{\frac{D_o}{2} \ln \left(\frac{D_{\delta i}}{D_o} \right) + b \lambda \left(\frac{D_o}{D_{\delta i}} + 1 \right)} \quad (4.49)$$

$$b = \frac{9\psi - 5}{2(\psi + 1)} \quad (4.50)$$

$$\lambda = 2,331 \cdot 10^{-20} \frac{T_{ort}}{P d^2} \quad (4.51)$$

$$T_{ort} = \frac{T_{pm} + T_{\delta}}{2} \quad (4.52)$$

Burada;

d , molekül çapı (hava için $d=2,32 \cdot 10^{-8}$ cm); P , alıcı tüp ile örtü arasındaki basınç (mmHg); k_a , havanın ısıl geçirgenliği; λ , gaz moleküllerinin ortalama serbest yolu (cm); ψ , özgül ısı oranıdır (hava için $\psi=1,4$).

h_a örtü üzerindeki atmosferik havanın konveksiyon ısı transferi katsayısıdır. Atmosferik koşullara bağlı olan bu katsayının tesbiti çok zordur. Tasarlanan kollektör sisteminde alıcı, yansıtıcılar tarafından çevrelenmektedir. Bu nedenle rüzgarın alıcı üzerindeki ısı transferi etkileri ihmal edilerek ısı transferi hesaplarında durgun hava için ısı transferi katsayısı kullanılmıştır. Churchill ve Chu (1975) yaptıkları çalışmada silindir üzerindeki havanın doğal konveksiyon ısı transferi katsayısının hesaplanabilmesi için aşağıdaki eşitliği önermişlerdir.

$$\bar{Nu}_D = \left[0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2, Ra_D \leq 10^{12} \quad (4.53)$$

Alıcı tüp içerisindeki ısıtıcı akışkanın ısı transferi katsayısının hesaplanabilmesi için burgulu bantlar üzerinden akış dikkate alınmalıdır. Hong ve Bergles (1976) tarafından bu tip bir akışta ısı transferi katsayısının tesbiti için aşağıdaki eşitlikler önerilmiştir.

$$Nu = 5,172 \left[1 + 0,005484 \left(Pr \left(\frac{Re}{X} \right)^{1,78} \right)^{0,7} \right]^{0,5} \quad (4.54)$$

$$X = L' / D_i \quad (4.55)$$

Burada;

X , burgulu bant burulma oranı;

L' , burgulu bandın 180^0 açılı ile burulduğundaki boyudur.

Bu bölümde verilen eşitlikler kullanılarak, oluşturulan bilgisayar programları ile tasarlanan enerji üretim sistemleri ve bu sistemin kısımları için analizler (Bkz. Bölüm 5) yapılmıştır. Yapılan analizler neticesinde tasarım parametreleri ve tasarım parametrelerinin sistem performansına etkileri incelenerek sistem optimizasyonu yapılmıştır.



5. TÜRKİYE ŞARTLARINDA KULLANILACAK, GÜNEŞ ENERJİSİYLE ÇALIŞAN, STIRLING MOTORLU ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİM SİSTEMİ TASARIM PARAMETRELERİNİN SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİ

Türkiye şartlarında kullanılması planlanan, güneş enerjisiyle çalışan, Stirling motorlu bir elektrik enerjisi üretim sistemi için tasarım ve performans değerleri daha önce bahsedilen analiz yöntemleri (Bkz. Bölüm 4) kullanılarak hesaplanmıştır. Stirling motoru ve kollektör için ayrı ayrı yapılan analizler sonucunda sistemin boyutlarının belirlenmesi için gerekli kriterler belirlenmiş ve bu kriterlerin sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

5.1. Stirling Motoru Analizleri

Stirling motorunun ilk tasarımının yapılmasında ve boyutlarının belirlenmesinde Beale eşitliği ve Beale sayısı kullanılmıştır. Yapılan termodinamik analizler ile motoru oluşturan kısımların boyutları ve bu boyutların motor performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuçların genelleştirilebilmesi ve analizlerin kolaylaştırılabilmesi için analiz denklemlerinde kullanılan terimler boyutsuz hale getirilmiştir.

Bu işlemin sonucunda boyutsuz sıcaklık oranı t_b ,

$$t_b = T_k / T_h \quad (5.1)$$

ifadesi ile, genişleme bölgesi süpürme hacmi oranı (X_{se}) ise,

$$X_{se} = V_{se} / V_{sea} \quad (5.2)$$

ifadesi ile hesaplanır. Burada V_{sea} tasarımda kabul edilen genişleme bölgesi hacmidir.

Genişleme bölgesi ölü hacim oranı (X_{de}),

$$X_{de} = (V_{de} + V_h) / V_{sea} \quad (5.3)$$

ifadesiyle hesaplanır.

Tasarlanan sistemde genişleme pistonu ölü hacmi ile ısıtıcı hacmi iç içe geçmiş durumdadır. Bu nedenle hacim oranı tesbit edilirken bu iki hacmin toplamı dikkate alınmıştır.

Sıkıştırma bölgesi süpürme hacmi oranı (X_{sc}),

$$X_{sc} = V_{sc} / V_{sea} \quad (5.4)$$

ifadesi kullanılarak, sıkıştırma bölgesi ölü hacim oranı (X_{dc}) ise,

$$X_{dc} = (V_{dc} + V_k) / V_{sea} \quad (5.5)$$

ifadesi kullanılarak belirlenir.

Tasarlanan sistemde sıkıştırma pistonu ölü hacmi ile soğutucu hacmi iç içe geçmiş durumdadır. Bu nedenle hacim oranı tesbit edilirken bu iki hacmin toplamı dikkate alınmıştır.

Bunun yanısıra ikinci genişleme bölgesi süpürme hacmi oranı (X_{sp}),

$$X_{sp} = V_{sp} / V_{sea} \quad (5.6)$$

ifadesiyle, ikinci genişleme bölgesi ölü hacim oranı (X_{dp}),

$$X_{dp} = V_{dp} / V_{sea} \quad (5.7)$$

ifadesiyle, rejeneratör hacim oranı (X_r) ise

$$X_r = V_r / V_{sea} \quad (5.8)$$

ifadesiyle elde edilir.

5.1.1. Stirling motoru ilk boyutlandırma hesapları

Beale tarafından önerilen eşitlik kullanılarak iki pistonlu klasik Stirling motoru için genişleme bölgesi süpürme hacmi hesaplanabilir. Bu eşitliğin kullanılabilmesi için motordan istenilen güç, motor devir sayısı, ve ortalama etkin basınç değerlerinin bilinmesi gerekmektedir.

Türkiye şartlarında kullanılacak sistem için belirlenen tasarım parametreleri gözönünde bulundurulduğunda tasarım için gerekli değerler aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

Motor gücü, $\dot{W} = 5kW$;

Ortalama etkin basınç, $p_{ort} = 5 MPa$;

Motor devir sayısı, $f = 1000 devir / dakika$;

Beale eşitliği kullanılarak genişleme bölgesi süpürme hacmi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$V_{sea} = \frac{\dot{W}}{0,015 f p_{ort}} = 400 cm^3$$

5.1.2. İki pistonlu klasik Stirling motoru analizi

Bu motorun analizinde Beale eşitliğinde kullanılan parametreler (ortalama etkin basınç ve motor devir sayısı) ile bu eşitlik kullanılarak hesaplanan motor genişleme bölgesi süpürme hacmi (V_{sea}) değeri kullanılmıştır. Motor içi hacim oranları ise daha önce yapılan tasarımlar ve belirlenen kriterler dikkate alınarak seçilmiştir. Buna göre;

$$T_h = 400^{\circ}C, T_k = 40^{\circ}C,$$

$$V_{sea} = 400 cm^3,$$

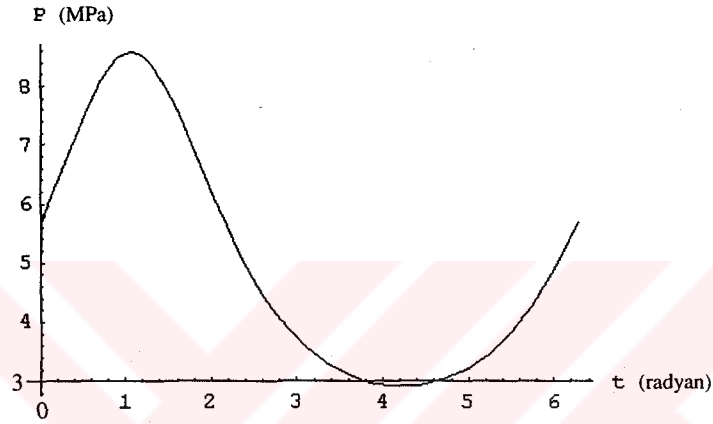
$$X_{se} = 1, X_{de} = 0,2, X_{sc} = 1, X_{dc} = 0,2, X_r = 0,2,$$

$$P_{ort} = 5 Mpa,$$

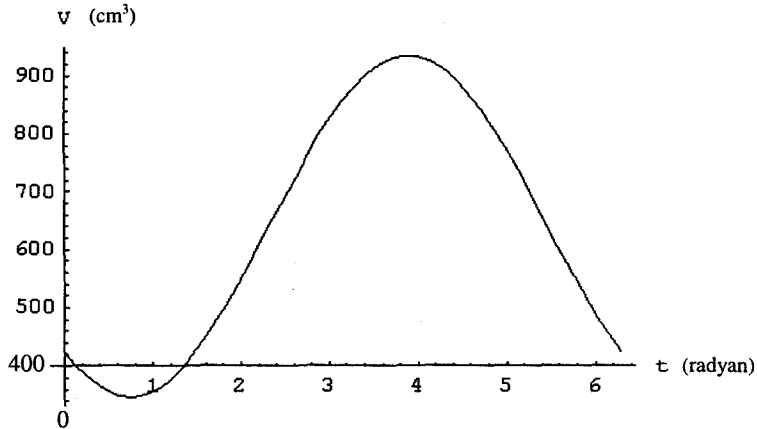
$$f = 1000 dev/dak; dır.$$

Yapılan analizlerde iki pistonlu klasik Stirling motoru hacim değişimi ifadeleri (Bkz. Eş. 4.9-Eş. 4.10) boyutsuz ifadeler (Bkz. Eş. 5.1-Eş. 5.8) kullanılarak düzenlenmiştir. Bu hacim değişimleri, basınç denklemi (Bkz. Eş. 4.4) ve ortalama etkin basınç

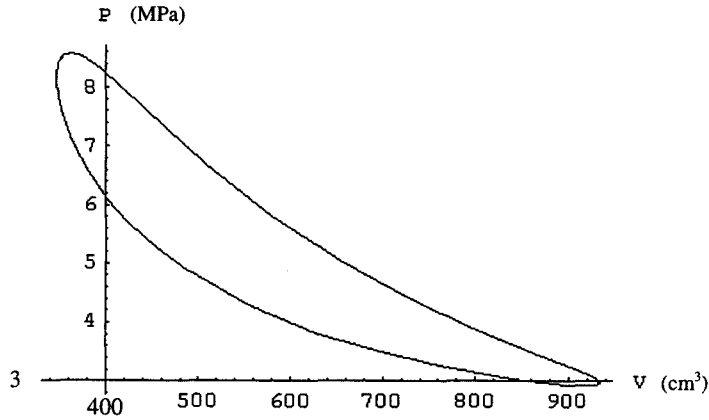
denklemini (Bkz. Eş. 4.5) birlikte kullanılarak motor basınç dağılımının krank dönüş açısına göre değişimini veren ifade hesaplanmıştır. Bu işlemler sonucu elde edilen hacim ve basınç değişimi ifadeleri Eş. 4.6 ,Eş. 4.7 ve Eş. 4.8' de yerlerine yazılarak motor performans değerleri elde edilmiştir. Bu işlemlerin yapılabilmesi için MATHEMATICA teknik programlama dili kullanılarak hazırlanan bir bilgisayar programı (Ek 1) kullanılmıştır. Bu analizler neticesinde aşağıda gösterilen basınç, hacim dağılımları elde edilmiştir.



Şekil 5.1. İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Basıncın Krank Açısı ile Değişimi



Şekil 5.2. İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Hacmin Krank Açısı ile Değişimi



Şekil 5.3. İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Basıncın Hacim ile Değişimi

Bu analizler sonucunda elde edilen motor gücü değeri Stirling motorunda ideal olarak belirlenen güç değeridir. Ancak motordaki kayıplar nedeniyle bu değere ulaşamaz.

Yapılan bu analiz sonucunda aşağıdaki performans değerleri elde edilmiştir.

Genişleme bölgesinde sisteme verilmesi gereken ısı veya genişleme pistonundan elde edilen güç: $\dot{W}_e = 24,22 \text{ (kW)}$

Sistemden çekilmesi gereken ısı veya sıkıştırma pistonuna verilmesi gereken güç: $\dot{W}_c = -11,26 \text{ (kW)}$

Toplam güç:

$$\dot{W} = 12,95 \text{ (kW)}$$

5.1.3. Üç pistonlu Stirling motoru

Bu motorun analizinde genişleme ve sıkıştırma hacimleri için, iki pistonlu klasik Stirling motorunun analizinde kullanılan sıcaklık oranı, ortalama etkin basınç ve motor devir sayısı değerleri kullanılmıştır. Üçüncü pistonun frekansı ise diğer piston frekanslarının iki katı seçilmiştir. Tasarlanan bu motorun hacim oranları ise toplam motor anma hacmi, performans değerleri verilen Stirling motorunun toplam anma hacmine eşit olacak şekilde seçilmiştir. Buna göre;

$$T_h = 400^{\circ}C, T_k = 40^{\circ}C,$$

$$V_{sea} = 400 \text{ cm}^3,$$

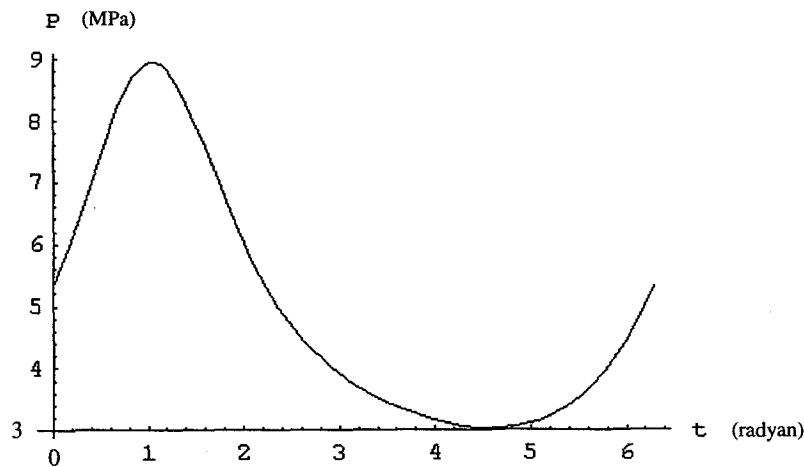
$$X_{se} = 0,7, X_{de} = 0,14, X_{sc} = 1, X_{dc} = 0,2, X_r = 0,2, X_{sp} = 0,3, X_{dp} = 0,06,$$

$$t_3 = \pi/2,$$

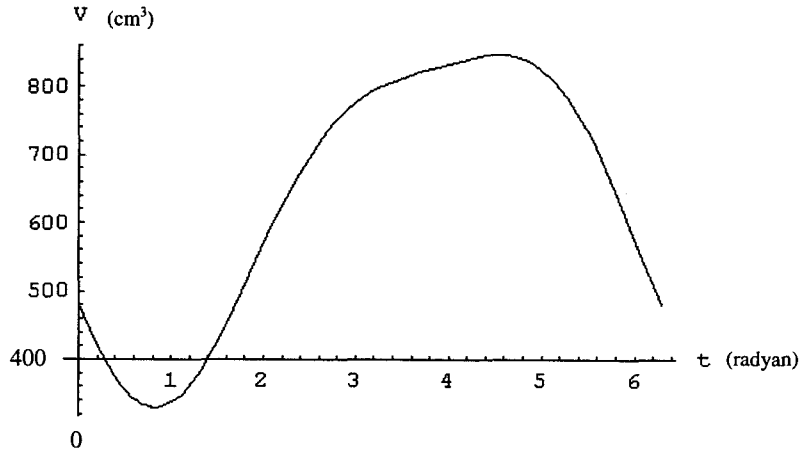
$$P_{ort} = 5 \text{ MPa},$$

$$f = 1000 \text{ dev/dak}, f_2 = 2000 \text{ dev/dak}$$

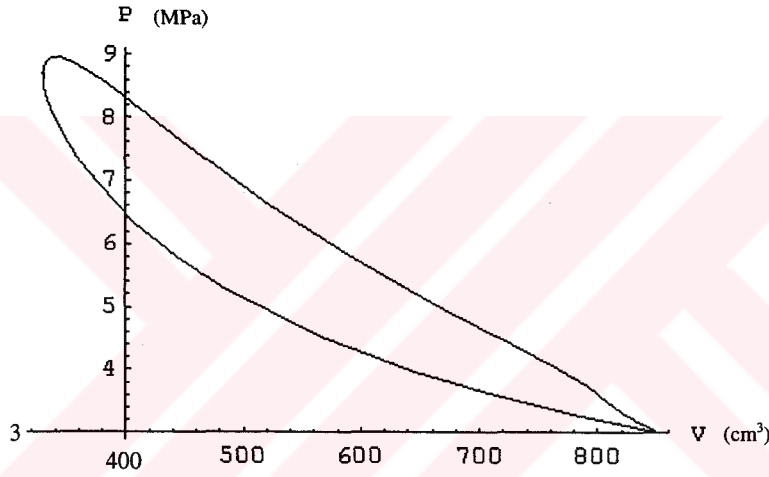
Yapılan analizlerde üç pistonlu klasik Stirling motoru hacim değişimi ifadeleri (Bkz. Eş. 4.17-Eş. 4.20) boyutsuz ifadeler (Bkz. Eş. 5.1-Eş. 5.8) kullanılarak düzenlenmiştir. Bu hacim değişimleri, basınç denklemi (Bkz. Eş. 4.11) ve ortalama etkin basınç denklemi (Bkz. Eş. 4.12) birlikte kullanılarak motor basınç dağılımının krank dönüş açısına göre değişimini veren ifade hesaplanmıştır. Bu işlemler sonucu elde edilen hacim ve basınç değişimi ifadeleri Eş. 4.13 ,Eş. 4.14, Eş. 4.15 ve Eş. 4.16' da yerlerine yazılarak motor performans değerleri elde edilmiştir. Bu işlemlerin yapılabilmesi için MATHEMATICA teknik programlama dili kullanılarak hazırlanan bir bilgisayar programı (Ek 2) kullanılmıştır. Bu analizler neticesinde aşağıda gösterilen basınç, hacim dağılımları elde edilmiştir.



Şekil 5.4. Üç Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Basıncın Krank Açısı ile Değişimi



Şekil 5.5. Üç Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Hacmin Krank Açısı ile Değişimi



Şekil 5.6. Üç Pistonlu Klasik Stirling Motoru için Basıncın Hacim ile Değişimi

Bu analizler sonucunda elde edilen motor gücü değeri Stirling motorunda ideal olarak belirlenen güç değeridir. Ancak motordaki kayıplar nedeniyle bu değere ulaşamaz.

Yapılan bu analiz sonucunda aşağıdaki güç değerleri elde edilmiştir.

Birinci genişleme bölgesinde sisteme verilmesi gereken ısı veya genişleme pistonundan elde edilen güç: $\dot{W}_e = 17,30 (kW)$

Birinci genişleme bölgesinde sisteme verilmesi gereken ısı veya ikinci genişleme pistonundan elde edilen güç: $\dot{W}_{e2} = 5,99 (kW)$

Sistemden çekilmesi gereken ısı veya sıkıştırma pistonuna verilmesi gereken güç:

$$\dot{W}_c = -9,44 \text{ (kW)}$$

Toplam güç:

$$\dot{W} = 13,86 \text{ (kW)}$$

Yukarıdaki sonuçlar incelendiğinde motor toplam hacmi aynı kalmasına rağmen üç pistonlu Stirling motoru için elde edilen toplam güç değerinin iki pistonlu Stirling motoruna göre yüksek olduğu görülmektedir. Bunun yanısıra üçüncü pistonun ilavesi ile sisteme verilmesi gereken ısı miktarının ve sistemden çekilmesi gereken ısı miktarının azaldığı dikkati çekmektedir. Bunun nedeni farklı devir sayısında çalışan üçüncü pistonun, hacim değişimini düzenlemesi ve bunun sonucunda basınç değişiminin azalmasıdır.

Basınç-hacim değişiminin düzenlenebilmesi için üçüncü piston faz açısının ve motor içi hacim oranlarının motor performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesi gerekmektedir.

Üçüncü piston faz açısı bu pistonun genişleme pistonu ile arasındaki faz farkını belirtmektedir ve çevrimin performansının belirlenmesinde çok önemli bir yer tutmaktadır. Analizlerde çalışma sıcaklıkları, hacim oranları ve piston devir sayıları sabit tutulmuştur.

Buna göre;

$$T_h = 400^\circ\text{C}, T_k = 40^\circ\text{C},$$

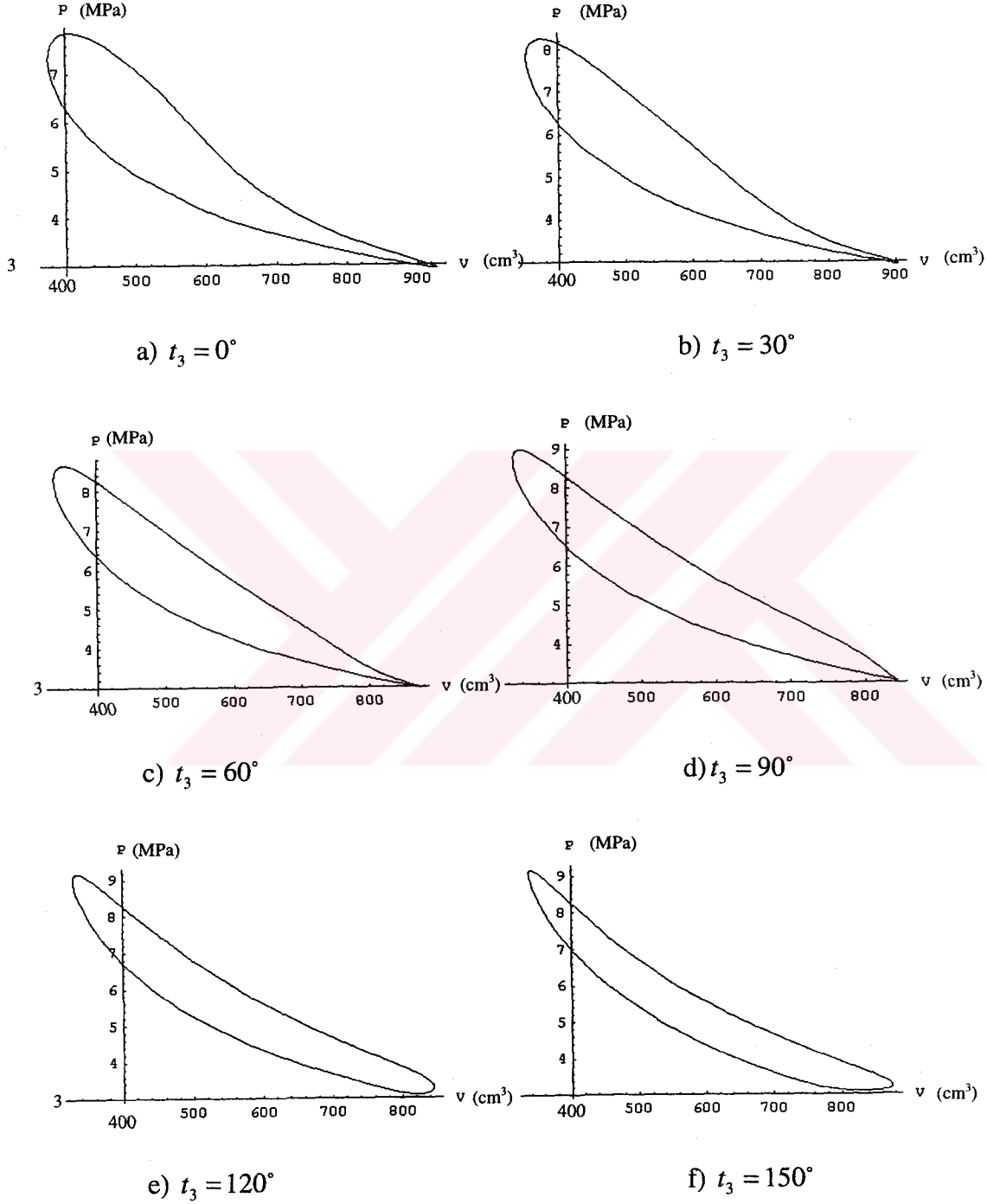
$$V_{sea} = 400 \text{ cm}^3,$$

$$X_{se} = 0,7, X_{de} = 0,14, X_{sc} = 1, X_{dc} = 0,2, X_r = 0,2, X_{sp} = 0,3, X_{dp} = 0,06,$$

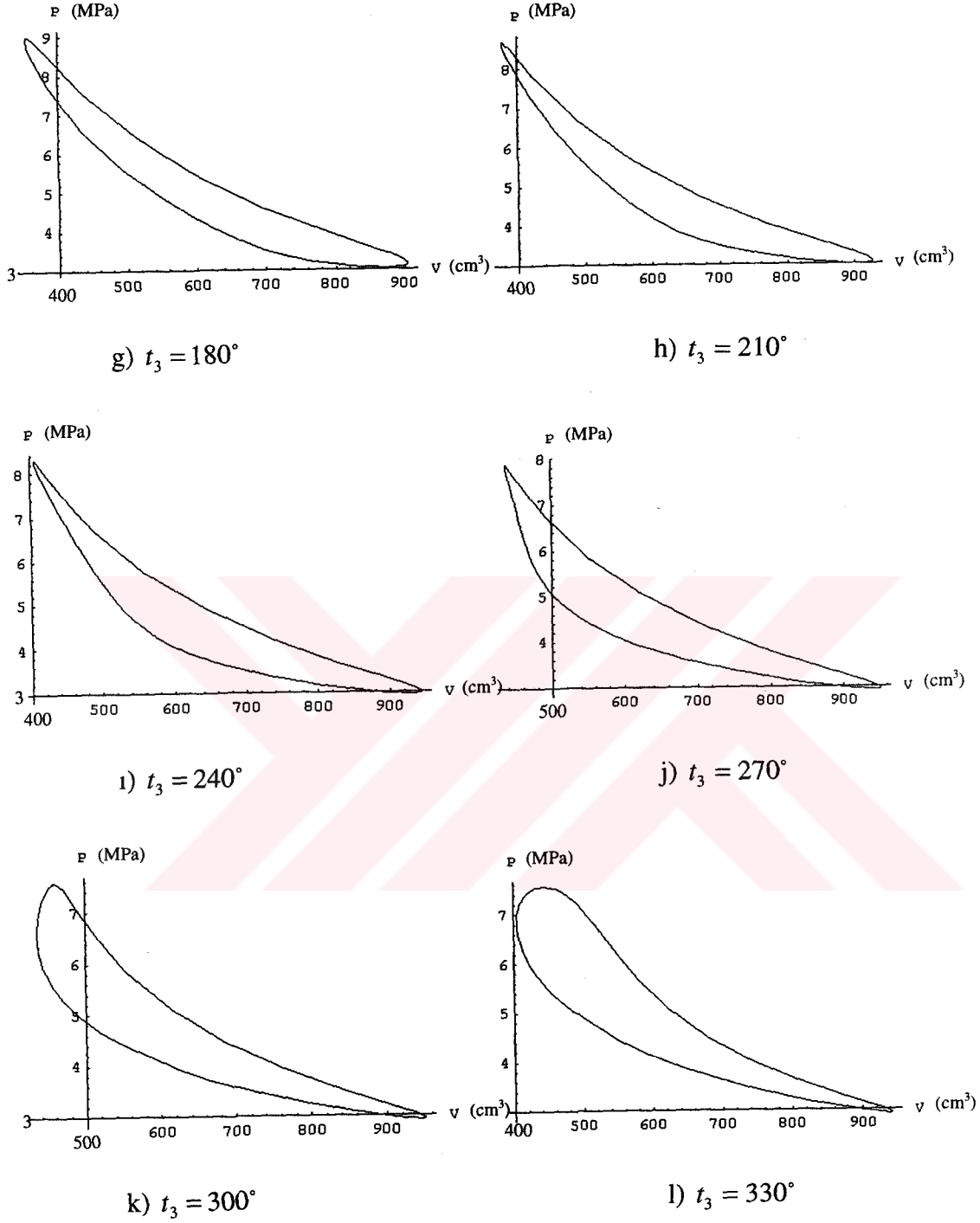
$$P_{ort} = 5 \text{ MPa},$$

$$f = 1000 \text{ dev/dak}, f_2 = 2000 \text{ dev/dak}$$

Üçüncü piston faz açısı değiştirilerek oluşan sistemler için basınç-hacim değişimleri Şekil 5.7' de gösterilmiştir.

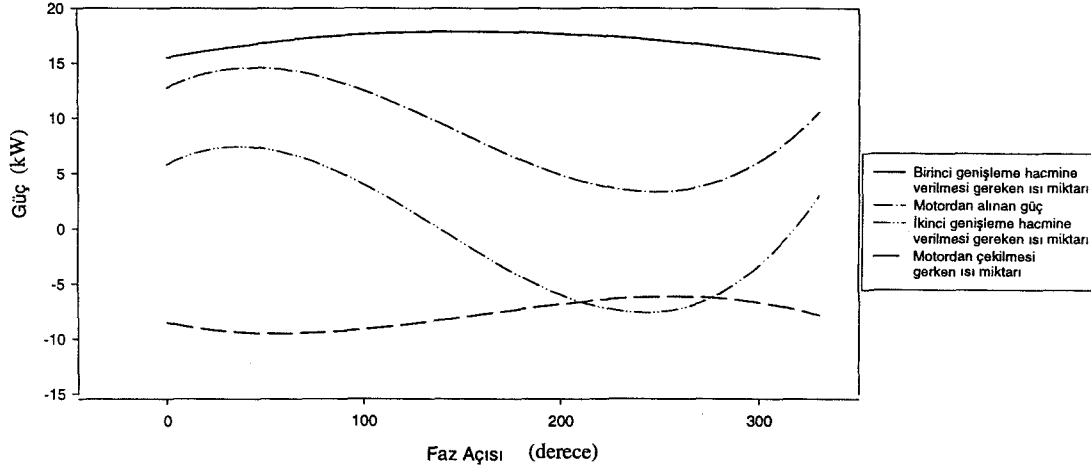


Şekil 5.7. Değişik Üçüncü Piston Faz Açısında Motor Basınç-Hacim Diyagramları



Şekil 5.7. Değişik Üçüncü Piston Faz Açısında Motor Basıç-Hacim Diyagramları
(Devam)

Üçüncü piston faz açısı değiştirilerek oluşan sistemler için performans eğrileri Şekil 5.8' de gösterilmiştir.



Şekil 5.8. Değişik Üçüncü Piston Faz Açısında Motor Performans Eğrileri

Yukarıdaki grafikler incelendiğinde faz açısı 60° - 90° arasında olduğunda motor gücü en üst düzeydedir. Bunun yanısıra 90° faz açısına sahip motorlarda basınç-hacim diyagramları ideale yakındır. Bu nedenle diğer analizlerde faz açısı 90° alınarak boyutlar incelenecektir.

Sistem performansının belirlenmesindeki bir başka önemli faktör ise üçüncü piston (ikinci genişleme bölgesi) süpürme hacmi oranıdır. Bu oranın etkisini incelemek için aşağıdaki büyüklükler verilen değerlerde sabit tutulmuştur.

$$T_h = 400^{\circ}C, T_k = 40^{\circ}C,$$

$$V_{sea} = 400 \text{ cm}^3,$$

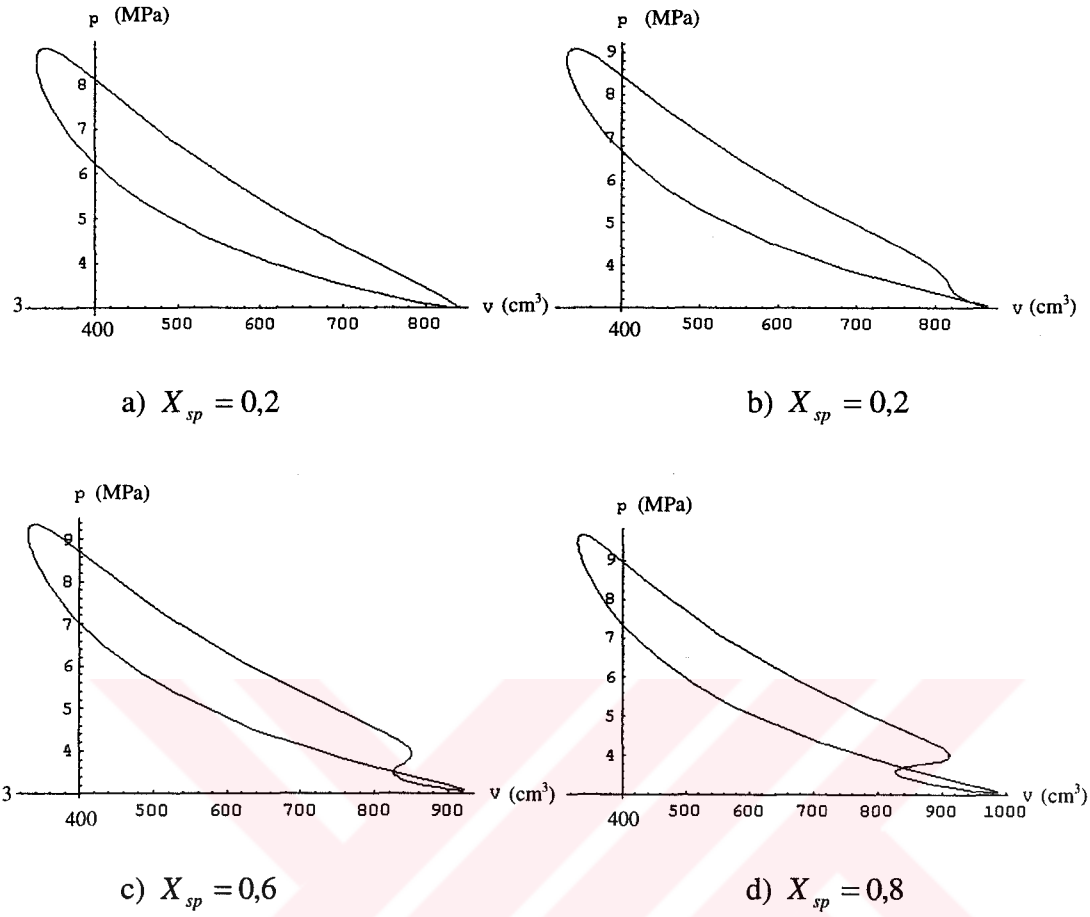
$$X_{se} = 0,7, X_{de} = 0,14, X_{sc} = 1, X_{dc} = 0,2, X_r = 0,2, X_{dp} = 0,06,$$

$$t_3 = \pi/2,$$

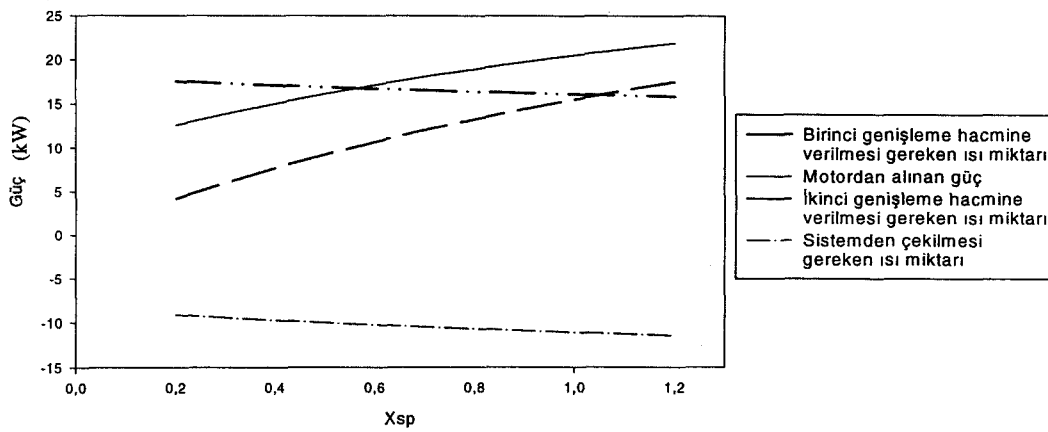
$$P_{ort} = 5 \text{ MPa},$$

$$f = 1000 \text{ dev/dak}, f_2 = 2000 \text{ dev/dak}$$

Yapılan analizler sonucunda sistem için aşağıda verilen basınç hacim diyagramları (Şekil 5.9) ile motor performans eğrileri (Şekil 5.10) elde edilmiştir.



Şekil 5.9. Üçüncü Piston Süpürme Hacmi Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları



Şekil 5.10. Üçüncü Piston Süpürme Hacmi Oranları için Motor Performans Eğrileri

Şekillerde de görüldüğü gibi ikinci genişleme bölgesi süpürme hacmi oranının artması genişleme bölgesinde sisteme verilmesi gereken ısı miktarını azaltırken, üçüncü piston verilmesi gereken ısı miktarı ile sistemden çekilmesi gereken ısı miktarını arttırmaktadır. Bununla beraber sistemin ürettiği güçte artmaktadır. Ancak bu oranın artması basınç-hacim değişiminin bozulmasına ve idealden uzaklaşmasına neden olmaktadır.

Üçüncü piston ölü hacim oranının değişmesi ise motor performansını etkileyen bir diğer faktördür. Bu oranın motor performansı üzerindeki etkisinin incelenebilmesi için aşağıda belirtilen sabit parametreler kullanılmıştır.

$$T_h = 400^{\circ}C, T_k = 40^{\circ}C,$$

$$V_{sea} = 400 \text{ cm}^3,$$

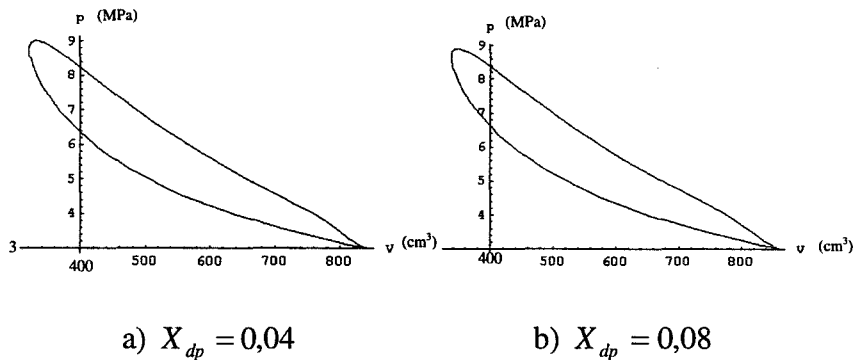
$$X_{se} = 0,7, X_{de} = 0,14, X_{sc} = 1, X_{dc} = 0,2, X_r = 0,2, X_{sp} = 0,3,$$

$$t_3 = \pi/2,$$

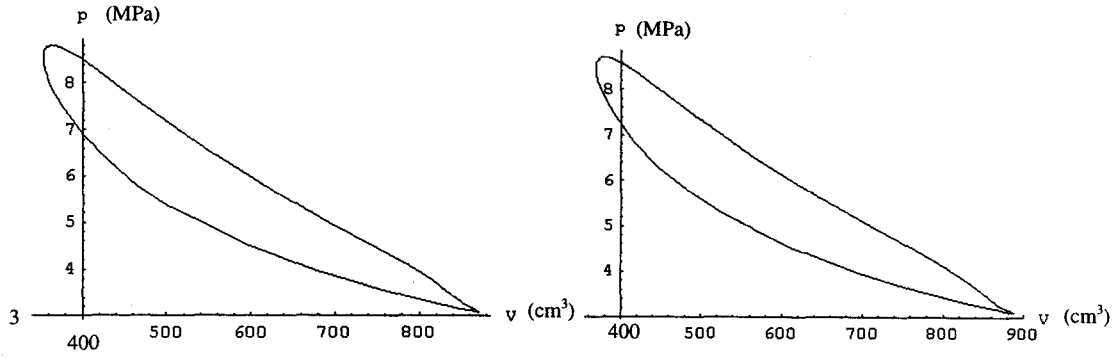
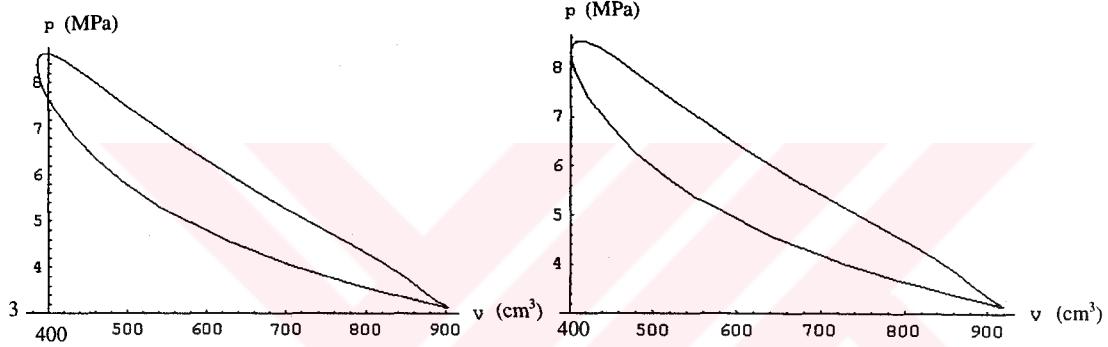
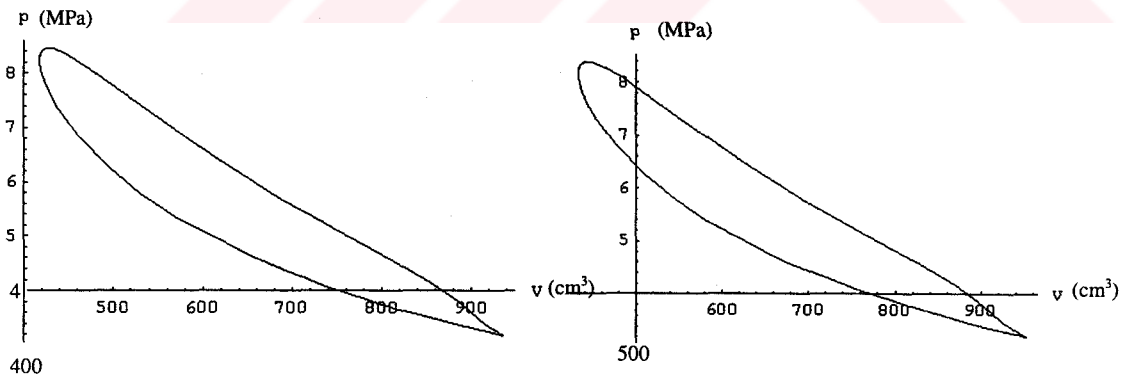
$$P_{ort} = 5 \text{ MPa},$$

$$f = 1000 \text{ dev/dak}, f_2 = 2000 \text{ dev/dak}$$

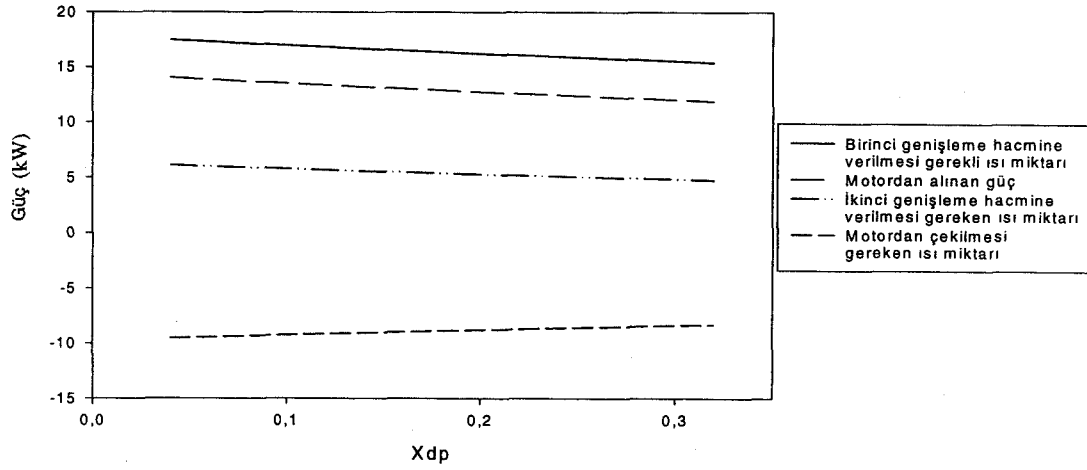
Yapılan analizler neticesinde basınç-hacim diyagramları (Şekil 5.11) ile performans eğrileri (Şekil 5.12) elde edilmiştir.



Şekil 5.11. Üçüncü Piston Ölü Hacim Oranları için Motor Basınç-Hacim Diyagramları

c) $X_{dp} = 0,12$ d) $X_{dp} = 0,16$ e) $X_{dp} = 0,20$ f) $X_{dp} = 0,24$ g) $X_{dp} = 0,28$ h) $X_{dp} = 0,32$

Şekil 5.11. Üçüncü Piston Ölü Hacim Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları
(Devam)



Şekil 5.12. Üçüncü Piston Ölü Hacim Oranları için Motor Performans Eğrileri

Şekillerde de görüldüğü gibi üçüncü piston ölü hacim oranının artması motor basın-hacim değişimini çok etkilememektedir. Buna karşın bu artış birinci genişleme hacmine ve ikinci genişleme hacmine verilmesi gereken ısı miktarını azaltmakta ve motordan çekilmesi gereken ısı miktarını arttırmaktadır. Bu nedenle motordan alınan güç düşmektedir.

Motordan alınan gücü etkileyen bir diğer hacim oranı ise genişleme pistonu süpürme hacim oranıdır. Analizlerde aşağıda belirtilen parametreler sabit tutulmuştur.

$$T_h = 400^{\circ}C, T_k = 40^{\circ}C,$$

$$V_{sea} = 400 \text{ cm}^3,$$

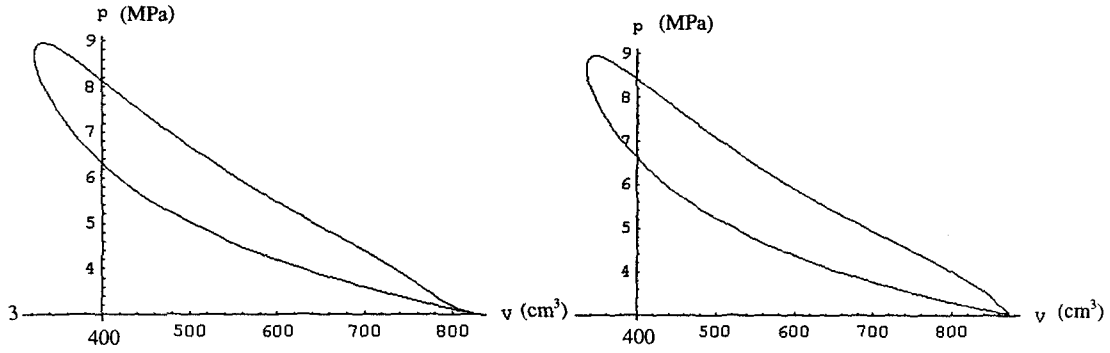
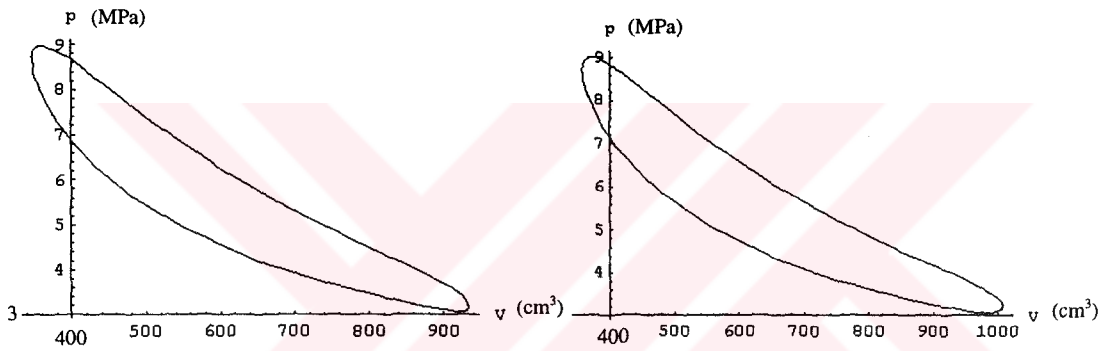
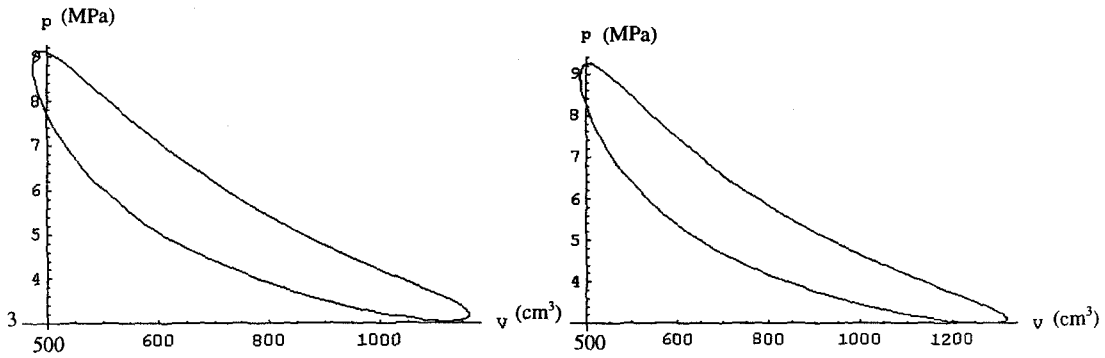
$$X_{de} = 0,14, X_{sc} = 1, X_{dc} = 0,2, X_r = 0,2, X_{sp} = 0,3, X_{dp} = 0,06,$$

$$t_3 = \pi/2,$$

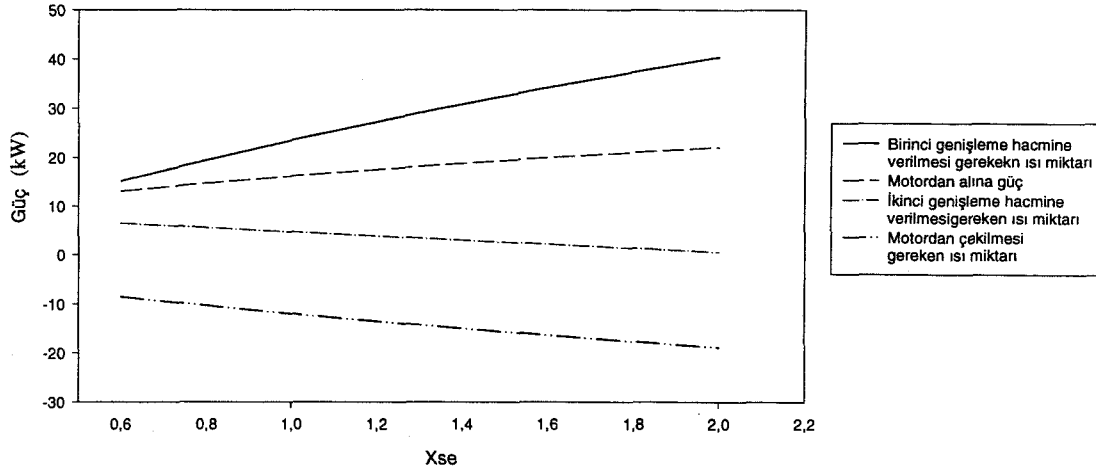
$$P_{ort} = 5 \text{ MPa},$$

$$f = 1000 \text{ dev/dak}, f_2 = 2000 \text{ dev/dak}$$

Yapılan analizler neticesinde aşağıdaki basınç-hacim diyagramları (Şekil 5.13) ile performans eğrileri (Şekil 5.14) elde edilmiştir.

a) $X_{se} = 0,6$ b) $X_{se} = 0,8$ c) $X_{se} = 1,0$ d) $X_{se} = 1,2$ e) $X_{se} = 1,6$ f) $X_{se} = 2,0$

Şekil 5.13. Genişleme Pistonu Süpürme Hacmi Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları



Şekil 5.14. Genişleme Pistonu Süpürme Hacmi Oranları için Motor Performans Eğrileri

Şekillerde de görüldüğü gibi genişleme pistonu hacim oranının artırılması genişleme hacmine verilmesi gereken ısı miktarının artmasına ve ikinci genişleme hacmine verilmesi gereken ısı miktarı ile motordan çekilmesi gereken ısı miktarının azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle motordan alınan güç artmaktadır. Buna karşın basınç-hacim diyagramları incelendiğinde X_{se} nin 1 civarında olduğu durum için basınç-hacim değişiminin ideale yakınlığı ve bu oran arttıkça değişimin idealden uzaklaştığı görülmektedir.

Genişleme pistonu ölü hacminin motor performansı üzerindeki etkisinin incelenebilmesi için ise aşağıdaki parametreler sabit tutularak analizler yapılmıştır.

$$T_h = 400^{\circ}C, T_k = 40^{\circ}C,$$

$$V_{sea} = 400 \text{ cm}^3,$$

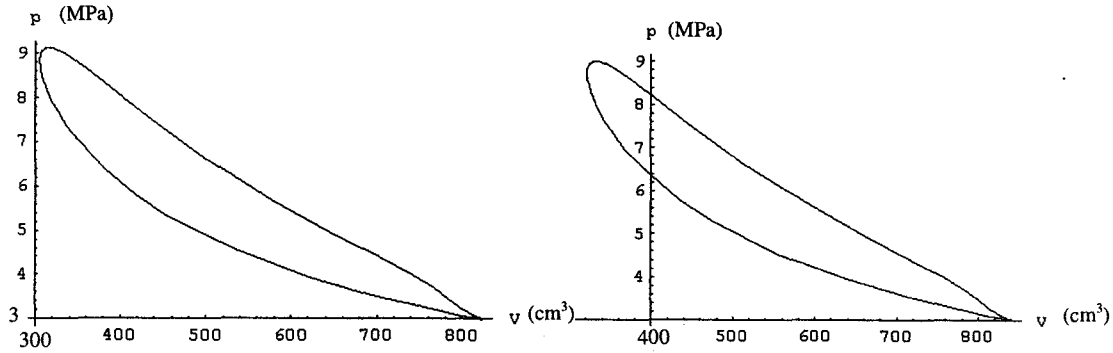
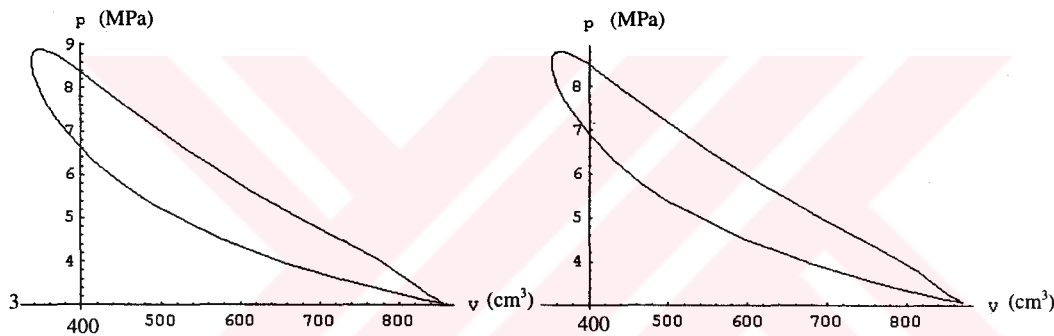
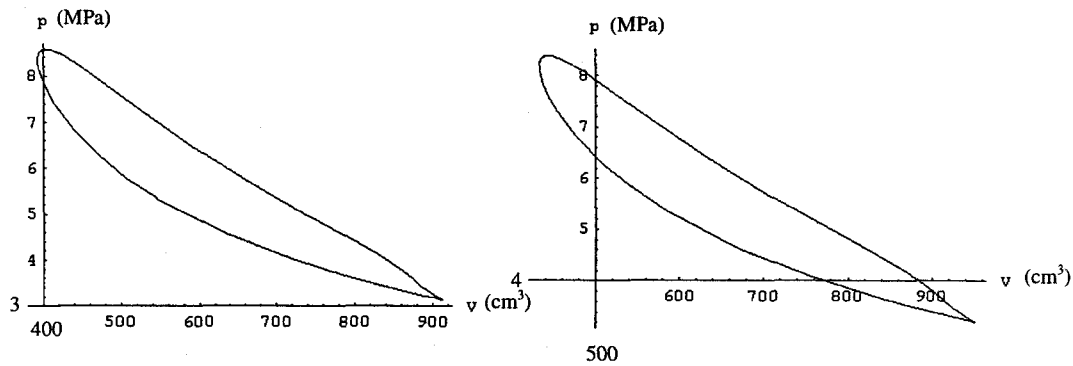
$$X_{se} = 0,7, X_{sc} = 1, X_{dc} = 0,2, X_r = 0,2, X_{sp} = 0,3, X_{dp} = 0,06,$$

$$t_3 = \pi/2,$$

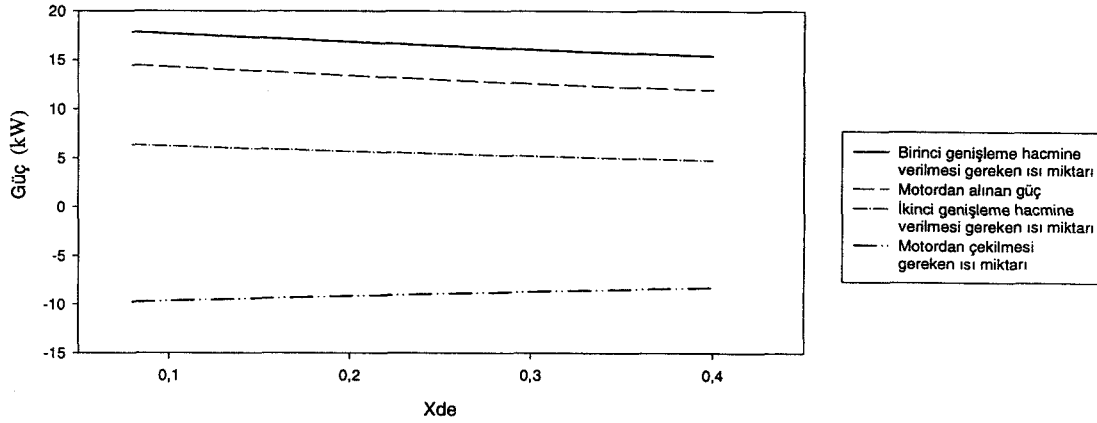
$$P_{ort} = 5 \text{ MPa},$$

$$f = 1000 \text{ dev/dak}, f_2 = 2000 \text{ dev/dak}$$

Yapılan analizler neticesinde aşağıdaki basınç-hacim diyagramları (Şekil 5.15) ile performans eğrileri (Şekil 5.16) elde edilmiştir.

a) $X_{de} = 0,08$ b) $X_{de} = 0,12$ c) $X_{de} = 0,16$ d) $X_{de} = 0,20$ e) $X_{de} = 0,3$ f) $X_{de} = 0,4$

Şekil 5.15. Genişleme Pistonu Ölü Hacim Oranları için Motor Basınç-Hacim Diyagramları



Şekil 5.16. Genişleme Pistonu Ölü Hacim Oranları için Motor Performans Eğrileri

Şekillerde de görüldüğü gibi genişleme pistonu ölü hacim oranının artması basınç-hacim değişimlerinde çok etkili olamamaktadır. Ancak bu oranın artması ile motora verilmesi gereken ısı miktarları azalmaktadır. Bunun yanısıra motordan çekilmesi gereken ısı miktarı artmaktadır. Dolayısıyla motordan alınan güç azalmaktadır.

Soğutma işleminin gerçekleştiği pistonun süpürme hacmi oranının motor performansı üzerindeki etkisinin belirlenmesi için ise aşağıdaki parametreler kullanılmıştır.

$$T_h = 400^{\circ}C, T_k = 40^{\circ}C,$$

$$V_{sea} = 400 \text{ cm}^3,$$

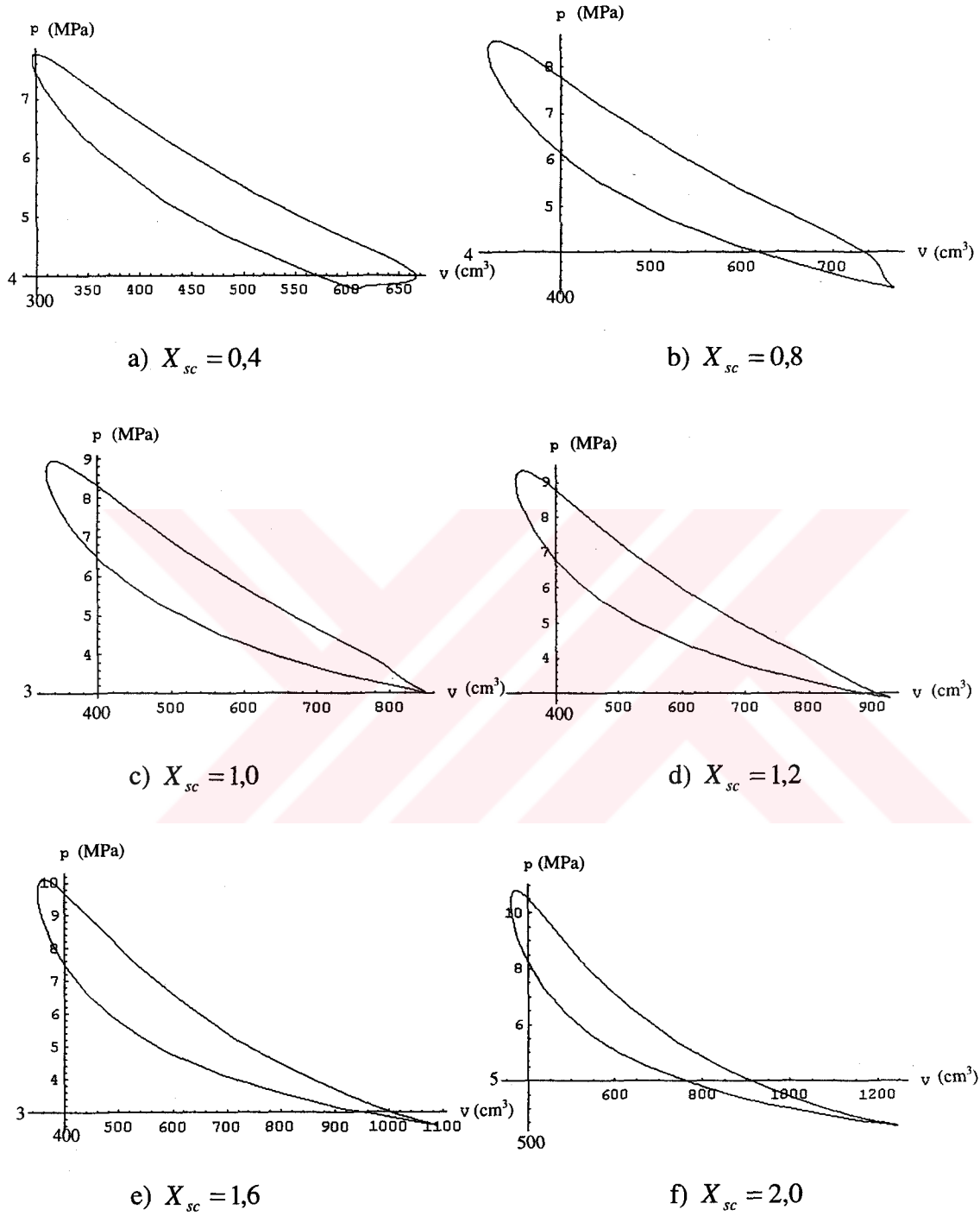
$$X_{se} = 0,7, X_{de} = 0,14, X_{dc} = 0,2, X_r = 0,2, X_{sp} = 0,3, X_{dp} = 0,06,$$

$$t_3 = \pi/2,$$

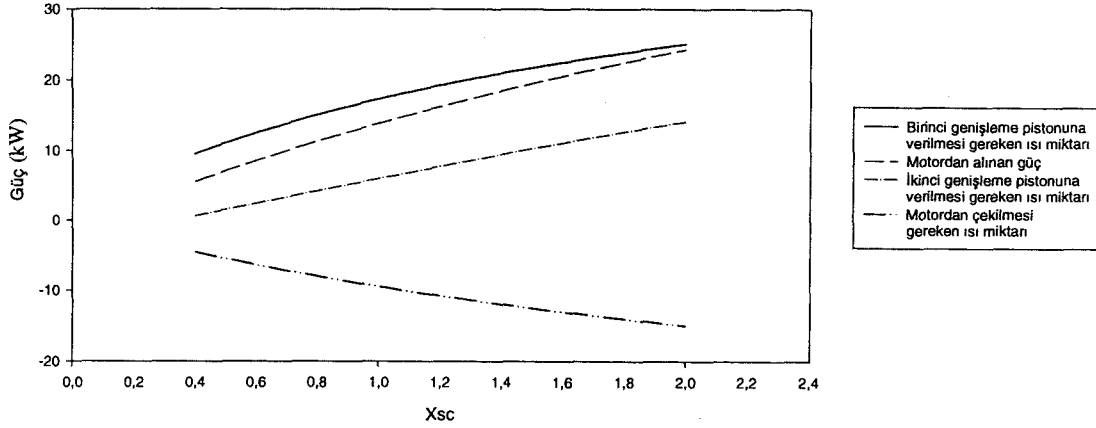
$$P_{ort} = 5 \text{ MPa},$$

$$f = 1000 \text{ dev/dak}, f_2 = 2000 \text{ dev/dak}$$

Yapılan analizler neticesinde aşağıda gösterilen basınç-hacim diyagramları (Şekil 5.17) ile performans eğrileri (Şekil 5.18) elde edilmiştir.



Şekil 5.17. Sıkıştırma Pistonu Süpürme Hacmi Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları



Şekil 5.18. Sıkıştırma Pistonu Süpürme Hacmi Oranları için Motor Performans Eğrileri

Şekillerde de görüldüğü gibi sıkıştırma pistonu süpürme hacmi oranının artırılması ile genişleme hacimlerinde motora verilmesi gereken ısı miktarı artarken motordan çekilmesi gereken ısı miktarı azalmaktadır. Bu nedenle motordan alınan güç artmaktadır. Buna karşın süpürme hacim oranındaki artış basınç-hacim değişiminin idealden uzaklaşmasına neden olmaktadır.

Sıkıştırma pistonu ölü hacim oranındaki değişimin sistem performansı üzerindeki etkisinin incelenmesi için aşağıdaki parametreler kullanılmıştır.

$$T_h = 400^{\circ}\text{C}, T_k = 40^{\circ}\text{C},$$

$$V_{sea} = 400 \text{ cm}^3,$$

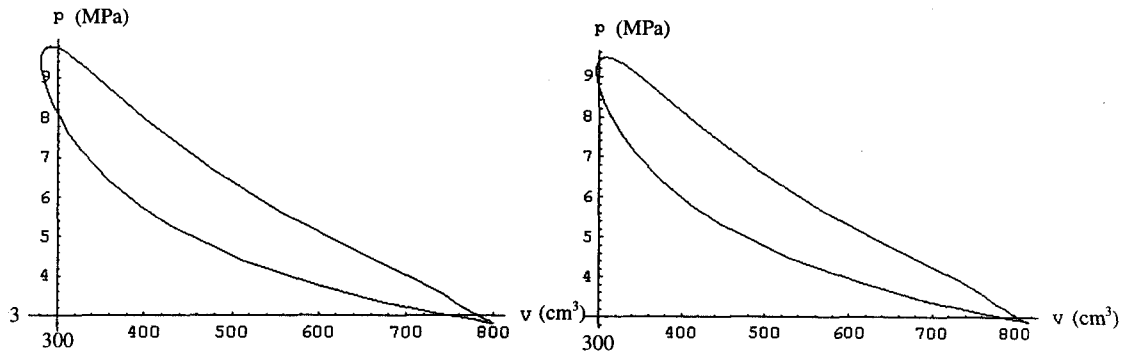
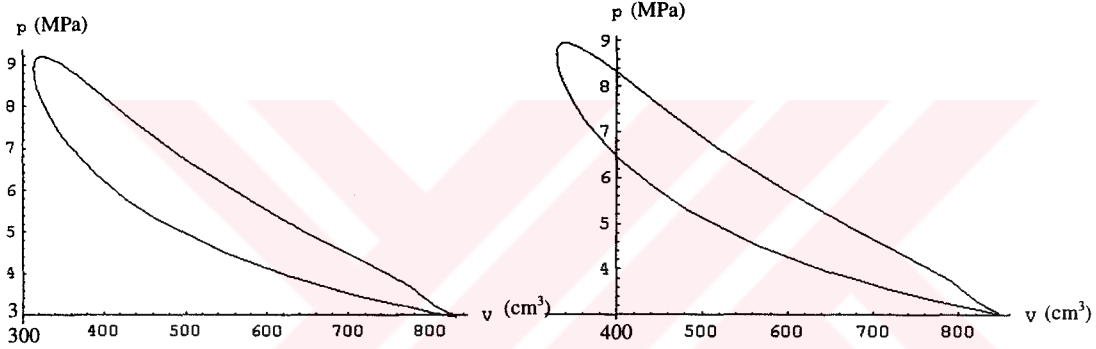
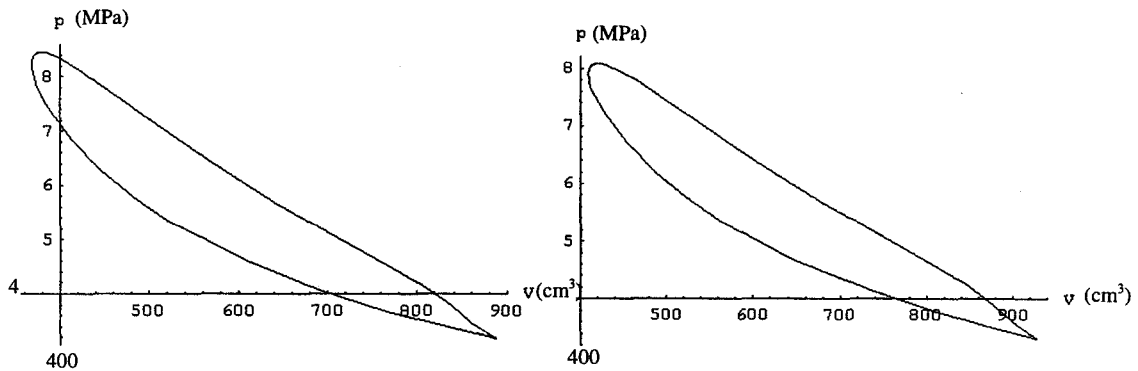
$$X_{se} = 0,7, X_{de} = 0,14, X_{sc} = 1, X_r = 0,2, X_{sp} = 0,3, X_{dp} = 0,06,$$

$$t_3 = \pi/2,$$

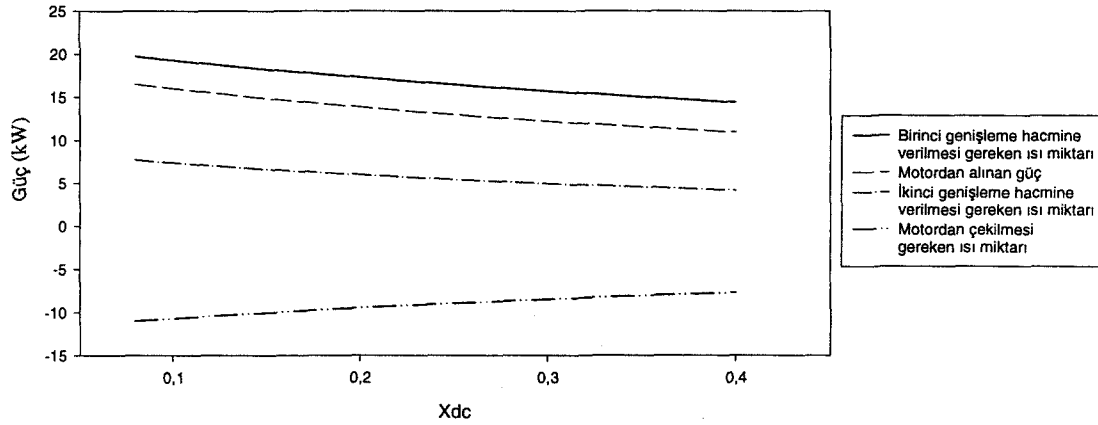
$$P_{ori} = 5 \text{ MPa},$$

$$f = 1000 \text{ dev/dak}, f_2 = 2000 \text{ dev/dak}$$

Yapılan analizler neticesinde aşağıda gösterilen basınç-hacim diyagramları (Şekil 5.19) ile performans eğrileri (Şekil 5.20) elde edilmiştir.

a) $X_{dc} = 0,08$ b) $X_{dc} = 0,12$ c) $X_{dc} = 0,16$ d) $X_{dc} = 0,20$ e) $X_{dc} = 0,30$ f) $X_{dc} = 0,40$

Şekil 5.19. Sıkıştırma Pistonu Ölü Hacim Oranları için Motor Basıç-Hacim Diyagramları



Şekil 5.20. Sıkıştırma Pistonu Ölü Hacim Oranları için Motor Performans Eğrileri

Şekillerde de görüldüğü gibi sıkıştırma pistonu ölü hacim oranının artırılması motor basınç-hacim değişimini çok fazla miktarda etkilememektedir. Buna karşın bu oranın artırılması ile genişleme hacimlerine verilmesi gereken ısı miktarı azalmakta, motordan çekilmesi gereken ısı miktarı ise artmaktadır. Bu nedenle motordan alınan güç azalmaktadır.

Tasarlanan üç pistonlu Stirling motorunda kullanılan rejeneratörün motor performansı üzerindeki etkisini incelemek için aşağıda belirtilen parametreler kullanılmıştır.

$$T_h = 400^{\circ}C, T_k = 40^{\circ}C,$$

$$V_{sea} = 400 \text{ cm}^3,$$

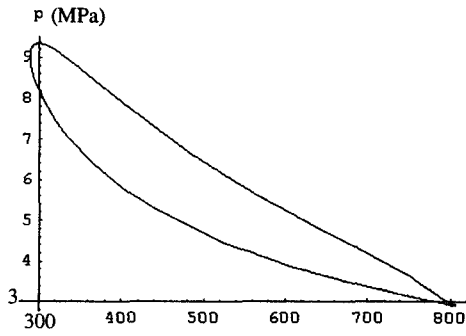
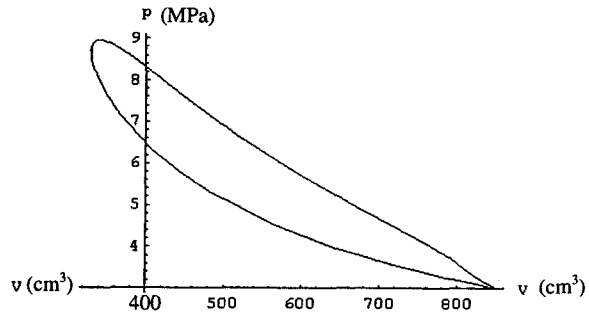
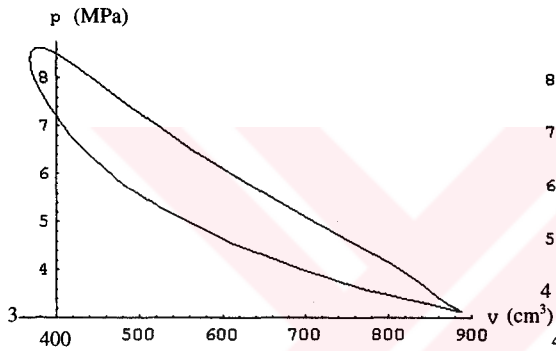
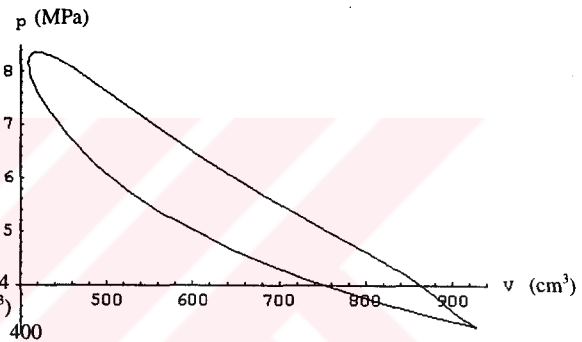
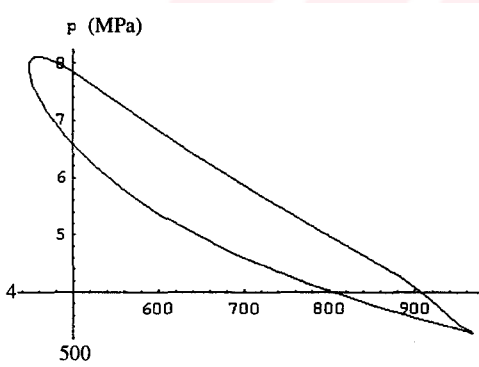
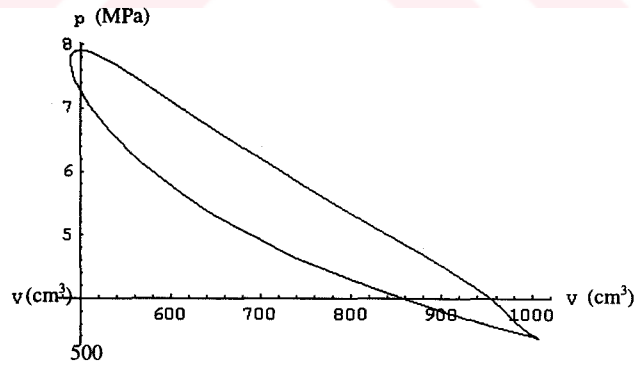
$$X_{se} = 0,7, X_{de} = 0,14, X_{sc} = 1, X_{dc} = 0,2, X_{sp} = 0,3, X_{dp} = 0,06,$$

$$t_3 = \pi/2,$$

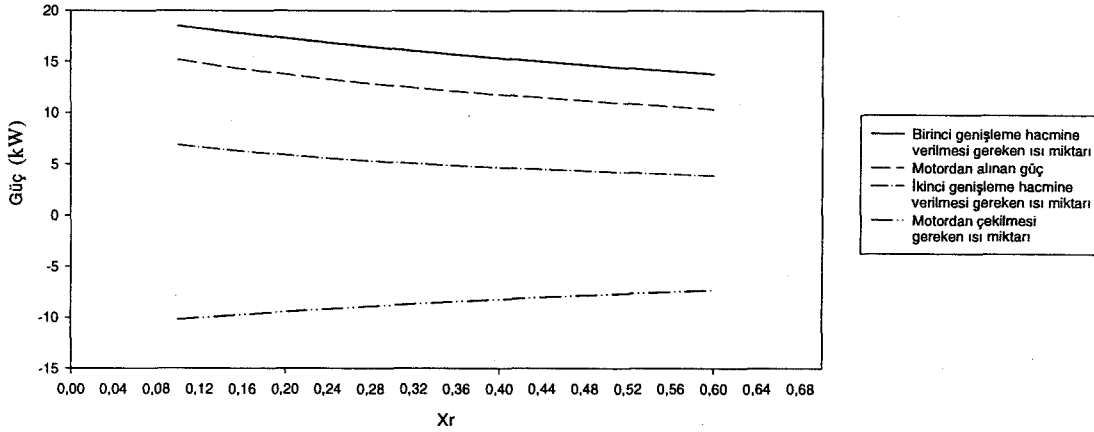
$$P_{ort} = 5 \text{ MPa},$$

$$f = 1000 \text{ dev/dak}, f_2 = 2000 \text{ dev/dak}$$

Yapılan analizler neticesinde aşağıda gösterilen basınç-hacim diyagramları (Şekil 5.21) ile performans eğrileri (Şekil 5.22) elde edilmiştir.

a) $X_r = 0,10$ b) $X_r = 0,20$ c) $X_r = 0,30$ d) $X_r = 0,40$ e) $X_r = 0,50$ f) $X_r = 0,60$

Şekil 5.21. Rejeneratör Hacim Oranları için Motor Basınç-Hacim Diyagramları



Şekil 5.22. Rejeneratör Hacim Oranları için Motor Performans Eğrileri

Şekillerde de görüldüğü gibi rejeneratör hacim oranının artırılması motor basınç-hacim değişimini çok fazla miktarda etkilememektedir. Buna karşın bu oranın artırılması ile genişleme hacimlerine verilmesi gereken ısı miktarı azalmakta, motordan çekilmesi gereken ısı miktarı ise artmaktadır. Bu nedenle motordan alınan güç azalmaktadır.

5.2. Kollektör Performans Analizleri

Kollektör boyutlarının belirlenmesinde güneş akısı verileri çok büyük önem arz etmektedir. Güneş akısı verilerine dayanılarak yapılan optik hesaplar neticesinde kollektör yansıtıcı yüzeyinin şekli ve boyutları belirlenebilmektedir. Kollektör yüzey şekli ve boyutları belirlendikten sonra ise yapılan ısıl hesaplar ile kollektör kullanılabilir ısı kazancı, verimi ve çıkış sıcaklığı bulunabilir.

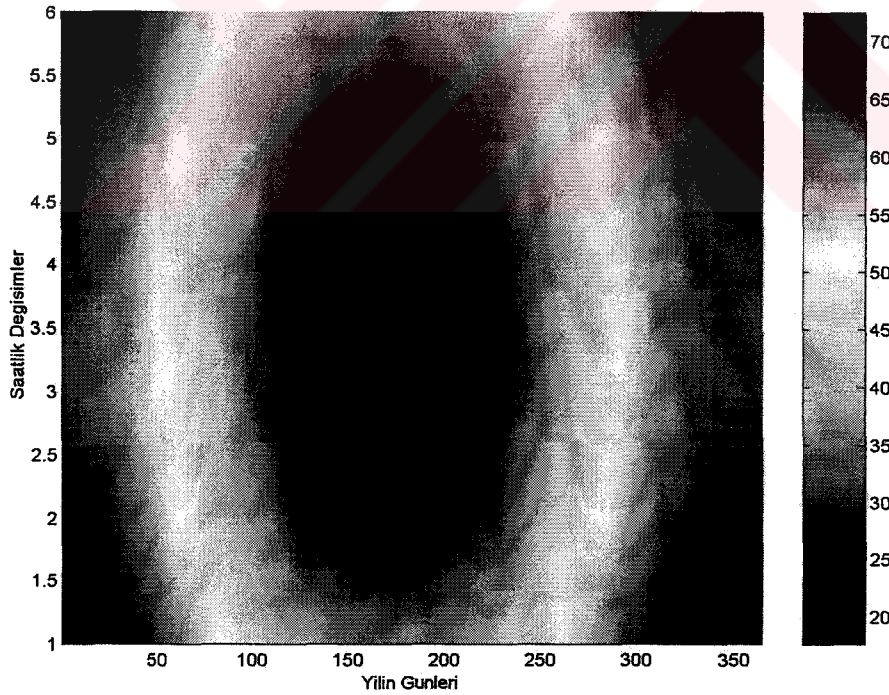
5.2.1. Güneş akısı verilerinin tesbiti

Bu çalışmada tasarlanan sistemin Ankara şartlarında çalışması planlanmıştır. Güneş radyasyonu miktarının tesbiti için Ankaranın coğrafik özellikleri ile ASHRAE modeli kullanılmıştır. (Bakınız Bölüm 4.2.1) MATLAB teknik programlama dili kullanılarak hazırlanan bir bilgisayar programı (Ek 3) ile yapılan analizler neticesinde güneş akısı açısı ve güneş radyasyonu miktarı için aşağıda gösterilen dağılımlar elde edilmiştir.

Güneş akısının geliş açısı, kollektörün yön ve açısına bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada tasarlanan kollektör yatay ve optik eksenini doğu-batı doğrultusunda olacak şekilde konumlandırılmaktadır (Bkz. Bölüm 3.1.2). Bu nedenle eğim açısı (β) ve azimut açısı (γ) sıfır derece olmaktadır. Bu durumda geliş açısı zirve açısına eşit olmaktadır.

Zirve açısının tesbit edilebilmesi için Ankaranın enlemi, sapma açısı ve saat açısı değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Ankara $39^{\circ}57'$ enleminde bulunmaktadır. Sapma açısının tesbiti için Eşitlik 4.21 kullanılmaktadır. Saat açısı ise güneş akısı miktarının hesaplanmasının istendiği saatler arasında belirlenmiştir. Bu çalışmada 9:00 ile 15:00 saatleri arasındaki güneş akısı değerleri hesaplanmıştır.

Yapılan analizler neticesinde belirlenen zirve açısı değerleri Şekil 5.23' de gösterilmiştir.



Şekil 5.23. Zirve Açısının Günlere ve Saatlere Göre Değişimi

Şekilde;

Renk dağılımını gösteren diyagram üzerindeki değerler derece olarak zirve açısı değerleridir.

Yılın günleri olarak adlandırılan eksenin değerleri Çizelge 5.1 'de açıklanmıştır.

Çizelge 5.1. Yılın Günlerinin Karşılık Geldiği Aylar

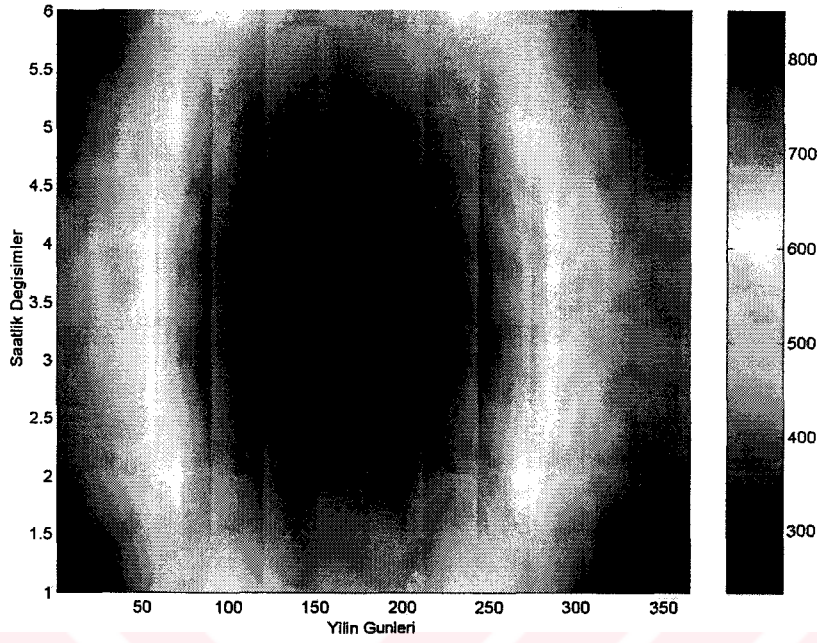
Yılın Günleri	Ay	Yılın Günleri	Ay	Yılın Günleri	Ay	Yılın Günleri	Ay
0-31	Ocak	91-120	Nisan	182-212	Temmuz	274-304	Ekim
32-59	Şubat	121-151	Mayıs	213-243	Ağustos	305-334	Kasım
60-90	Mart	152-181	Haziran	244-273	Eylül	335-365	Aralık

Saatlik değişimler olarak adlandırılan eksenin değerleri ise Çizelge 5.2' de açıklanmıştır.

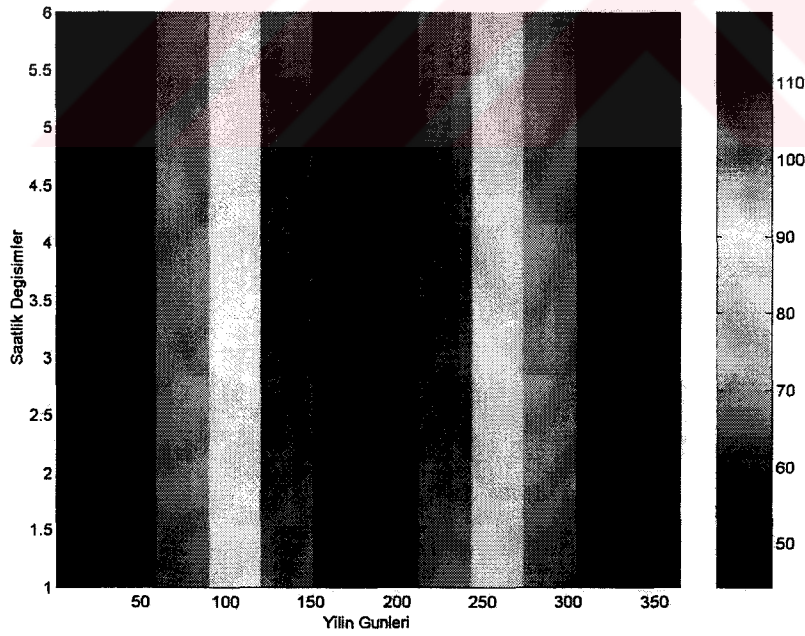
Çizelge 5.2. Saatlik Değişimlerin Karşılık Geldiği Saat Aralıkları

Saatlik Değişimler	Saat Değerleri	Saatlik Değişimler	Saat Değerleri
1	9:00-10:00	4	12:00-13:00
2	10:00-11:00	5	13:00-14:00
3	11:00-12:00	6	14:00-15:00

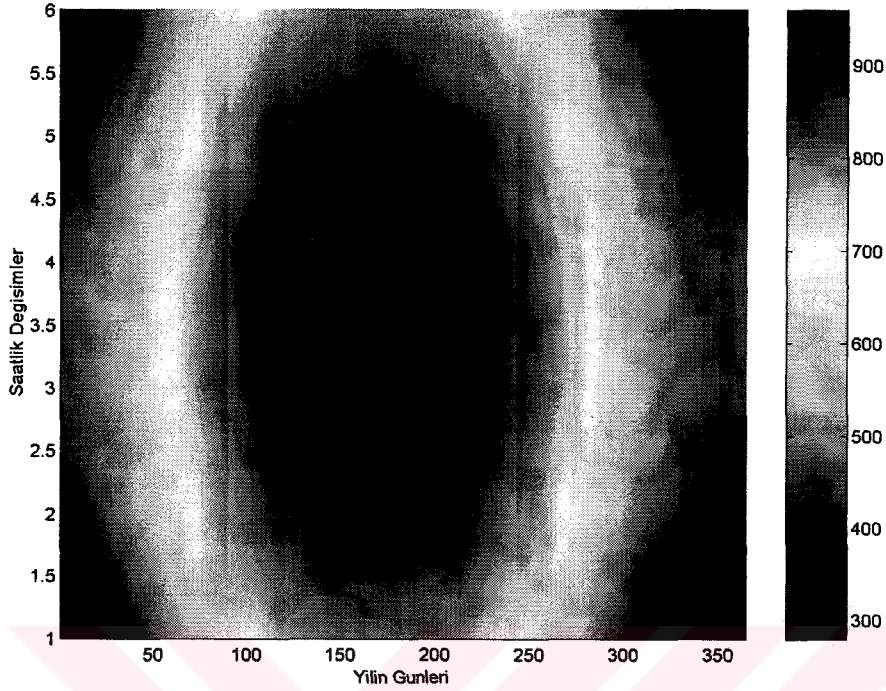
Zirve açısı değerleri belirlendikten sonra ASHRAE metodu kullanılarak Ankara için saatlik direkt, difüz ve toplam ışım değerleri hesaplanabilmektedir. Yapılan analizler sonucu Ankara için Şekil 5.24, Şekil 5.25, Şekil 5.26' da gösterilen güneş akısı değerleri elde edilmiştir.



Şekil 5.24. Ankara İçin Direkt Güneş Akısı



Şekil 5.25. Ankara İçin Difüz Güneş Akısı



Şekil 5.26. Ankara İçin Toplam Güneş Akısı

Şekillerde;

Renk dağılımını gösteren diyagram üzerindeki değerler belirtilen renklerdeki güneş akısı miktarlarıdır (W/m^2).

Yılın günleri ve saatlik değişimler ise Çizelge 5.1 ve Çizelge 5.2 de açıklanmıştır.

Elde edilen güneş akısı miktarları incelendiğinde Mart ve Eylül ayları ve 12:00-13:00 saatleri arasında toplam güneş akısı miktarının $700 W/m^2$ ve üzerinde olduğu, zirve açısı değerinin ise 50^0 den düşük olduğu görülmektedir.

Güneş akısı miktarı ve zirve açısı değerleri belirlendikten sonra güneş kolektörünün optik tasarımı yapılabilmektedir.

5.2.2. Kollektör optik hesapları

Kollektör yüzey şeklinin belirlenebilmesi için oluşturulan eşitlikler (Bakınız Bölüm 4.2.2) MATLAB teknik programlama dili kullanılarak hazırlanan bir bilgisayar

programı (Ek 4) ile bir araya getirilmiş ve yüzey şekli şematik olarak oluşturulmuştur. Kollektör boyutlarının belirlenebilmesi için tasarım sırasında kabul edilen güneş akısı, kollektörün eni, odak merkezinden yüksekliği ile ikinci ve üçüncü yansıtıcıların bitim noktalarının belirlenmesi gerekmektedir.

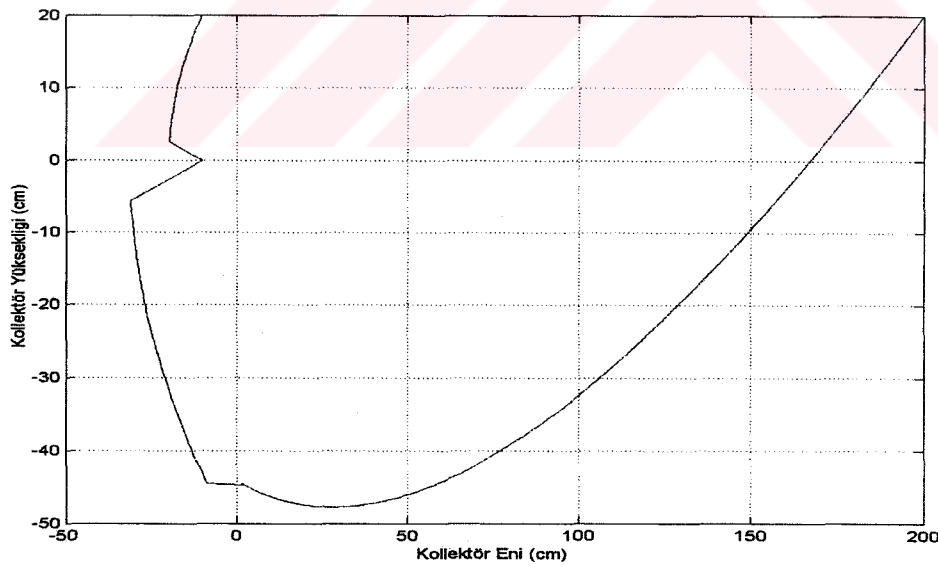
Kollektör eninin değişiminin kollektör yüzey şekline ve kollektör boyutlarına etkisinin incelenebilmesi için yapılan analizlerde aşağıdaki parametreler dikkate alınmıştır.

Güneş akısı zirve açısı, $\theta_z = 30^\circ$

Kollektörün odak merkezinden yüksekliği, $H = 20 \text{ cm}$

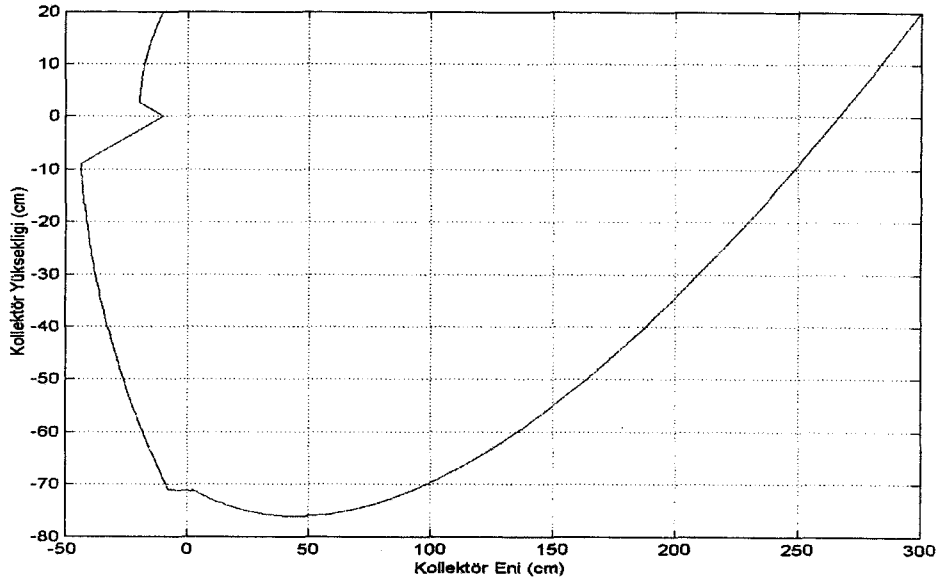
İkinci ve üçüncü yansıtıcıların bitim noktası, $M = 10 \text{ cm}$

Yapılan analizler sonucunda Şekil 5.27 de gösterilen kollektör yansıtıcı yüzey şemaları elde edilmiştir.

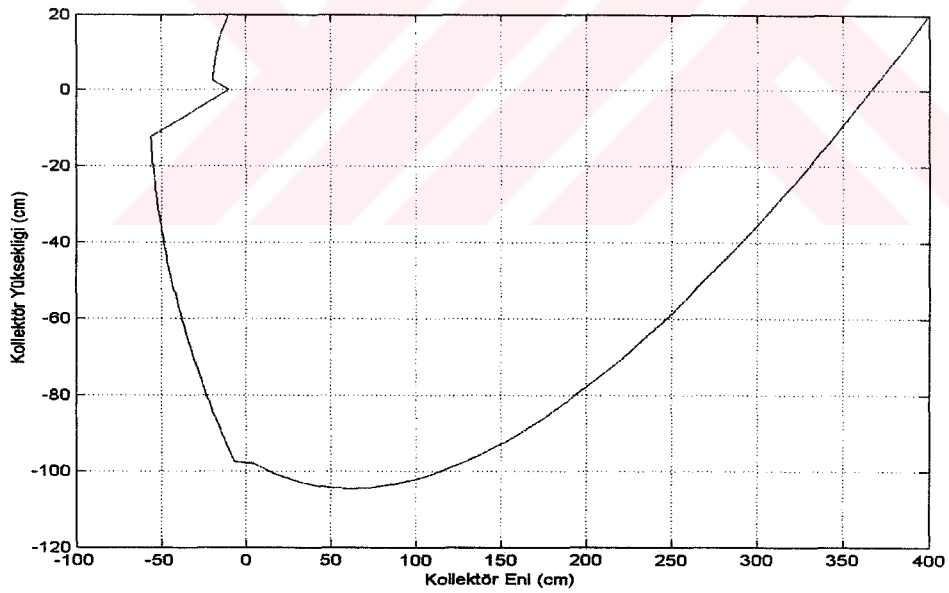


a) $E=200 \text{ cm}$

Şekil 5.27. Değişik Kollektör Eni Değerleri İçin Yansıtıcı Yüzey Şekilleri

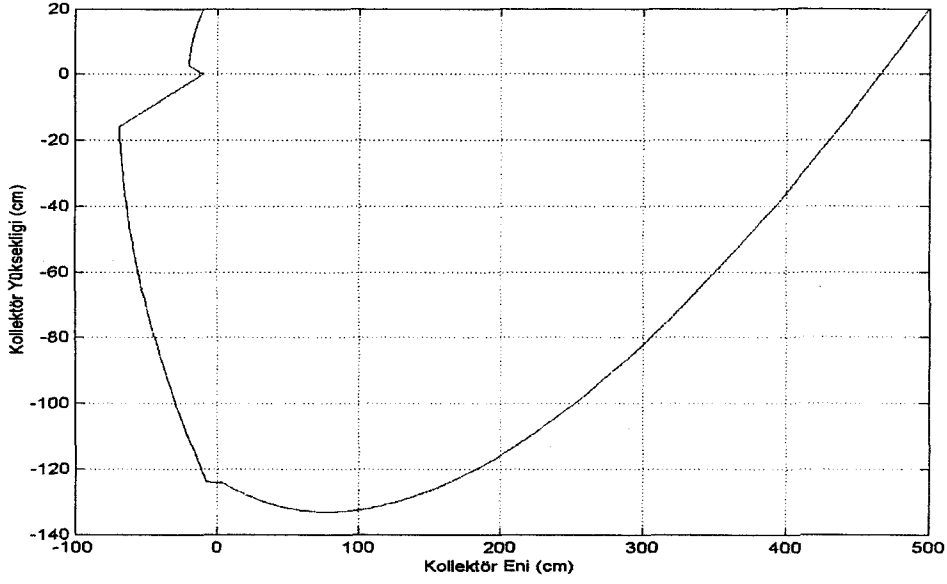


b) $E=300$ cm

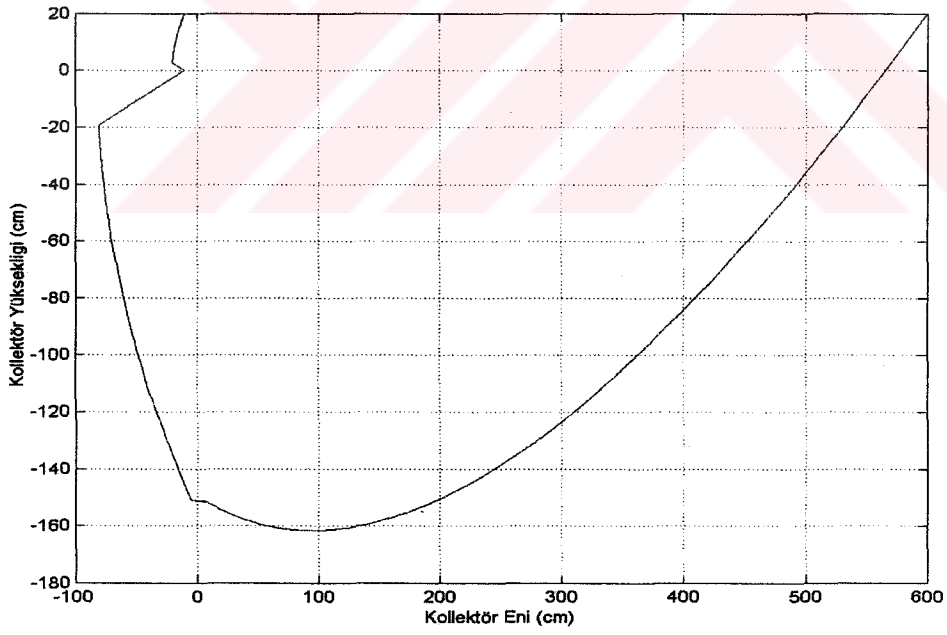


c) $E=400$ cm

Şekil 5.27. Değişik Kollektör Eni Değerleri İçin Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam)



d) $E=500$ cm



f) $E=600$ cm

Şekil 5.27. Değişik Kollektör Eni Değerleri İçin Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam)

Yüzey şekillerinde de görüldüğü gibi kollektör eninin artırılması kollektör derinliğini arttırmaktadır. Ancak kollektör eninin artırılması ile yansıtıcılar tarafından toplanarak alıcı üzerine yansıtılan güneş radyasyonu miktarında artmaktadır.

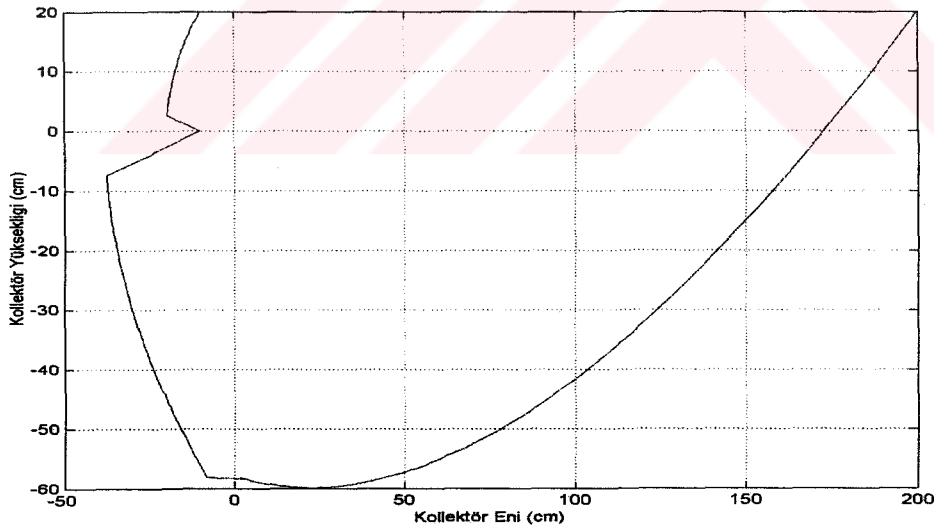
Güneş akısı zirve açısının değişiminin kollektör yüzey şekline ve kollektör boyutlarına etkisinin incelenebilmesi için yapılan analizlerde aşağıdaki parametreler dikkate alınmıştır.

Kollektör eni $E=200 \text{ cm}$

Kollektörün odak merkezinden yüksekliği, $H = 20 \text{ cm}$

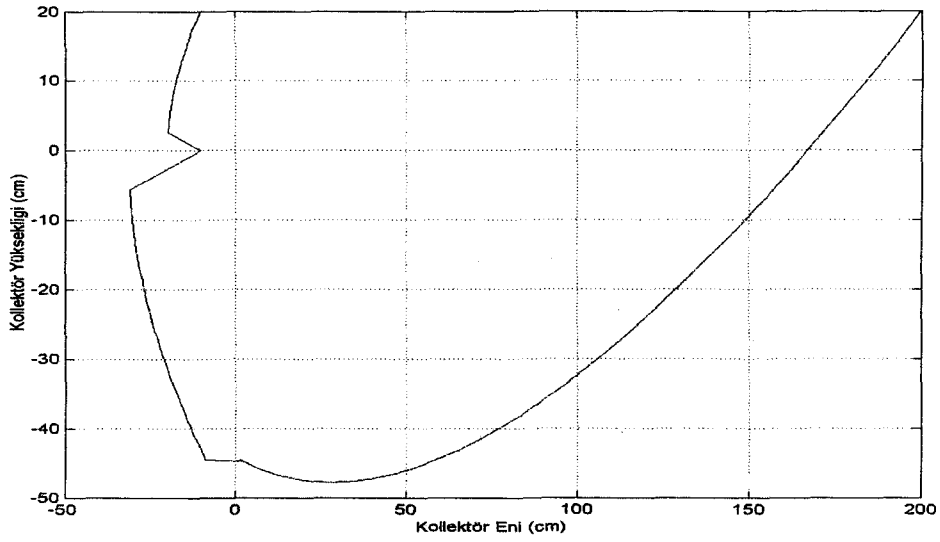
İkinci ve üçüncü yansıtıcıların bitim noktası, $M= 10 \text{ cm}$

Yapılan analizler sonucunda Şekil 5.28 de gösterilen kollektör yansıtıcı yüzey şemaları elde edilmiştir.

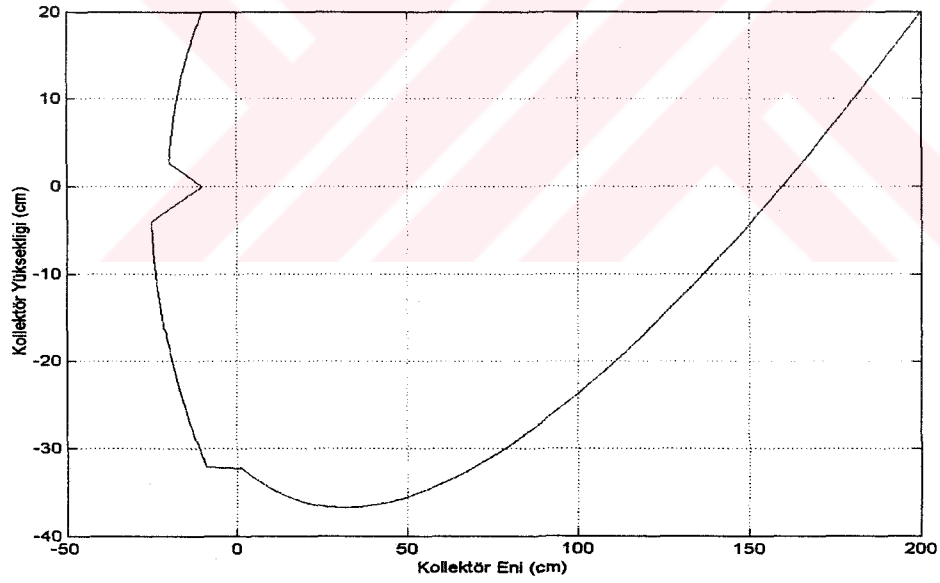


a) $\theta_z = 20^\circ$

Şekil 5.28. Değişik Güneş Akısı Zirve Açısı Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri

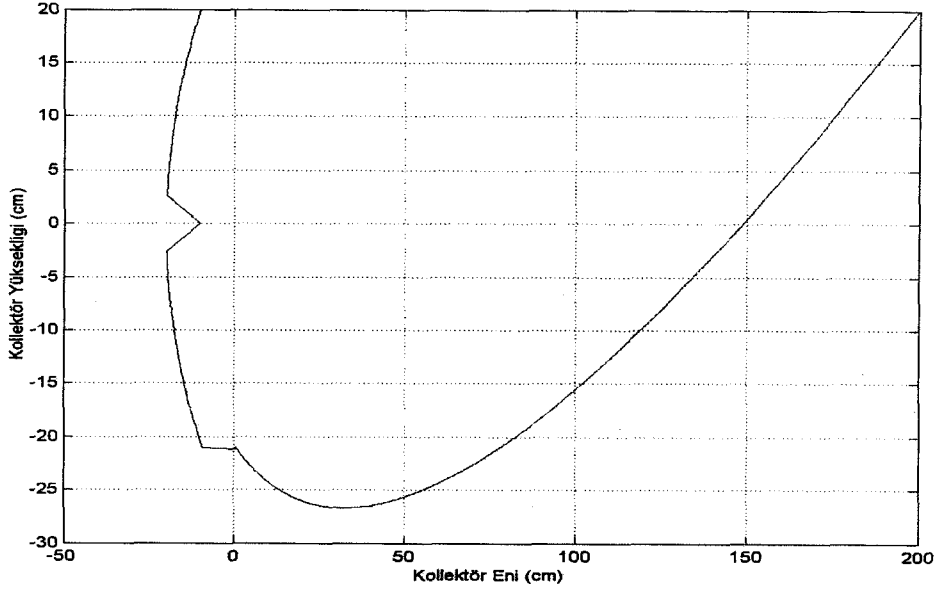


b) $\theta_z = 30^\circ$



c) $\theta_z = 40^\circ$

Şekil 5.28. Değişik Güneş Akısı Zirve Açısı Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri
(Devam)



$$d) \theta_z = 50^0$$

Şekil 5.28. Değişik Güneş Akısı Zirve Açısı Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri
(Devam)

Şekillerde de görüldüğü gibi tasarım için kabul edilen güneş akısı zirve açısı değerleri arttıkça kollektör yüksekliği azalmaktadır. Bu açının değeri sistemin boyutlarının belirlenmesinin istendiği gün ve zamana göre yapılmalıdır.

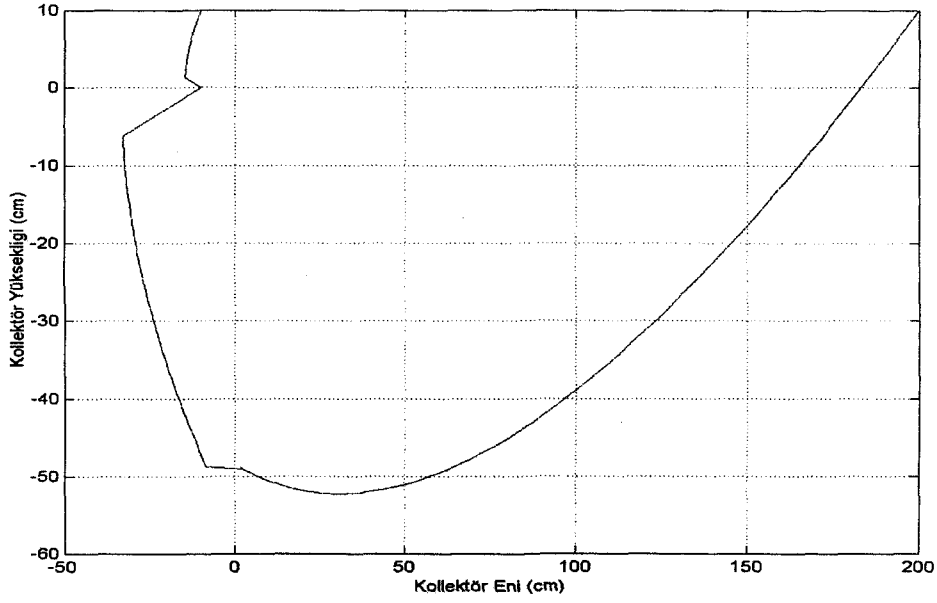
Kollektörün odak merkezinden yüksekliğinin değişiminin kollektör yüzey şekline ve kollektör boyutlarına etkisinin incelenebilmesi için yapılan analizlerde aşağıdaki parametreler dikkate alınmıştır.

Kollektör eni $E=200 \text{ cm}$

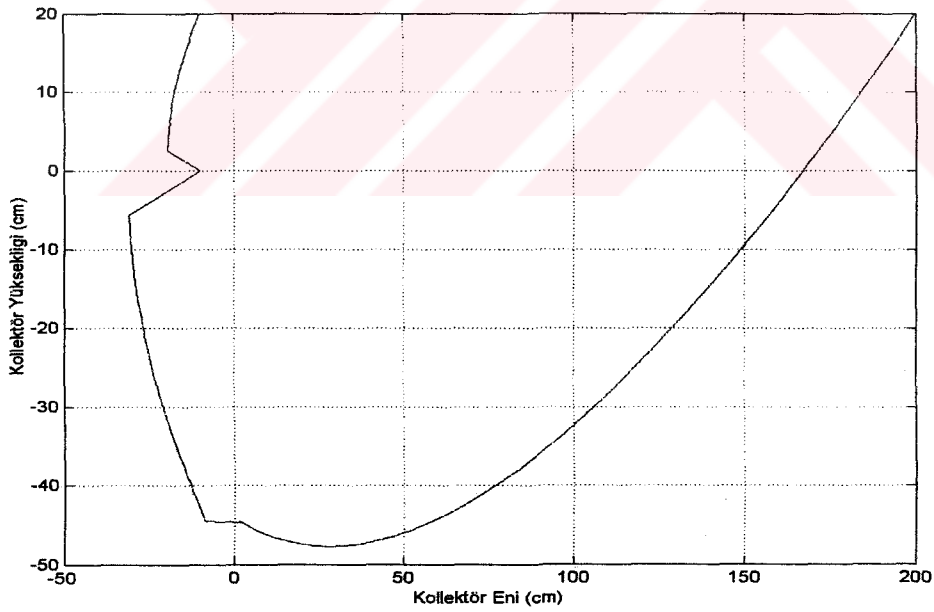
Güneş akısı zirve açısı, $\theta_z = 30^0$

İkinci ve üçüncü yansıtıcıların bitim noktası, $M= 10 \text{ cm}$

Yapılan analizler sonucunda Şekil 5.29' da gösterilen kollektör yansıtıcı yüzey şemaları elde edilmiştir.

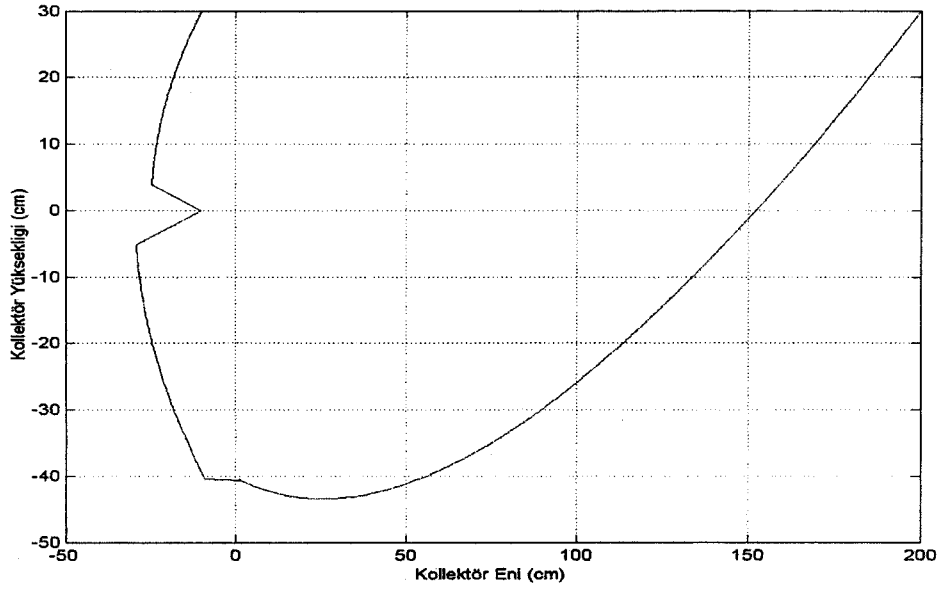


a) $H = 10$ cm

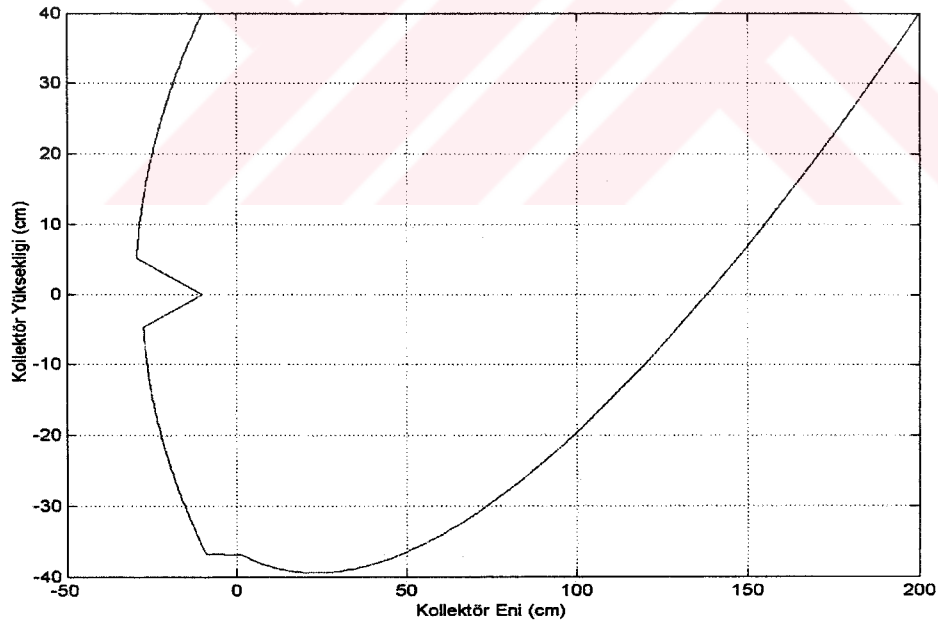


b) $H = 20$ cm

Şekil 5.29. Değişik Yükseklik Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri



c) $H = 30$ cm



d) $H = 40$ cm

Şekil 5.29. Değişik Yükseklik Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam)

Şekillerde de görüldüğü gibi kollektör üst yüzeyinin odak merkezinden itibaren yüksekliğinin artırılması kollektör yüksekliğini arttırmaktadır.

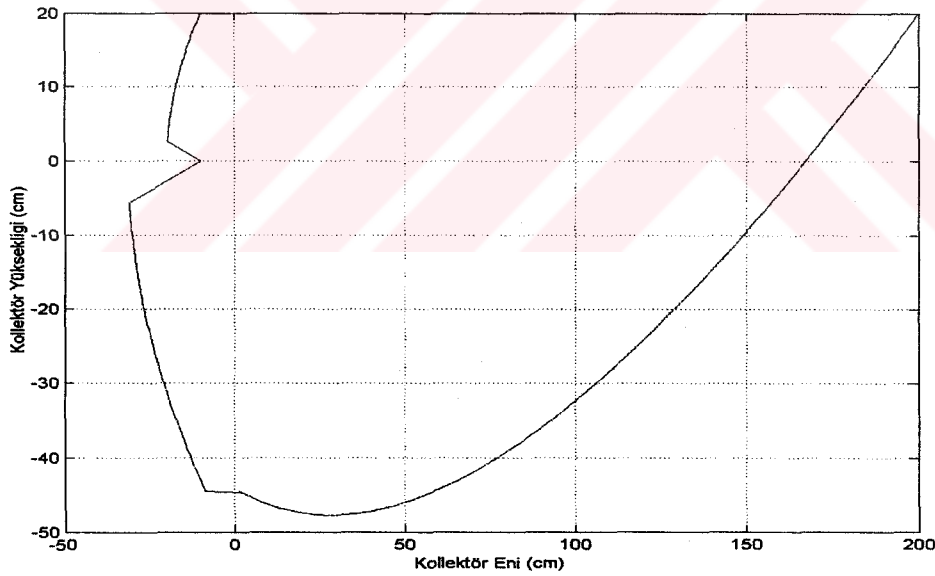
Kollektörün İkinci ve üçüncü yansıtıcıların bitim noktasının değişiminin kollektör yüzey şekline ve kollektör boyutlarına etkisinin incelenebilmesi için yapılan analizlerde aşağıdaki parametreler dikkate alınmıştır.

Kollektör eni $E=200$ cm

Güneş akısı zirve açısı, $\theta_z = 30^0$

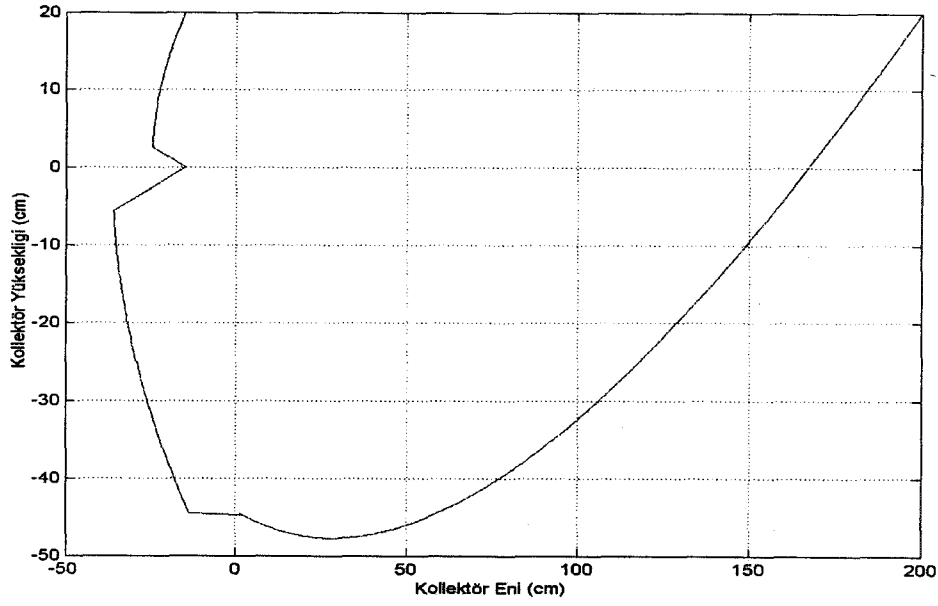
Kollektörün odak merkezinden yüksekliği, $H = 20$ cm

Yapılan analizler sonucunda Şekil 5.30 da gösterilen kollektör yansıtıcı yüzey şemaları elde edilmiştir.

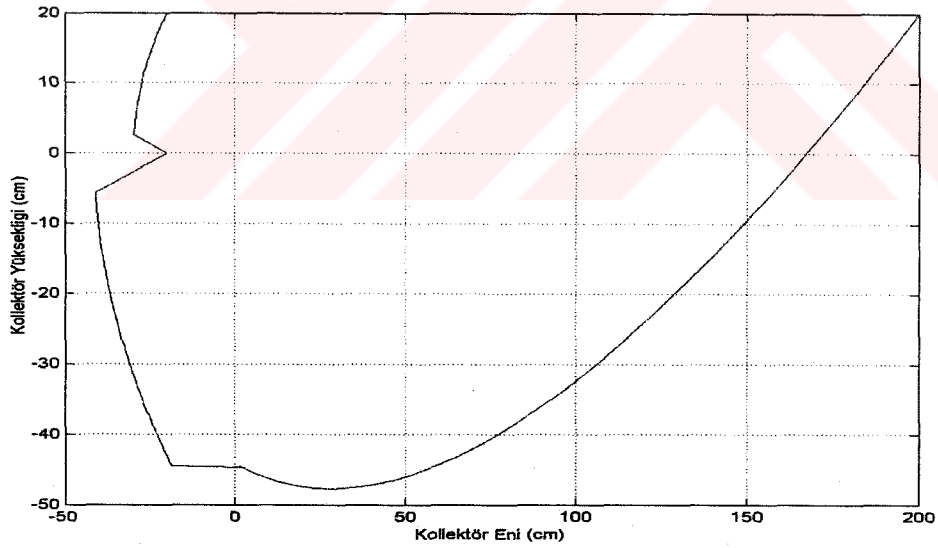


a) $M= 10$ cm

Şekil 5.30. Değişik İkinci ve Üçüncü Yansıtıcı Bitim Noktası Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam)

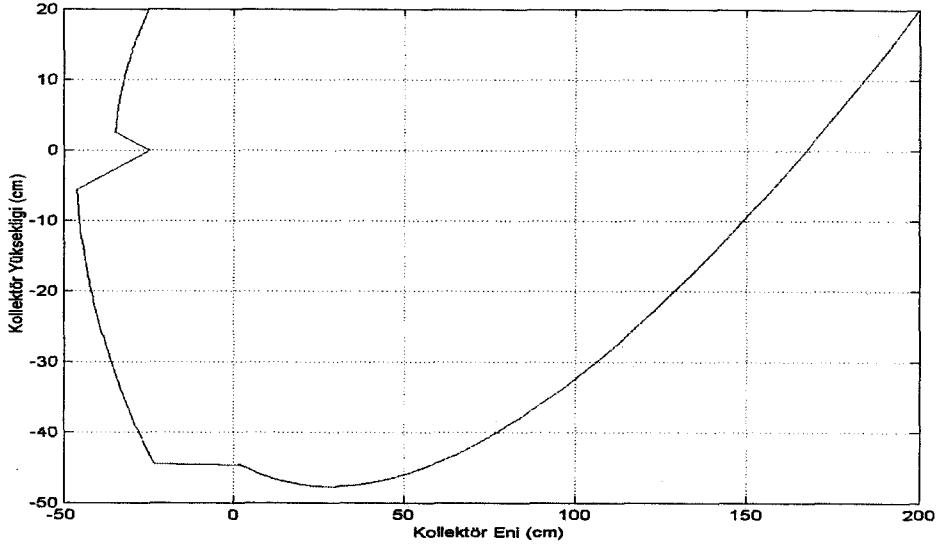


b) $M=15$ cm



c) $M=20$ cm

Şekil 5.30. Değişik İkinci ve Üçüncü Yansıtıcı Bitim Noktası Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam)



d) $M=25$ cm

Şekil 5.30. Değişik İkinci ve üçüncü yansıtıcıların bitim noktası Değerleri için Yansıtıcı Yüzey Şekilleri (Devam)

Şekillerde de görüldüğü gibi ikinci ve üçüncü yansıtıcıların bitim noktalarının odak merkezinden uzaklaştırılması kollektör boyutlarını çok fazla miktarda etkilememektedir. Bu nedenle bu oranın alıcı çapına göre belirlenmesi uygun olacaktır.

5.2.3. Kollektör ısı hesapları

Güneş akısı verileri ve kollektör optik hesapları yapıldıktan sonra belirlenen boyutlar kullanılarak kollektör ısı hesapları yapılabilmektedir. Bu hesaplar neticesinde kollektör toplam ısı kaybı katsayısı, kullanılabilir ısı kazancı, ve kollektör verimi elde edilmektedir.

Yapılan analizlerde MATLAB teknik programlama dili kullanılarak oluşturulmuş bir bilgisayar programı (Ek 5) kullanılmıştır. Bu programla, daha önceki hesaplar ile

belirlenen kollektör tasarım parametreleri, ve konum parametreleri ile ısıtıcı akışkan özellikleri kullanılarak kullanılabilir ısı kazancı, ve kollektör verimi (Eş. 4.41-Eş. 4.46) eşitliklerinin iteratif olarak çözülmesi sağlanmıştır. Çözüm sırasında ihtiyaç duyulan ısı transferi katsayıları ise Eş.4.47-Eş. 4.54 eşitlikleri kullanılarak belirlenmiştir.

Yapılan analizlerde kollektör tasarım parametrelerinden, kollektör malzemesine bağlı olanlar (yansıtıcılık, yayıcılık, soğuruculuk, geçirgenlik), ısıtıcı akışkana bağlı olanlar (yoğunluk, özgül ısı, kinematik viskozite, ısıl iletkenlik), sistemin diğer kısımlarının tasarımı sonrasında ortaya çıkan değerler (gerekli kullanılabilir ısı miktarı, ısıtıcı akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları) ile konuma bağlı olan özellikler (direkt radyasyon miktarı, dış ortam sıcaklığı, gökyüzü sıcaklığı) tasarım şartları gözönünde bulundurularak belirlenmiş ve aşağıda belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur.

Kullanılabilir ısı miktarı, $q_u = 50000W$

Yansıtıcı yüzeyin yansıtıcılığı, $\rho = 0,90$

Örtü geçirgenliği, $\tau_b = 0,90$

Örtü yayıcılığı, $\varepsilon_o = 0,05$

Alıcı tüp soğuruculuğu, $\alpha_p = 0,85$

Alıcı tüp yayıcılığı, $\varepsilon_p = 0,85$

Direkt güneş akısı miktarı $I_b = 700W / m^2$

Dış ortam sıcaklığı $T_a = 31^\circ C$

Gökyüzü sıcaklığı $T_{gök} = 25^\circ C$

Isıtıcı akışkan giriş sıcaklığı $T_{fi} = 200^\circ C$

Isıtıcı akışkan çıkış sıcaklığı $T_{fo} = 400^\circ C$

Isıtıcı akışkan yoğunluğu = 812 kg/m^3

Isıtıcı akışkan özgül ısısı = $2,319 \text{ kJ/kg-K}$

Isıtıcı akışkan kinematik viskozitesi = $0,25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Isıtıcı akışkan ısı iletkenliği = $0,099 \text{ W/m-K}$

Bu çalışmada yapılan analizlerde kollektör eni, alıcı tüp ve örtü çapları, burgulu bant burulma oranı ile alıcı tüp ile örtü arasındaki gazın basıncı değiştirilerek bu parametrelerin kollektör boyu ve verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Kollektör eninin kollektör performansı üzerindeki etkisinin incelenebilmesi için diğer parametreler aşağıda belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur.

Alıcı tüp iç çapı, $D_i = 0,037 \text{ m}$

Alıcı tüp dış çapı, $D_o = 0,042 \text{ m}$

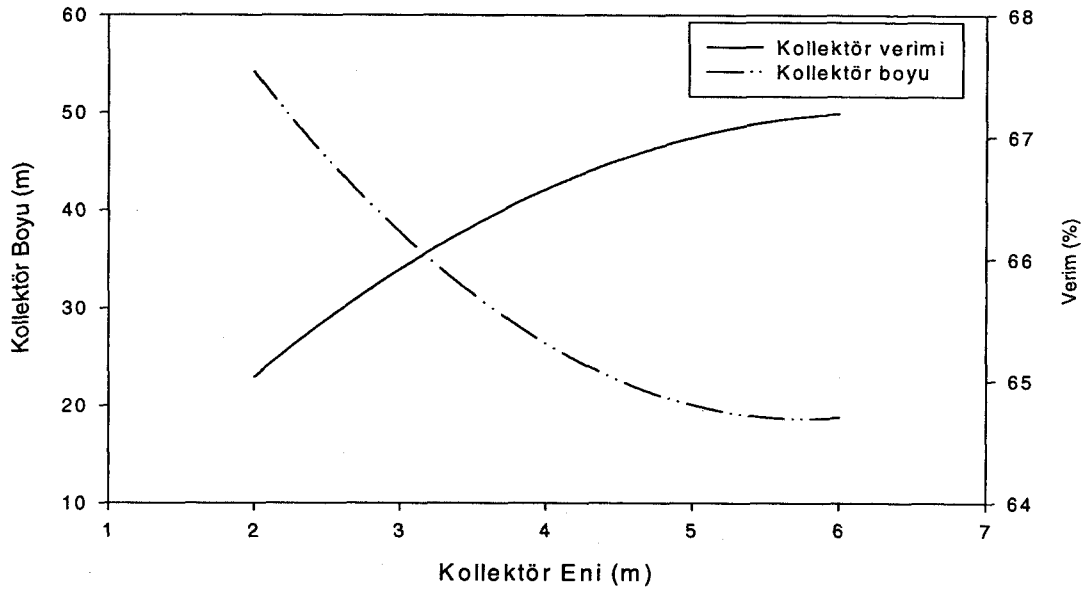
Örtü iç çapı, $D_{oi} = 0,0623 \text{ m}$

Örtü dış çapı, $D_{oo} = 0,066 \text{ m}$

Alıcı tüp ile örtü arasındaki basınç, $P = 0,01 \text{ mmHg}$

Burgulu bant burulma oranı $X = 4$

Şekil 5.31' de kollektör eninin kollektör verimi ve boyu üzerindeki etkisi görülmektedir.



Şekil 5.31. Kollektör Eninin Kollektör Boyu ve Verimi Üzerindeki Etkisi

Şekilde de görüldüğü gibi kollektör eninin artmasıyla kollektör boyunda çok büyük bir azalma meydana gelmektedir. Ancak kollektör eni çok arttıkça boydaki değişim azalmaktadır. Bununla beraber kollektör eni arttıkça kollektör verimide artmaktadır.

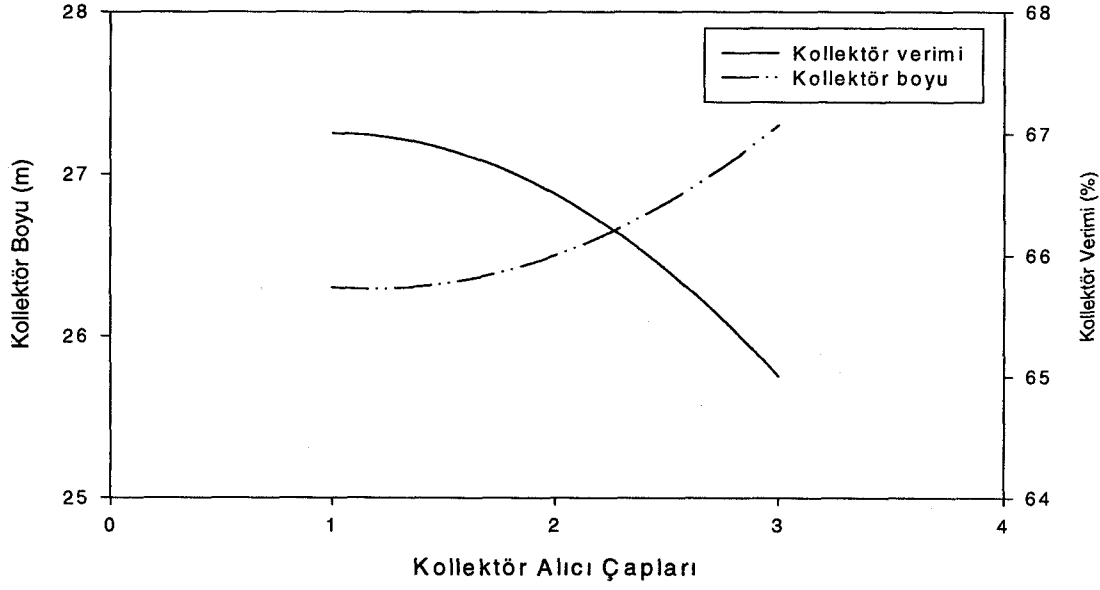
Alıcı tüp çapının kollektör performansı üzerindeki etkisinin incelenebilmesi için diğer parametreler aşağıda belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Bu analizde dikkat edilmesi gereken nokta alıcı tüp iç çapının, alıcı tüp dış çapının, örtü iç çapının ve örtü dış çapının birlikte değiştirilmesi gerektiğidir.

Kollektör eni, $E = 4m$

Alıcı tüp ile örtü arasındaki basınç, $P = 0,01mmHg$

Burgulu bant burulma oranı $X = 4$

Şekil 5.32' de alıcı tüp çapının kollektör verimi ve boyu üzerindeki etkisi görülmektedir.



Şekil 5.32. Alıcı Tüp Çapının Kollektör Verimi ve Boyu Üzerindeki Etkisi

Şekilde;

Kollektör alıcı çapları olarak gösterilen eksene ait çap değerleri Çizelge 5.3' de gösterilmiştir.

Çizelge 5.3. Kollektör Alıcı Çapları

Kollektör Alıcı Çapları	D_i (m)	D_o (m)	$D_{öi}$ (m)	$D_{öö}$ (m)
1	0,025	0,029	0,0493	0,053
2	0,037	0,042	0,0623	0,066
3	0,051	0,055	0,0753	0,079

Şekilde de görüleceği gibi kollektör alıcı çaplarının artırılması kollektör boyunu artmasına ve kollektör veriminin düşmesine neden olmaktadır. Ancak alıcı çapının

artması kollektör veriminde ve kollektör boyunda çok büyük değişimlere neden olmamaktadır.

Alıcı tüp ile örtü arasındaki mesafenin kollektör performansı üzerindeki etkisinin incelenmesi için diğer parametreler aşağıda belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur. Bu analizde dikkat edilmesi gereken nokta örtü iç çapı ile örtü dış çapının birlikte değiştirilmesi gerektiğidir.

Kollektör eni, $E = 4m$

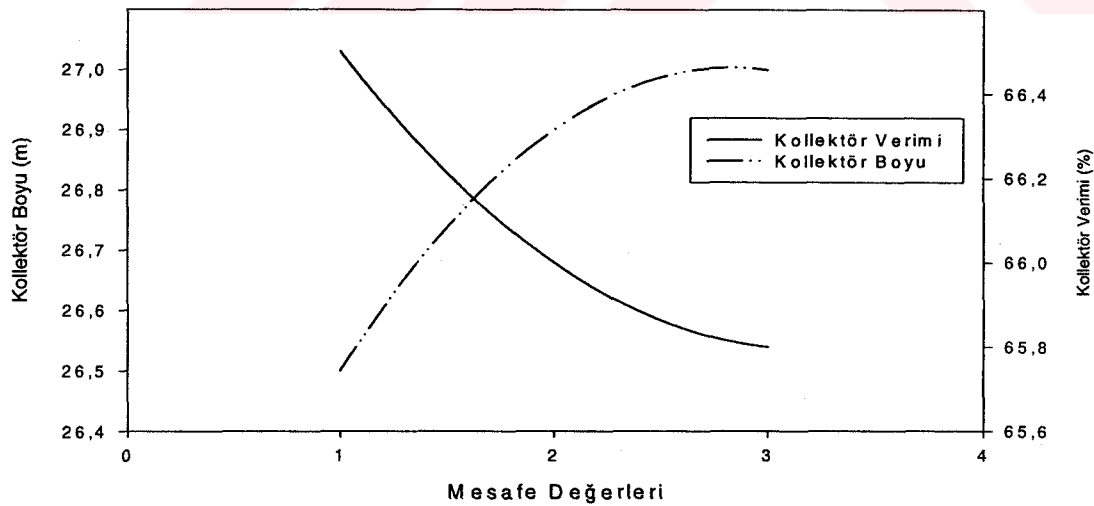
Alıcı tüp iç çapı, $D_i = 0,037m$

Alıcı tüp dış çapı, $D_o = 0,042m$

Alıcı tüp ile örtü arasındaki basınç, $P = 0,01mmHg$

Burgulu bant burulma oranı $X = 4$

şekil 5.33' de kollektör eninin kollektör verimi ve boyu üzerindeki etkisi görölmektedir.



şekil 5.33. Alıcı Tüp ile Örtü Arasındaki Mesafenin Kollektör Performansı Üzerindeki Etkisi

Şekilde;

Mesafe değerleri olarak belirtilen eksen için belirlenen çap değerleri Çizelge 5.4' de gösterilmiştir.

Çizelge 5.4. Mesafe Değerleri

Mesafe Değerleri	$D_{\text{öi}}$ (m)	$D_{\text{öo}}$ (m)	Mesafe (m)
1	0,0623	0,066	0,0203
2	0,0723	0,076	0,0303
3	0,0823	0,086	0,0403

Şekilde de görüleceği gibi kollektör alıcı tüp ile örtü arasındaki mesafenin arttırılması kollektör boyunu artmasına ve kollektör veriminin düşmesine neden olmaktadır. Ancak alıcı tüp ile örtü arasındaki mesafenin artması kollektör veriminde ve kollektör boyunda çok büyük değişimlere neden olmamaktadır.

Alıcı tüp ile örtü arasındaki basıncın kollektör performansı üzerindeki etkisinin incelenebilmesi için diğer parametreler aşağıda belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur.

Kollektör eni, $E = 4 m$

Alıcı tüp iç çapı, $D_i = 0,037 m$

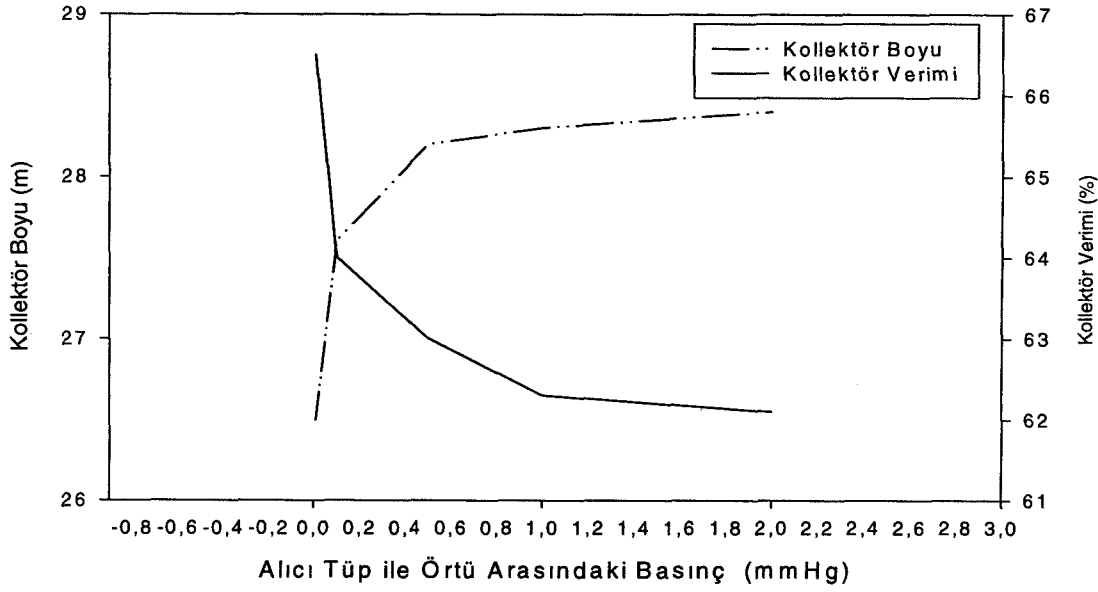
Alıcı tüp dış çapı, $D_o = 0,042 m$

Örtü iç çapı, $D_{\text{öi}} = 0,0623 m$

Örtü dış çapı, $D_{\text{öo}} = 0,066 m$

Burgulu bant burulma oranı $X = 4$

Şekil 5.34' de alıcı tüp ile örtü arasındaki basıncın kollektör verimi ve boyu üzerindeki etkisi görülmektedir.



Şekil 5.34. Alıcı Tüp ile Örtü Arasındaki Basıncın Kollektör Verimi ve Boyu Üzerindeki Etkisi

Şekilde de görüleceği gibi kollektör alıcı tüp ile örtü arasındaki basıncın artırılması kollektör boyunu artmasına ve kollektör veriminin düşmesine neden olmaktadır. Ancak Alıcı tüp ile örtü arasındaki basınç 0,5 mmHg' den yüksek olduğunda bu basıncın artması kollektör veriminde ve kollektör boyunda çok büyük değişimlere neden olmamaktadır.

Burgulu bant burulma oranının kollektör performansı üzerindeki etkisinin incelenmesi için diğer parametreler aşağıda belirtilen değerlerde sabit tutulmuştur.

Kollektör eni, $E = 4m$

Alıcı tüp iç çapı, $D_i = 0,037m$

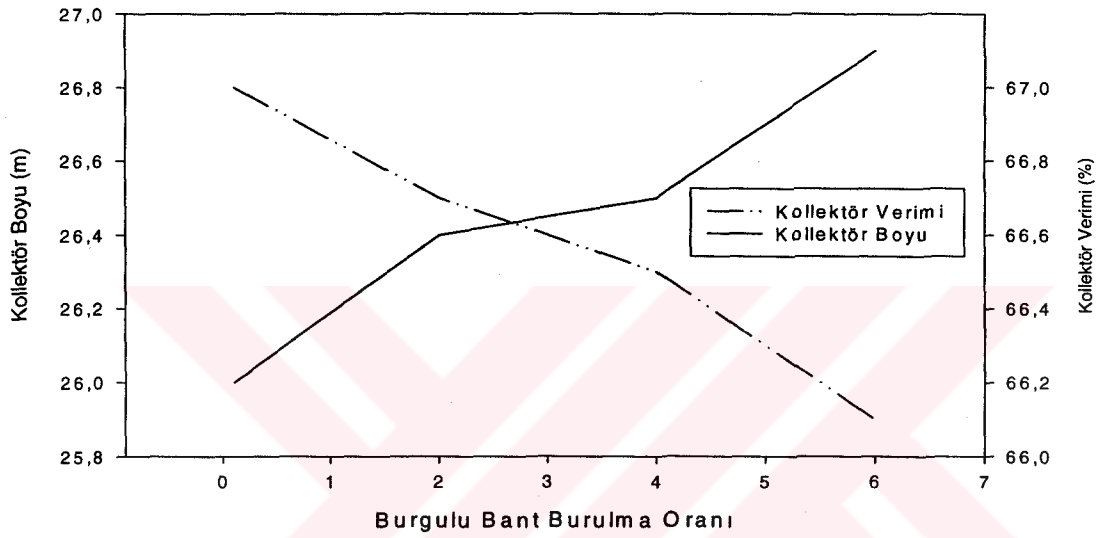
Alıcı tüp dış çapı, $D_o = 0,042m$

Örtü iç çapı, $D_{\text{öi}} = 0,0623m$

Örtü iç çapı, $D_{\text{öo}} = 0,066m$

Alıcı tüp ile örtü arasındaki basınç, $P = 0,01mmHg$

Şekil 5.35' de burgulu bant burulma oranının kollektör verimi ve boyu üzerindeki etkisi görülmektedir.



Şekil 5.35. Burgulu Bant Burulma Oranının Kollektör Verimi ve Boyu Üzerindeki Etkisi

Şekilde de görüldüğü gibi burgulu bant burulma oranının artması kollektör boyunu artmasına ve kollektör veriminin düşmesine neden olmaktadır. Ancak bu oranın artması kollektör veriminde ve kollektör boyunda çok büyük değişimlere neden olmamaktadır.

Bu bölümde incelenen tasarım kriterleri ve bu kriterlerin sistem performansı üzerindeki etkileri gözönünde bulundurularak Türkiye şartlarında kullanılacak güneş enerjisiyle çalışan Stirling motorlu bir elektrik üretim sisteminin optimizasyonu yapılmış ve tasarlanan sistemden mümkün olan en üst düzeyde performans elde edilmesi sağlanmıştır.

6. SONUÇ ve ÖNERİLER

Endüstrinin gelişimi ile birlikte artan enerji ihtiyacı fosilyakıtlar kullanılarak giderilmeye çalışılmıştır. Giderek artan bu ihtiyaca karşılık tükenmeye başlayan fosil yakıt kaynakları, bu yakıtların kontrolsüz kullanımı sonucu meydana gelen çevre kirliliği ve özellikler 1970' li yıllarda meydana gelen enerji krizi hükümetleri ve bilim çevrelerini tükenmeyen ve temiz enerji kaynaklarını araştırmaya yöneltmiştir. Yapılan araştırmalar neticesinde yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını sağlayan çeşitli sistemler geliştirilmiştir.

Ülkemizdeki yenilenebilir enerji kaynaklarının en önemlisi güneş enerjisidir. Ülkemizde özellikle düşük sıcaklık uygulamaları, kurutma, su ve mekan ısıtma ile ilgili güneş enerjisi teknolojileri yaygın olarak kullanılsada yüksek sıcaklık ve enerji üretimi amaçlı güneş enerjisi teknolojilerinin kullanımı sağlanamamıştır. Ülkemizdeki ekonomik ve toplumsal yapı ile enerji ihtiyacı gözönüne alındığında ucuz ve küçük güneş enerjisi teknolojilerinin geliştirilerek güneş enerjisi kullanımının yaygınlaştırılması gerekmektedir.

Bu çalışmada; yenilenebilir enerji kaynakları ve elektrik enerjisi üretimi için kullanılan güneş enerjisi teknolojileri incelenmiş (Bkz. Bölüm 1, Bölüm 2), Türkiye şartlarında kullanılacak güneş enerjisi ile çalışan bir enerji üretim sistemi için tasarım parametreleri ve sistemin yapısı belirlenerek (Bkz. Bölüm 3), bu sistemin tasarım ve optimizasyonunda kullanılacak eşitlikler (Bkz. Bölüm 4) elde edilmiştir. Elde edilen eşitlikler ve ifadeler kullanılarak tasarlanan sistemin performans analizleri yapılmış ve tasarım parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir (Bkz. Bölüm 5).

Yapılan analizler sonucunda Türkiye şartlarında kullanılacak güneş enerjisi ile çalışan Stirling motorlu bir elektrik enerjisi üretim sistemi için tasarım zamanı çalışma şartları belirlenerek boyutlandırılması yapılmış ve performans değerleri elde edilmiştir.

6.1. Bu Çalışmada Tasarlanan Türkiye Şartlarında Kullanılabilecek Güneş Enerjisi ile Çalışan Stirling Motorlu Bir Elektrik Enerjisi Üretim Sistemi Çalışma Şartları, Tasarım ve Performans Değerleri

Bu çalışmada tasarlanan, Türkiye şartlarında çalışabilecek, güneş enerjisi ile çalışan, Stirling motorlu bir elektrik enerjisi üretim sistemin bina çatılarına yerleştirilerek bir hanenin enerji ihtiyacını karşılaması planlanmış ve sistemden istenilen tasarım zamanı çalışma şartları aşağıdaki şekilde belirlenmiştir.

- Sistemin kullanılacağı konumun enlemi: $39^{\circ} 57'$
- Sistemin kullanılacağı konumun boylamı: $32^{\circ} 53'$
- Sistemin boyutlarının belirlenmesinin istendiği gün: 1-Mart
- Sistemin çalışmasının istendiği saat aralığı: 12:00-13:00
- Sistemden istenilen en düşük güç: 5 kW

Belirlenen bu çalışma şartları dikkate alındığında sistem tasarımına Stirling motorunun boyutlandırma ve performans analizleri ile başlanmasının uygun olacağı görülmektedir.

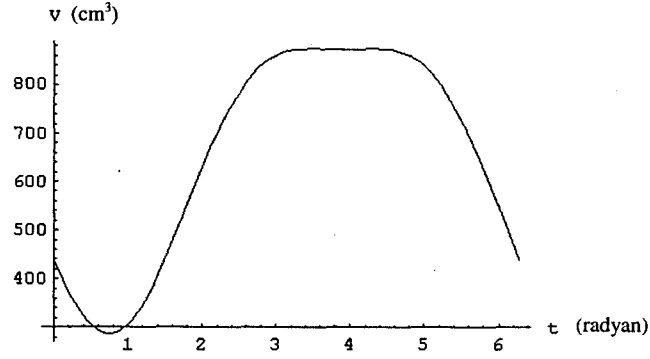
Stirling motoru ısı enerjisi mekanik enerjiye çevirmek için kullanılmaktadır. Bu motor belirlen çalışma şartlarında sistemden istenilen gücü karşılayacak şekilde tasarlanmalıdır. Bu çalışmada tasarlanan Stirling motoru için belirlenen tasarım parametreleri aşağıda gösterilmiştir.

- Sistemde üç pistonlu Stirling motoru kullanılmıştır.
- Stirling motoru genişleme hacimleri sıcaklıkları, $T_h = 400^{\circ} C$
- Stirling motoru sıkıştırma hacmi sıcaklığı, $T_k = 40^{\circ} C$

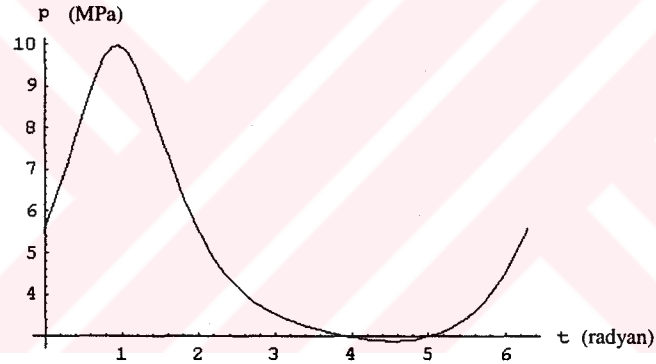
- Ortalama etkin basınç, $P_{ort} = 5 \text{ MPa}$
- Birinci genişleme pistonu ve sıkıştırma pistonu devir sayısı, $f = 1000 \text{ dev/dak}$
- Üçüncü piston devir sayısı, $f_2 = 2000 \text{ dev/dak}$
- Genişleme bölgesi için kabul edilen süpürme hacmi, $V_{sea} = 400 \text{ cm}^3$
- Birinci genişleme bölgesi süpürme hacmi oranı, $X_{se} = 1,0$
- Birinci genişleme bölgesi ölü hacim oranı, $X_{de} = 0,1$
- İkinci genişleme bölgesi süpürme hacmi oranı, $X_{sp} = 0,4$
- İkinci genişleme bölgesi ölü hacim oranı, $X_{dp} = 0,05$
- Sıkıştırma bölgesi süpürme hacmi oranı, $X_{sc} = 1,0$
- Sıkıştırma bölgesi ölü hacim oranı, $X_{dc} = 0,1$
- Rejeneratör hacim oranı, $X_r = 0,2$
- Üçüncü piston faz açısı, $t_3 = 90^\circ$

Burada motorun çalışma sıcaklıkları belirlenirken motora güneş kollektörü tarafından sağlanabilecek en yüksek sıcaklık ve soğutma için kullanılacak havanın sıcaklığı dikkate alınmıştır. Süpürme hacim oranları ise motorun basınç-hacim değişimi ideale yaklaştırılacak şekilde belirlenmiştir. Motor içerisindeki ölü hacim oranları motordan alınacak gücün yüksek olması için mümkün olduğunca küçük seçilmiştir. Motor kabul edilen süpürme hacmi ise Beale eşitliği kullanılarak belirlenmiştir (Bkz. Bölüm 5.1.1).

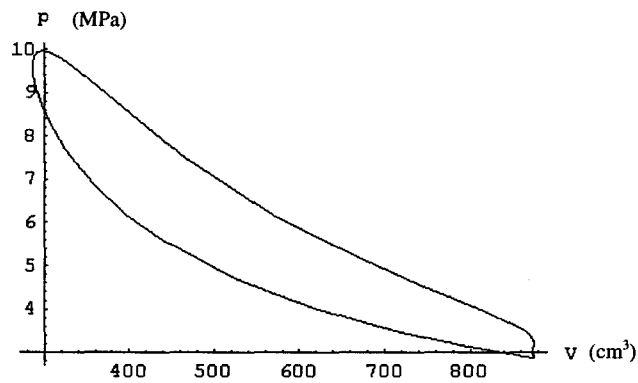
Bu parametreler kullanılarak yapılan analizler sonucunda tasarım zamanı için motor basınç, hacim değişimleri (Şekil 6.1, Şekil 6.2, Şekil 6.3) aşağıda gösterildiği gibi elde edilmiştir.



Şekil 6.1. Tasarlanan Stirling Motoru için Hacmin Krank Açısı ile Değişimi



Şekil 6.2. Tasarlanan Stirling Motoru için Basıncın Krank Açısı ile Değişimi



Şekil 6.3. Tasarlanan Stirling Motoru için Basıncın Hacim ile Değişimi

Yapılan analizler neticesinde motor performans değerleri elde edilmiştir. Bunlar;

Birinci genişleme hacmine verilmesi gereken ısı miktarı, $\dot{Q}_e = 26,39 kW$

İkinci genişleme hacmine verilmesi gereken ısı miktarı, $\dot{Q}_{e2} = 7,65 kW$

Motordan Çekilmesi gereken ısı miktarı, $\dot{Q}_c = -14,05 kW$

Motordan alınan güç, $\dot{W} = 19,98 kW$

Bu analizler sonucunda elde edilen motor gücü değerleri ideal olarak belirlenen değerlerdir. Bu değerlerden motorun ihtiyacı olan ısı miktarları tesbit edilerek kollektör tasarımında kullanılmaktadır.

Kollektörler güneş enerjisini toplayarak Stirling motoruna ısı enerjisi sağlamak üzere kullanılan sistemlerdir. Kollektör tasarımı yapılırken sistem çalışma zamanı parametreleri, çalışma zamanına ait güneş akısı verileri ve Stirling motoru tasarım hesaplarından elde edilen genişleme bölgelerine verilmesi gereken ısı miktarı dikkate alınmaktadır. Bu çalışmada tasarlanan kollektör için tasarım parametreleri aşağıda gösterilmiştir.

Güneş akısı zirve açısı, $\theta_z = 45^\circ$

Kollektör eni $E=400 cm$

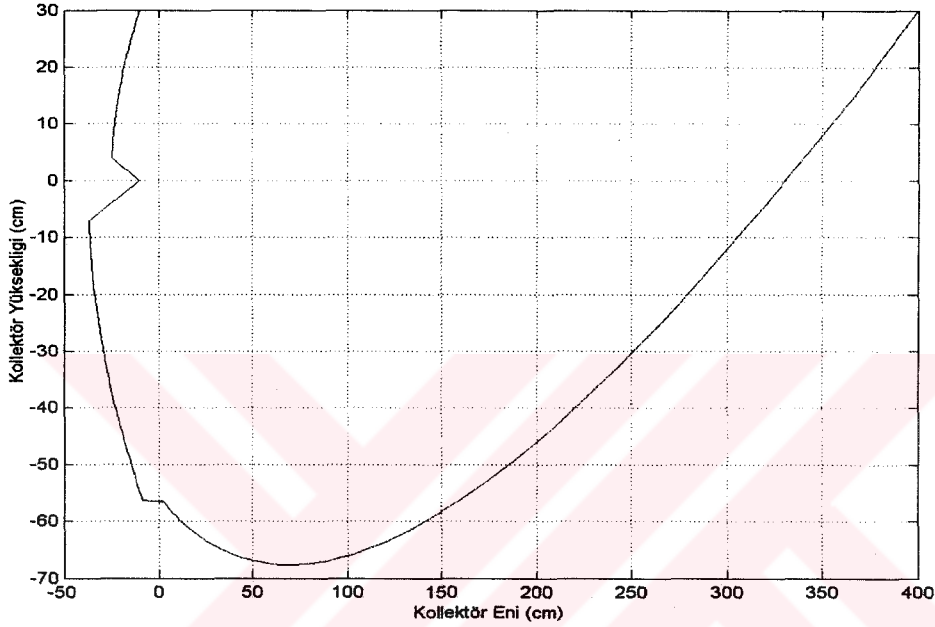
Kollektörün odak merkezinden yüksekliği, $H = 30 cm$

İkinci ve üçüncü yansıtıcıların bitim noktası, $M= 10 cm$

Burada; güneş akısı zirve açısı belirlenirken sistem çalışma şartlarında belirtilen gündeki güneş akısı verileri (Bkz. Bölüm 5.2.1) kullanılmıştır. Kollektör eni, kollektör boyunun azaltılabilmesi ve veriminin artırılabilmesi için yüksek seçilmiştir. Kollektörün odak merkezinden yüksekliğinin tesbitinde ise üçüncü yansıtıcının yüksekliği dikkate alınmıştır. Üçüncü yansıtıcının yüksekliği ayarlanarak

bu yansıtıcının, güneş akısı zirve açısının değerinin azaldığı durumda birinci yansıtıcı tarafından yansıyan ışınları odaklaması sağlanmıştır.

Yapılan analizler neticesinde Şekil 6.4' de gösterilen yansıtıcı yüzey şekli elde edilmiştir.



Şekil 6.4. Kollektör Yansıtıcı Yüzeyi

Şekilde de görüldüğü gibi kollektör eni 4,5 m iken kollektör yüksekliği yaklaşık olarak 1 m dir.

Kollektör yansıtıcı yüzeyi belirlendikten sonra yapılan analizlerle kollektör performans değerleri elde edilmiştir. Bu analizlerde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

Kullanılabilir ısı miktarı, $q_u = 35000W$

Yansıtıcı yüzeyin yansıtıcılığı, $\rho = 0,90$

Örtü geçirgenliği, $\tau_g = 0,90$

Örtü yayıcılığı, $\varepsilon_g = 0,05$

Alıcı tüp soğuruculuğu, $\alpha_p = 0,85$

Alıcı tüp yayıcılığı, $\varepsilon_p = 0,85$

Direkt güneş akısı miktarı $I_b = 650 W / m^2$

Dış ortam sıcaklığı $T_a = 20^\circ C$

Gökyüzü sıcaklığı $T_{gök} = 14^\circ C$

Isıtıcı akışkan giriş sıcaklığı $T_{fi} = 200^\circ C$

Isıtıcı akışkan çıkış sıcaklığı $T_{fo} = 400^\circ C$

Isıtıcı akışkan yoğunluğu = $812 kg/m^3$

Isıtıcı akışkan özgül ısısı = $2,319 kJ/kg-K$

Isıtıcı akışkan kinematik viskozitesi = $0,25 \cdot 10^{-6} m^2/s$

Isıtıcı akışkan ısı iletkenliği = $0,099 W/m-K$

Alıcı tüp iç çapı, $D_i = 0,037 m$

Alıcı tüp dış çapı, $D_o = 0,042 m$

Örtü iç çapı, $D_{öi} = 0,0623 m$

Örtü dış çapı, $D_{öo} = 0,066 m$

Alıcı tüp ile örtü arasındaki basınç , $P = 0,01 mmHg$

Burgulu bant burulma oranı $X = 4$

Yapılan analizler neticesinde aşağıda belirtilen kollektör boyu ve kollektör verimi elde edilmiştir.

Kollektör boyu, $L = 20,416m$

Kollektör verimi, $\eta_{kollektor} = 65,94\%$

Yapılan analizler neticesinde ortaya çıkan sonuçlar incelendiğinde kollektör boyunun çok yüksek çıktığı gözlenmektedir. Ancak bu kollektörün hiçbir ayar ihtiyacına gerek kalmadan kullanılabilmesi çatının tamamen kollektör ile kaplanmasına imkan vermektedir. Stirling motoru hacminde çok büyük olmaması nedeniyle bu sistem bina çatısına yerleştirilerek güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretimi için kullanılabilir.

6.2. Bu Çalışmada Tasarlanan Sistemin Literatürdeki Diğer Enerji Üretim Sistemleriyle Karşılaştırılması

Bu çalışmada, elektrik enerjisi üretim sistemi tasarımı yapılırken temel olarak Çanak/Stirling sistemlerinin yapısından yararlanılmıştır. Bu çalışmada tasarlanan elektrik enerjisi üretim sisteminde, Çanak/Stirling sistemlerinde ısı-mekanik enerji dönüşüm aracı olarak kullanılan Stirling motorları kullanılmış, bu motora enerji sağlamak için ise Çanak/Stirling sistemlerinde kullanılan çanak şeklindeki parabolik kollektörler yerine düz parabolik kollektörlere benzeyen bir parabolik kollektör kullanılmıştır.

Literatürde tek tek sistem kısımları (Stirling motoru, Kollektör) ve Dish/Stirling sistemleri ile düz parabolik kollektörlü elektrik enerjisi üretim sistemleri hakkında çalışmalar olmasına karşın bu çalışmada tasarlanan sisteme benzer bir elektrik enerjisi üretim sistemi bulunmamaktadır.

Literatürdeki Stirling motorlarıyla ilgili çalışmalar incelendiğinde yapılan çalışmalarda Stirling motorlarının sürüş mekanizmaları değiştirilerek bu motorlardan daha yüksek güç ve verim elde edilmeye çalışıldığı ve alfa tipi Stirling motorlarının basınç ve hacim değişimlerinin genel olarak Şekil 5.1, Şekil 5.2 ve Şekil 5.3 de gösterilen değişimlere benzer olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada tasarlanan Stirling motorunda sisteme ilave edilen üçüncü piston ile sistemin hacim değişimi ve buna bağlı olarak sistemin basınç değişimi kontrol edilmeye çalışılmıştır. Yapılan analizler neticesinde, bu çalışmada tasarlanan Stirling motoru için Şekil 6.1, Şekil 6.2 ve Şekil 6.3' de gösterilen basınç ve hacim dağılımları elde edilmiştir.

Şekil 6.1 incelendiğinde motor hacminin, krankın yaklaşık 1,4 radyanlık ($\sim 80^\circ$) dönüşü süresince en büyük hacimde sabit kaldığı görülmektedir. Alfa tipi iki pistonlu klasik Stirling motorlarında ise hacmin sabit kalması söz konusu olmamaktadır.

Şekil 6.2' de görüldü üzere hacmin sabit kalmasına bağlı olarak basınç değişimide en düşük basınç civarında azalmakta ve sabite yaklaşmaktadır. Buna karşın iki pistonlu klasik Stirling motorunda basınç değişimi daha hızlı olmaktadır.

Şekil 6.3 incelendiğinde en büyük hacimde hacim sabit kalırken basıncın azaldığı görülmektedir. Bu durum ideal Stirling çevriminde (Bkz. Bölüm 4.1.1) bahsedilen *2-3 sabit hacimde rejenerasyon* hal değişimine benzemektedir ve motorun basınç-hacim değişimi ideal Stirling çevriminin basınç-hacim değişimine yaklaşmıştır. İki pistonlu klasik Stirling motorunda ise hacim ile basıncın hızla değişimi basınç-hacim değişimini idealden uzaklaştırmaktadır.

Literatürdeki güneş kolektörleri ile ilgili çalışmalar incelendiğinde güneş akısından en üst seviyede yararlanılabilmesi için çeşitli sistemler geliştirildiği görülmektedir. Ancak bu sistemler genel olarak güneş hareketini takip etmektedir. Bu çalışmada tasarlanan güneş kolektörü ise güneşi takip etmeden güneş akısından yararlanmaktadır. Kolektör verimi çok yüksek olmamakla beraber, bu kolektörün düz parabolik güneş kolektörlerine göre daha yüksek verime sahip olduğu gözlenmektedir.

Literatürdeki enerji üretim sistemleri incelendiğinde düz parabolik kolektörleri kullanan sistemlerin bir enerji santrali kullanılarak çalıştırılabileceği, Çanak/Stirling sistemlerinin ise çok geniş alana sahip olan yerlerde kullanılabileceği gözlenmiştir. Ancak bu sistemlerin yüksek maliyetleri bu sistemlerin kullanılabilirliğini kısıtlamaktadır. Yapılan bu çalışmada tasarlanan sistem ise binalarda kullanılmak

üzere tasarlanmıştır. Bu açıdan diğer sistemlere göre daha yaygın olarak kullanılabilir bir sistemdir.

6.3. Gelecekteki Çalışmalar için Öneriler

Bu çalışmada Türkiye şartlarında kullanılabilir, güneş enerjisi ile çalışan, Stirling motorlu bir elektrik enerjisi üretim sisteminin tasarımı yapılmış, sistem boyutları ve diğer parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Bu çalışmada, Stirling motoru analizlerinde izotermal model kullanılmıştır. Yapılan analizler neticesinde elde edilen sonuçlar incelendiğinde motor gücünün ve verimin yükselmesi ve ideale yaklaşması beklenebilir. Ancak bu çalışmada yapılan izotermal analizler ile Stirling motorunun gerçek verim ve performans değerleri elde edilememiştir. Bu çalışmanın devamı olarak yapılacak çalışmalarda daha detaylı numerik analizler veya kesin sonuçlara ulaşılabilen deneysel metodlar kullanılarak Stirling motoru performans ve verim değerleri elde edilebilir.

Ayrıca alternatif kolektör tasarımları araştırılarak daha verimli ve daha yüksek sıcaklıklar elde edilebilen güneş kolektörleri tasarlanabilir.

Bu çalışmanın devamı olarak yapılacak yeni çalışmalar ile bu sistemin maliyet, performans ve verim açısından geliştirilmesi ve ticari amaçlı üretime geçilmesi sağlanabilir.

KAYNAKLAR

ASHRAE, 1997, ASHRAE Fundamentals Handbook (SI), USA.

ATLAS, http://www.europa.eu.int/comm/energy_transport/atlas/homeu.html .

Bean, J.R., Diver, R.B., 1995, Technical Status of The Dish/Stirling Joint Venture Program, **Sandia National Laboratories**, SAND95-1082C, USA.

Bulut, H., Büyükkalaca, O., Yılmaz, T., 1999, Bazı İller için Güneş Işınım Şiddeti, Güneşlenme Süresi ve Berraklık İndeksinin Yeni Ölçümler Işığında Analizi, **Güneş Günü Sempozyumu**, Kayseri, Türkiye.

Chaves, J., Collares-Pereira, M., 2000, Ultra Flat Ideal Concentrators of High Concentration, **Solar Energy**, vol 69, no 4, pp 269-281.

Chuchill, S.W., Chu, H.H.S., 1975, Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder, **Int. J. Heat Mass Transfer**, vol 18.

Costea, M., Petrescu, S., Harman, C., 1999, the Effect of Irreversibilities on solar Stirling Engine Cycle Performance, **Energy Conversion & Management**, vol 40, pp 1723-1731.

Çengel, Y.A., 2001, Dünya ve Türkiyede Jeotermal, Rüzgar ve Diğer Yenilenebilir Enerjilerin Kullanımı, **Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu ve Sergisi**, Kayseri, Türkiye.

Diver, R.B., Menicucci, D.F., 1997, Dish/Stirling for Department of Defense Applications Final Report, **Sandia National Laboratories**, SAND97-0527, USA.

Dunn, P.D., Rice, G., Preston, C.C., Lipman, N., Slowney, J., Alexander W.A., Rix, D.H., Burrough, W.E., Marshall, E.L., Reader, G.T., Clarke, M.A., Slee, R.H., Parker D.A., 1982, 20 kW UK Consortium Stirling Engine Specification and Manufacture, **I Mech E C18/82**.

Erbay, L.B., Yavuz, H., 1999, Optimization of the Irreversible Stirling Heat Engine, **Internatiponal Journal of Energy Research**, vol 23, pp 863-873.

EREN, <http://www.eren.doe.gov/> .

Eskin, N., 1999, Transient Performance Analysis of Cylindrical Parabolic Concentrating Collectors and Comparision with experimental Results, **Energy Conversion & Management**, vol 40, pp 175-191.

ETKB, <http://www.enerji.gov.tr/> .

Flavin, C. Lensen, N. 1994, Enerjide Arayışlar, **TEMA Vakfı**, Yayın no:12.

Güneş, M., 2000, Türkiyede Yapılan Güneş Işınımı Ölçümleri ve Türetilen Korelasyonlar Üzerine Bir İnceleme, **12. Ulusal Isı Bilimleri Tekniği Kongresi**, Sakarya, Türkiye.

Hong, S.W., Bergles, A.E., 1976, Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Twisted-Tape Inserts, **Journal of Heat Transfer**, pp 251-256.

Kaushika, N.D., Reddy, K.S., 2000, Performace of a Low Cost Solar Paraboloidal Dish Steam Generating System, **Energy Conversion & Management**, vol 41, pp 713-726.

Korucu, Y., 1999, Güneş Enerjisi ve Teşvikler, **Güneş Günü Sempozyumu**, Kayseri, Türkiye.

Kreith, K., Kreider, J.F., 1978, Principles of Solar Engineering, **McGraw-Hill**, Washington, USA.

- Lundholm, S.G.K., Moodysson, B.O., 1982, The Design and Development of 40 kW Stirling Engine – The Power System, **I Mech E C27/82**.
- Makhkamov, Kh.Kh., Ingham, D.B., 1999, Analysis of the Working Process and Mechanical Losses in a Stirling Engine for a Solar Power Unit, **Journal of Solar Energy Engineering**, vol 121, pp 121-127.
- Mancini, T.R., 1991, Analysis and Design of Two Stretched-Membrane Parabolic Dish Concentrators, **Journal of Solar Energy Engineering**, vol 113, pp 180-187.
- Mancini, T.R., 1997, Solar-Electric Dish Stirling System Development, **Sandia National Laboratories**, SAND97-2924, USA.
- Mansor, K., Rice, G., Performance of an Air Charged Stirling Engine, **I Mech E C12/82**.
- McVeight, J., Burtraw, D., Darmstadter, J., Palmer, K., 2000, Winner, Loser or Innocent Victim? Has Renewable Energy Performed as Expected?, **Solar Energy**, vol 68, no 3, pp 237-255
- Muschaweck, J., Spirkl, W., Timinger, A., Benz, N., Dörfler, M., Gut, M., Kose, E., 2000, Optimized Reflectors for Non-Tracking Solar Collectors with Tubular Absorbers, **Solar Energy**, vol 68, no 2, pp 151-159.
- NREL, <http://www.nrel.gov/> .
- Odeh, S.D., Morrison, G.L., Behnia, M., 1998, Modelling of Parabolic Trough Direct Steam Generation Solar Collectors, **Solar Energy**, vol 62, no 6, pp 395-406.
- Organ, A.J., 1991, Intermediate thermodynamic design of the Stirling Engine Gas Circuit Without the Computer, **Proc Instn Mech Engrs**, vol 205.

- Prieto, J.I., Fano, J., Gonzalez, C., Gonzalez, M.A., Diaz, R., 1997, Preliminary Design of the Kinematic Stirling Engine Using Dynamic Similarity and Quasi-Static Simulation, **Proc Instn Mech Engrs**, vol 211, Part C.
- Prieto, J.I., Gonzalez, M.A., Gonzalez, C., Fano, J., 2000, A New Equation Representing the Performance of Kinematic Stirling Engines, **Proc Instn Mech Engrs**, vol 214, Part C.
- Ratzel, A.C., Hickox, C.E., Gartling, D.K., 1979, Techniques for Reducing Thermal Conduction and Natural Convection Heat Losses in Annular Receiver Geometries, **Journal of Heat Transfer**, vol 101, pp 108-113.
- Reader, G.T., Clarke, M.A., Taylor, D.R., 1982, The Stirling Engine With Air as the Working Fluid, **I Mech E C21/82**.
- Rix, H.D., 1995, Thermodynamic and Detail Design of a 0,5 kW Stirling Engine for Domestic Scale Cogeneration, **Proc Instn Mech Engrs**, vol 209.
- Schulz, S., Schwendig, F., 1996, A General Simulation Model for Stirling Cycles, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, vol 118.
- Selçuk, M.K., 1999, Güneş Enerjisinin Dünü, Bugünü ve Yarını, **Güneş Günü Sempozyumu**, Kayseri, Türkiye.
- Serchuk, A., 2000, The Enviromental Imperative for Renewable Energy: An Update, **REPP Special Earth Day Report**, <http://www.repp.org/>, Washington, USA.
- Stine, W.B., Diver, R.B., 1994, A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology, **Sandia National Labrotories**, SAND-7026 UC-236, USA.
- Stone, K.W., Braun, H.W., Nelving, H., Diver, R.B., 1999, Status of the Boeing Dish Engine Critical Component Project, **Sandia National Labrotories**, SAND99-0108C, USA.

- Sukhatme, S.P., 1998, *Solar Energy Principles of Thermal Collection and Storage*, Second Edition, **Tata McGraw-Hill**, New Delhi, India.
- Şahin, A.D., Şen, Z., 1997, Statistical Analysis of the Angström Formulla Coefficients and Application for Turkey, **Solar Energy**, vol 62, no 1, pp 29-38.
- Şahin, Z.A., 2000, Optimum Operating Conditions of Solar Driven Heat Engines, **Energy Conversion & Management**, vol 41, pp 1335-1343.
- Urieli, I., Berchowitz, D.M., 1984, *Stirling Cycle Engine Analysis*, **Adam Hilger Ltd**, Bristol, Britain.
- Urieli, I., Rallis, C.J., *Stirling Cycle Engine Development – A Review*, **Energy Utilization Unit, University of Cape Town**.
- Uzunoğlu, M., Yüksel, R., Ok, M., 2001, *Güneş Enerjisi ve Kullanım Alanları, Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu ve Sergisi*, Kayseri, Türkiye.
- Walker, G., 1973, *Stirling-Cycle Machines*, **Oxford Universty Press**, London, England.
- Wong, L.T., Chow, W.K., 2001, Solar Radiation Model, **Applied Energy**, vol 69, pp 191-224.
- Wu, F., Chen, L., Wu, C., Sun, F., 1998, Optimum Performance of Irreversible Stirling Engine With Imperfect Regeneration, **Energy Conversion & Management**, vol 39, no 8, pp 727-732.



EK-1

İKİ PİSTONLU STİRLİNG MOTORU ANALİZİNDE KULLANILAN ÖRNEK HESAP PROGRAMI

Bu program İki Pistonlu Klasik Stirling Motoru için basınç ve hacim değişimleri ile motor performansının belirlenmesinde kullanılmaktadır.

** ** *
TOLGA PIRASACI
** ** *

Th = 400 + 273;

Tk = 40 + 273;

t = Tk / Th;

Vse = 400;

Xse = 1;

Xde = 0.2;

Xsc = 1;

Xdc = 0.2;

Xr = 0.2;

$\alpha = \pi / 2$;

Pmean = 5;

n = 1000;

Ve[x_] = Xse * (1 - Cos[x]) + 2 * Xde;

Vc[x_] = Xsc * (1 - Cos[x - α]) + 2 * Xdc;

Vr = 2 * Xr;

V[x_] = Simplify[$\frac{Vse}{2} * (Ve[x] + Vr + Vc[x])$];

Information["V"]

P1[x_] = Simplify[$\frac{2 * m * R * Tk}{Vse * \left(t * Ve[x] + \frac{\log[1/t] * Vr}{\frac{1}{t} - 1} + Vc[x] \right)}$];

Pmean1 = $\frac{1}{2 * \pi} * N\left[\int_0^{2 * \pi} P1[x] dx \right]$;

P[x_] = N[Pmean * Simplify[P1[x] / Pmean1]];

Information["P"]

Plot[P[x], {x, 0, 2 * π }, AxesLabel -> {x, p}]

Plot[V[x], {x, 0, 2 * π }, AxesLabel -> {x, V}]

ParametricPlot[{V[x], P[x]}, {x, 0, 2 * π }, AxesLabel -> {V, p}]

dVe = $\partial_x Ve[x]$;

dVc = $\partial_x Vc[x]$;

We = $\frac{n * Vse}{60000 * 2} * NIntegrate[(P[x] * dVe), {x, 0, 2 * \pi}]$;

Information["We"]

Wc = $\frac{n * Vse}{60000 * 2} * NIntegrate[(P[x] * dVc), {x, 0, 2 * \pi}]$;

Information["Wc"]

W = We + Wc;

Information["W"]

EK-2

ÜÇ PİSTONLU STİRLİNG MOTORU ANALİZİNDE KULLANILAN ÖRNEK HESAP PROGRAMI

Bu program Üç Pistonlu Klasik Stirling Motoru için basınç ve hacim değişimleri ile motor performansının belirlenmesinde kullanılmaktadır.

** * * * * *
TOLGA PIRASACI

** * * * * *

```

Th = 400 + 273;
Tk = 40 + 273;
t = Tk / Th;
Vse = 400;
Xse = 1;
Xde = 0.1;
Xsc = 1;
Xdc = 0.1;
Xr = 0.2;
Xsp = 0.4;
Xdp = 0.05;
alpha = pi / 2;
beta = pi / 2;
Pmean = 5;
n = 1000;
np = 2000;
Ve[x_] = Xse * (1 - Cos[x]) + 2 * Xde;
Vc[x_] = Xsc * (1 - Cos[x - alpha]) + 2 * Xdc;
Vp[x_] = Xsp * (1 - Cos[(np / n) * x - beta]) + 2 * Xdp;
Vr = 2 * Xr;
V[x_] = Simplify[ $\frac{Vse}{2} * (Ve[x] + Vr + Vc[x] + Vp[x])$ ];
Information["V"]

P1[x_] = Simplify[ $\frac{2 * m * R * Tk}{Vse * \left( t * Ve[x] + \frac{\log[1/t] * Vr}{\frac{1}{t} - 1} + Vc[x] + t * Vp[x] \right)}$ ];

Pmean1 =  $\frac{1}{2 * \pi} * N\left[\int_0^{2 * \pi} P1[x] dx\right]$ ;
P[x_] = N[Pmean * Simplify[P1[x] / Pmean1]];
Information["P"]
Plot[P[x], {x, 0, 2 * pi}, AxesLabel -> {"t", "p"}]
Plot[V[x], {x, 0, 2 * pi}, AxesLabel -> {"t", "V"}]
ParametricPlot[{V[x], P[x]}, {x, 0, 2 * pi}, AxesLabel -> {"V", "p"}]
dVe = D[Ve[x], x];
dVc = D[Vc[x], x];
dVp = D[Vp[x], x];
We =  $\frac{n * Vse}{60000 * 2} * NIntegrate[(P[x] * dVe), {x, 0, 2 * pi}]$ ;
Information["We"]
Wc =  $\frac{n * Vse}{60000 * 2} * NIntegrate[(P[x] * dVc), {x, 0, 2 * pi}]$ ;
Information["Wc"]
Wp =  $\frac{np * Vse}{60000 * 2} * NIntegrate[(P[x] * dVp), {x, 0, 2 * pi}]$ ;
Information["Wp"]
W = We + Wc + Wp;
Information["W"]

```

EK-3

GÜNEŞ AKISI VERİLERİNİN TESBİTİNDE KULLANILAN ÖRNEK HESAP PROGRAMI

```

%
% Bu program enlemi verilen bir bölge için güneş radyasyonu miktarının
%tesbitinde kullanılır
%
% TOLGA PIRASACI
%
%*****
% Hesaplamalarda ASHRAE tarafından belirlenen formülasyon
%kullanılmaktadır.
%*****
%
clear
clc
format short g
%
Fi=39.95;
%
for n=1:365;
for i=1:6;
if n<=31 A=1230; B=0.142; C=0.058;
elseif n<=59 A=1215; B=0.144; C=0.060;
elseif n<=90 A=1186; B=0.156; C=0.071;
elseif n<=120 A=1136; B=0.180; C=0.097;
elseif n<=151 A=1104; B=0.196; C=0.121;
elseif n<=181 A=1088; B=0.205; C=0.134;
elseif n<=212 A=1085; B=0.207; C=0.136;
elseif n<=243 A=1107; B=0.201; C=0.122;
elseif n<=273 A=1151; B=0.177; C=0.092;
elseif n<=304 A=1192; B=0.160; C=0.073;
elseif n<=334 A=1221; B=0.149; C=0.063;
else A=1233; B=0.142; C=0.057;
end
if i==1 W=37.5;
elseif i==2 W=22.5 ;
elseif i==3 W=7.5 ;
elseif i==4 W=-7.5 ;
elseif i==5 W=-22.5 ;
else W=-37.5 ;
end
delta=23.45*sin(360/365*(284+n)*pi/180);
COSQZ=sin(Fi*pi/180)*sin(delta*pi/180)+cos(Fi*pi/180)*cos(delta*pi/180)*cos(W*
pi/180);
QZ(i,n)=acos(COSQZ)*180/pi;
Ibn(i,n)=A*exp(-B./COSQZ);

```

```

Ib(i,n)=Ibn(i,n)*COSQZ;
Id(i,n)=C.*Ibn(i,n);
Ig(i,n)=Ib(i,n)+Id(i,n);
end
end
pcolor(QZ)
shading interp
colorbar
xlabel('Yilin Gunleri');
ylabel('Saatlik Degisimler')
saveas(gcf,'QZ.jpg')
pause(1)
clf
pcolor(Ib)
shading interp
colorbar
xlabel('Yilin Gunleri');
ylabel('Saatlik Degisimler')
saveas(gcf,'Ib.jpg')
pause(1)
clf
pcolor(Id)
shading interp
colorbar
xlabel('Yilin Gunleri');
ylabel('Saatlik Degisimler')
saveas(gcf,'Id.jpg')
pause(1)
clf
pcolor(Ig)
shading interp
colorbar
xlabel('Yilin Gunleri');
ylabel('Saatlik Degisimler')
saveas(gcf,'Ig.jpg')
close
clc
clear

```

EK-4

**KOLLEKTÖR YANSITICI YÜZEYİNİN ŞEKLİNİN BELİRLENMESİNDE
KULLANILAN ÖRNEK HESAP PROGRAMI**

```

%
% Bu program parabolik kollektör için yansıtıcı tasarımında kullanılır.
%
% TOLGA PIRASACI
%
%*****
% Yansıtıcı üç kısımdan oluşmaktadır. Odak noktası (0,0) olarak tasarlanmıştır.
% İlk yansıtıcı tasarım açısında gelen güneş akısını odak noktasına, bu açıdan
% farklı açılarda gelen akıyı ise ikinci ve üçüncü yansıtıcının üzerine yansıtılmak için
% kullanılmaktadır. İkinci ve üçüncü yansıtıcı ise üzerlerine gelen akıyı odak
% noktasında bulunan alıcı üzerine yansıtılmak üzere tasarlanmıştır.
%*****
%
clear
clc
clf
teta=45;           % güneş akısı geliş açısı (derece)
E=400;            % kollektör eni (cm)
H=30;             % kollektörün odak merkezinden itibaren yüksekliği (cm)
M=10;             % 2.ve 3. kollektör bitim noktası (cm)
%*****
%birinci yansıtıcı
%*****
i=1;
x(1,1)=E;
y(1,1)=H;
N0=atan(y(1,1)/x(1,1))*180/pi;
for n=N0-1:-1:-89
i=i+1;
N1=(90-teta+n)/2*pi/180;
if n==0
y(1,i)=0;
x(1,i)=(-y(1,i-1)+tan(N1)*x(1,i-1))/tan(N1);
elseif n==-90
x(1,i)=0;
y(1,i)=y(1,i-1)-tan(N1)*x(1,i-1);
else
x(1,i)=(y(1,i-1)-x(1,i-1)*tan(N1))/(-tan(N1)+tan(n*pi/180));
y(1,i)=x(1,i)*tan(n*pi/180);
end
end
plot(x,y)
hold on

```

```

%*****
%ikinci yansıtıcı
%*****
i1=i;
for n=-91:-1:-165
i=i+1;
N=n/2*pi/180;
x(1,i)=(y(1,i-1)-x(1,i-1)*tan(N))/(-tan(N)+tan(n*pi/180));
y(1,i)=x(1,i)*tan(n*pi/180);
end
i=i+1;
x(1,i)=0;
y(1,i)=0;
for j=1:i
x(1,j)=x(1,j)-M;
end
plot(x,y)
%*****
%üçüncü yansıtıcı
%*****
i=1;
x1(1,1)=0;
y1(1,1)=H;
for n=91:1:165
i=i+1;
N=(n/2)*pi/180;
y1(1,i)=(y1(1,i-1)-x1(1,i-1)*tan(N))/(1+tan(N)*tan((n-90)*pi/180));
x1(1,i)=-y1(1,i)*tan((n-90)*pi/180);
end
i=i+1;
x1(1,i)=0;
y1(1,i)=0;
for j=1:i
x1(1,j)=x1(1,j)-M;
end
plot(x1,y1)
%*****
grid on
xlabel('Kollektör Eni (cm)')
ylabel('Kollektör Yüksekliği (cm)')
saveas(gcf,'yansitici3.jpg')
close
clear
clc

```

EK-5

**KOLLEKTÖR ISIL HESAPLARINDA KULLANILAN ÖRNEK HESAP
PROGRAMI**

```

%
% Bu program parabolik kollektör için ısıl performans değerlerinin belirlenmesinde
% kullanılır.
%
% TOLGA PIRASACI
%
% *****
% Parabolik kollektör için belirlenen tasarım parametreleri ve ısıtıcı akışkan
% özellikleri
% kullanılarak ısıl hesaplar yapılmıştır.
% Bu program kullanılarak kollektörün kullanılabilir ısı kazancı, toplam ısı kayıp
% katsayısı ve verimi hesaplanabilmektedir.
% *****
%
clear
clc
format short g
%
% Kollektör tasarım parametreleri (tasarım sırasında belirlenmelidir)
%
qreal=35000; % kollektörden istenilen kullanılabilir ısı kazancı miktarı (W)
L=20.416; % kollektör Boyu (m)
W=4; % kollektör eni (m)
Di=0.037; % alıcı tüp iç çapı (m)
Do=0.042; % alıcı tüp dış çapı (m)
Dci=0.0623; % örtü iç çapı (m)
Dco=0.066; % örtü dış çapı (m)
X=4; % burgulu bant burulma oranı
ro=0.90; % yansıtıcı yüzeyin yansıtıcılığı
to=0.90; % örtü geçirgenliği
ec=0.05; % örtü yayıcılığı
ea=0.85; % alıcı tüp yayıcılığı
aa=0.85; % alıcı tüp soğuruculuğu
Pg=0.01; % alıcı tüp ile örtü arasındaki havanın basıncı (mmHg)
%
% Konum parametreleri (tasarım sırasında belirlenmelidir)
%
Ib=650; % direkt radyasyon miktarı (W/m^2)
Ta=20+273; % dış ortam sıcaklığı (C+273)
Tgok=14+273; % gökyüzü sıcaklığı (C+273)
%
% Akışkan özellikleri (tasarım sırasında belirlenmelidir)
%

```

```

Tfi=200+273; % ısıtıcı akışkan giriş sıcaklığı (C+273)
Tfo=400+273; % ısıtıcı akışkan çıkış sıcaklığı (C+273)
rof=812.0; % ortalama sıcaklıktaki ısıtıcı akışkan yoğunluğu (kg/m^3)
cpf=2.319; % ortalama sıcaklıktaki ısıtıcı akışkan özgül ısı (kJ/kg-K)
vuf=0.25e-6; % ortalama sıcaklıktaki ısıtıcı akışkan kinematik viskozitesi (m^2/s)
kf=0.099; % ortalama sıcaklıktaki ısıtıcı akışkan ısıl geçirgenliği (W/m-K)
%*****
% Güneş akısı miktarı
S=Ib*ro*to*aa+Ib*to*aa*(Do/W);
% Isıtıcı akışkan debisi
m=qureal/1000/cpf/(Tfo-Tfi);
% Isıtıcı akışkan konveksiyon ısı transferi katsayısı
V=m*4/pi/Di^2/rof;
Re=V*Di/vuf;
Pr=cpf*vuf*rof*1000/kf;
Nu=5.172*(1+0.005484*(Pr*(Re/X)^1.78)^0.7)^0.5;
hf=Nu*kf/Di;
%
Ulguess=0;
Ul=1.2;
while abs(Ul-Ulguess)>0.0001
Ulguess=Ul;
F1=1/(Ulguess*(1/Ulguess+Do/(Di*hf)));
FR=m*cpf*1000/pi/Do/L/Ulguess*(1-exp(-F1*pi*Do*Ulguess*L/m/cpf/1000));
C=W/pi/Do;
qu=FR*W*L*(S-Ulguess/C*(Tfi-Ta));
Tpm=(W*L*S-qu)/pi/Do/L/Ulguess+Ta;
Tc=Ta;
ql1=2;
ql2=0;
while abs(ql1-ql2)>0.1
Tc=Tc+0.1;
% Alıcı tüp ile örtü arasındaki ısı transferi katsayısı
Tmean=(Tpm+Tc)/2;
k=-8.379e-4+1.004e-4*Tmean-3.470e-8*Tmean^2;
lamda=4.3308e-007*Tmean/Pg;
hpc=k/(Do/2*log(Dci/Do)+1.58*lamda*(Do/Dci+1));
% Örtü dışındaki havanın ısı transferi katsayısı
Tmean=(Tc+Ta)/2+273.16;
k=-8.379e-4+1.004e-4*Tmean-3.470e-8*Tmean^2;
vu=-7.762e-6+5.517e-8*Tmean+7.595e-11*Tmean^2;
Ra=9.81/Tmean*(Tc-Ta)*Dco^3/vu^2;
Nu=(0.6+0.387*Ra^(1/6))/(1+(0.559/Pr)^(9/16))^(8/27))^2;
hw=Nu*k/Dco;
% Alıcı tüp ısı kaybı
ql1=hpc*(Tpm-Tc)*pi*Do+5.67e-8*pi*Do*(Tpm^4-Tc^4)/(1/ea+Do/Dci*(1/ec-1));
% Örtü ısı kaybı
ql2=hw*(Tc-Ta)*pi*Dco+5.67e-8*pi*Dco*ec*(Tc^4-Tgok^4);
end
% Toplam ısı kaybı katsayısı

```

```
Ul=q11/pi/Do/(Tpm-Ta);  
end  
verim=qu/Ib/W/L  
qu  
Ul
```



ÖZGEÇMİŞ

1977 Ödemiş doğumlu Tolga PIRASACI, ilk, orta ve lise öğrenimini Ödemiş'te tamamladı. Lisans öğrenimi gördüğü Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünden 1999 yılında bölüm birinciliği derecesiyle mezun oldu. Ocak 2000 tarihinden itibaren Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

