

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

STIRLING MOTORU HACİM OPTİMİZASYONU VE KONTROLÜ

Mahmut AZANPA

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

Danışman

Prof. Dr. Ahmet KOYUN

Ocak, 2020

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

STIRLING MOTORU HACİM OPTİMİZASYONU VE KONTROLÜ

Mahmut AZANPA tarafından hazırlanan tez çalışması 17.01.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekatronik Mühendisliği Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ahmet KOYUN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ahmet KOYUN, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Mehmed Rafet ÖZDEMİR, Üye

Marmara Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Muhammet GARİP, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Ahmet KOYUN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Stirling Motoru Hacim Optimizasyonu ve Kontrolü başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Mahmut AZANPA

İmza



Aileme

TEŞEKKÜR

Çalışmanın yürütülmesi esnasında yaşadığım sıkıntılara rağmen devam etmem için ısrar eden başta danışmanım Prof. Dr. Ahmet KOYUN'a, akademik ve manevi desteğini esirgemeyen meslektaşım ve abim Mehmet İŞCAN'a, yine manevi desteğini gördüğüm arkadaşım Rahman KURT'a, bu sıkıntılı sürecimde beni hoş gören aileme ve az çok yardımlarını aldığım herkese teşekkür ederim.

Mahmut AZANPA



İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xv
1 Giriş	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.1.1 Küresel Isınma	1
1.1.2 Fosil Yakıtlı Motorlar	2
1.1.3 Güneş Enerjisi	3
1.1.4 Tarihçe	7
1.1.5 Stirling, Ericson ve Carnot Çevrimleri	9
1.1.6 Stirling Motoru Türleri	12
1.1.7 Stirling Motorlarında Kullanılan Mekanik Aktarım Sistemleri	13
1.1.8 Sayısal Analiz Yöntemleri	14
1.1.9 İdeal Politropik Analiz	16
1.2 Tezin Amacı	16
1.3 Orijinal Katkı	16
2 Teori	18
2.1 Stirling Motorunun Çalışma Prensibi	18
2.2 Analiz Yöntemleri ve Kontrol Modelleri	20
2.2.1 İdeal İzotermal Analiz	21
2.2.2 İdeal Adyabatik Analiz	23
2.2.3 Finkelstein Hacim Optimizasyonu	31
2.2.4 İdeal Hacim Değişimi İçin Optimizasyon	32

2.2.5	Alfa Stirling Benzeri Isı Motoru Modeli ve Lyapunov Kontrolcüsü	35
2.2.6	Beta Stirling Modeli ve Lyapunov Kontrolcüsü	42
3	Sonuç ve Öneriler	48
3.1	Referans ve Optimizeli Motor Simülasyonları	48
3.1.1	İdeal İzotermal Simülasyon Sonuçları	48
3.1.2	İdeal Adyabatik Simülasyon Sonuçları	50
3.1.3	Finkelstein Optimizasyonlu Simülasyon Sonuçları	52
3.1.4	İdeal Hacim Değişimi İçin Optimizasyon (Fourier Optimizasyonu)	53
3.1.5	Değerlendirme ve Öneriler	56
3.2	Motor Kontrol Simülasyonları	59
3.2.1	Alfa Stirling Benzeri Isı Motoru	59
3.2.2	Beta Stirling Modeli	66
3.3	Genel Değerlendirme	71
	A Denklem Kısaltmaları	74
	Kaynakça	76
	Tezden Üretilmiş Yayınlar	79

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
A_d	Displacer kesit alanı
A_p	Piston alanı
c_p	Sabit basınç özgül ısısı
c_v	Sabit hacim özgül ısısı
e	Hata
F	Kuvvet
f	Fanning sürtünme faktörü
I	Eylemsizlik momenti
l	Piston bağlantı kolu uzunluğu
L	Rejeneratör uzunluğu
m	Gaz kütlesi
m_c	Sıkıştırma hacmindeki gaz kütlesi
m_e	Genişleme hacmindeki gaz kütlesi
m_h	Isıtıcı hacmindeki gaz kütlesi
m_k	Soğutucu hacmindeki gaz kütlesi
m_r	Rejeneratör hacmindeki gaz kütlesi
p	Gaz basıncı
Q_c	Sıkıştırma hacmi ısı transferi
Q_e	Genişleme hacmi ısı transferi
Q_h	Isıtıcı ısı transferi
Q_k	Soğutucu ısı transferi
Q_r	Rejeneratör ısı transferi
R	Gaz sabiti
T	Sıcaklık
V	Gaz hacmi
V_c	Sıkıştırma hacmi
V_e	Genişleme hacmi
V_h	Isıtıcı hacmi
V_k	Soğutucu hacmi
V_r	Rejeneratör hacmi

W	İş
W_c	Sıkıştırma hacmi işi
W_e	Genişleme hacmi işi
x_d	Displacer Konumu
x_p	Pistonun konumu
γ	Özgöl ısılar oranı(basınç/hacim)
η	Motor verimi
θ	Motorun dönüş açısı
v_r	Rejeneratörde akan gazın ortalama hızı
ρ	Gaz yoğunluğu
τ	Tork

KISALTMA LİSTESİ

CO ₂	Karbondioksit
CH ₄	Metan
CFC	Chlora Fluora Carbons
°F	Fahrenheit
°C	Celcius



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Çatıya monte edilmiş güneş panelleri[14]	5
Şekil 1.2 Güneş ışınlarının toplandığı güç kulesi[17]	6
Şekil 1.3 Parabolik oluk[18]	6
Şekil 1.4 Stirling çanağı.....	7
Şekil 1.5 İdeal Carnot çevrimi P-V ve T-s diyagramları	10
Şekil 1.6 İdeal Ericson çevrimi P-V ve T-s diyagramı	11
Şekil 1.7 İdeal Stirling çevrimi P-v ve T-s diyagramı	11
Şekil 1.8 Alfa tipi Stirling motoru	12
Şekil 1.9 Beta tipi Stirling motoru	13
Şekil 1.10 Gama tipi Stirling motoru	13
Şekil 2.1 İdeal çevrim hareketi 1-2 aralığı	18
Şekil 2.2 İdeal çevrim hareketi 2-3 aralığı	19
Şekil 2.3 İdeal çevrim hareketi 3-4 aralığı	19
Şekil 2.4 İdeal çevrim hareketi 4-1 aralığı	20
Şekil 2.5 İdeal izotermal motor gösterimi.....	21
Şekil 2.6 İdeal adyabatik motor şematiği	24
Şekil 2.7 Genelleştirilmiş hücre.....	25
Şekil 2.8 Enerji denklemi	25
Şekil 2.9 Adyabatik sıkıştırma hacmi.....	27
Şekil 2.10 Bir Çevrimdeki hacim değişimi (Finkestein optimizeli).....	33
Şekil 2.11 Önerilen hacim değişimi	34
Şekil 2.12 İdealleştirilmiş ısı motoru	36
Şekil 2.13 Kontrolcü diyagramı.....	39
Şekil 2.14 Dıştan tahrikli displacer'a sahip beta Stirling motoru	45
Şekil 2.15 Beta Stirling motoru kontrol diyagramı.....	46
Şekil 3.1 İdeal izotermal P-V diyagramı.....	49
Şekil 3.2 İdeal adyabatik simülasyon P-V diyagramı	51
Şekil 3.3 Motor açısına göre genişleme ve sıkıştırma hacmindeki sıcaklıklar	51
Şekil 3.4 Optimize edilmiş P-V diyagramı	52
Şekil 3.5 Fourier optimizeli hacim değişimi	54
Şekil 3.6 Fourier optimizeli P-V diyagramı.....	55
Şekil 3.7 Optimizeli ve referans P-V diyagramları.....	56

Şekil 3.8 Motorların yaptıkları ısı transferi ve ürettikleri işler.....	57
Şekil 3.9 Motorların ortalama basınç ve verim grafikleri	57
Şekil 3.10 Motor hacimleri	58
Şekil 3.11 Birim basamak cevabı girişi için motor referans hız takibi	60
Şekil 3.12 Birim basamak cevabı için ısı ve basınç yanıtları.....	61
Şekil 3.13 Rampa cevap girişi için motor referans hız takibi	61
Şekil 3.14 Rampa cevabı için ısı ve basınç yanıtları	62
Şekil 3.15 Sinüs cevap girişi için motor referans hız takibi	62
Şekil 3.16 Sinüs cevabı için ısı ve basınç yanıtları	62
Şekil 3.17 Basamak cevabı ve güç karakteristiği	68
Şekil 3.18 Rampa cevabı ve güç karakteristiği	68
Şekil 3.19 Sinüs cevabı ve güç karakteristiği	69
Şekil 3.20 Filtreli ve filtersiz kuvvet cevabı.....	70

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Çeşitli güneş panellerinin verimlilikleri[11]	4
Tablo 2.2 Çıkarılan denklemlerin toplu gösterimi.....	30
Tablo 3.1 Motorun mekanik parametreleri.....	48
Tablo 3.2 Sistemin ısı parametreleri.....	48
Tablo 3.3 İdeal izotermal simülasyon sonuçları.....	49
Tablo 3.4 Motorun ideal adyabatik simülasyon sonuçları.....	50
Tablo 3.5 Tablo optimize ve asıl hacimler	52
Tablo 3.6 Finkelstein optimize motor çıktıları	53
Tablo 3.7 Fourier optimize simülasyon sonuçları.....	54
Tablo 3.8 Mekanik sistem parametreleri	59
Tablo 3.9 Isıl sistem parametreleri.....	60
Tablo 3.10 Mekanik parametreler	67
Tablo 3.11 Isıl parametreler.....	67

Stirling Motoru Hacim Optimizasyonu ve Kontrolü

Mahmut AZANPA

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ahmet KOYUN

Yaklaşık yarım yüzyıldır küresel ısınma insanoğlunun gündemini meşgul etmektedir. Artan ortalama sıcaklıklar sonucu dünya genelinde oluşan iklim değişiklikleri nedeniyle pek çok yerde artan kıtlık ve kuraklık görülmekte deniz seviyeleri yükselmektedir.

Küresel ısınmanın nedeni olarak insanların ürettikleri sera gazları gösterilmektedir. Enerji üretim tesisleri ve genel olarak ulaşım ve nakliye araçlarında kullanılan fosil yakıtlar, sera gazları üretiminden önemli ölçüde pay sahibidir. Küresel ısınma tehdidinin sonuçlarını hafifletmek ve sürdürülebilirliğin devam ettirilebilmesi için 20. yüzyılın son çeyreğinden itibaren yenilenebilir enerji ve enerji verimliliği üzerindeki çalışmalar artmıştır. Çalışmamız amacı, yenilebilir enerji sistemlerinde ve klasik fosil yakıtlı araçların yerine kullanılabilirliği bulunan, yüksek enerji verimliliği potansiyeline sahip, Stirling çevrimiyle çalışan bir motorunun optimizasyonu ve kontrolünün yapılmasıdır.

Stirling motorunun analizi için, verilen parametrelere bağlı olarak literatürde bulunan 2 farklı temel simülasyon tekniğiyle benzetimi yapılmış ve kıyaslanmıştır. Ayrıca literatürde bulunan bir yöntem ve kendi önerdiğimiz bir metot ile motorun

hacimleri optimize edilerek alınan iş arttırılmış ve değ erlendirilmiştir. Motorun model ve kontrol teorisiyle hız kontrolü konusunda literatürdeki çalışmalar yetersiz olduğundan, motorun kontrolü amacıyla literatürdeki motor modelinin üzerine bir kontrolcü Lyapunov teorisi ile geliştirilmiştir.

Çalışmamız sonunda benzetim tabanlı olarak motordan alınan iş miktarı, benzer koşullarda çalışan optimizasyonsuz motora göre önemli ölçüde arttırılmıştır. Ayrıca kontrol tarafında yine simülasyon bazında başarıyla istenen hız referansının kontrolü elde edilebilmiştir. Fakat bu çalışmaların gerçek sistemler üzerindeki etkisinin daha güvenilir şekilde incelenmesi adına daha detaylı simülasyonlar yapılmalı ve nihai olarak sistemlerin gerçeklemesi gerekmektedir.

Anahtar Kelimeler: Stirling motoru, yenilenebilir enerji, Lyapunov teorisi, Stirling  evrim optimizasyonu, Fourier optimizasyonu

Volume Optimazation and Control of Stirling Engine

Mahmut AZANPA

Department of Mechatronical Engineering

Master Thesis

Advisor: Prof. Dr. Ahmet KOYUN

For nearly half a century, global warming has occupied the agenda of human beings. Due to climate changes around the world as a result of rising average temperatures, scarcity and droughts are increasing in many places and sea levels are rising. The cause of global warming is the greenhouse gases produced by humans. Fossil fuels used in power plants and transportation vehicles have a significant share in the production of greenhouse gases.

In order to alleviate the consequences of the threat of global warming and to maintain sustainability, studies on renewable energy and energy efficiency have increased since the last quarter of the 20th century. The aim of this study is to optimize and control a Stirling cycle engine with high energy efficiency potential, which can be used in renewable energy systems and conventional fossil fuel vehicles.

For the analysis of Stirling engine, two different basic simulation techniques in the literature were simulated and compared based on the given parameters. In addition, we studied a method found in the literature and a method proposed by us for optimizing Stirling engine volumes. As a result of the volume optimization, net-work

output has been investigated. Since the studies in the literature on model and control theory and speed control of the engine are insufficient, a controller was developed with Lyapunov theory for speed control purpose.

At the end of our study, the amount of work taken from the engine based on simulation was significantly increased compared to the non-optimized engine operating under similar conditions. In addition, control of the desired speed reference was successfully achieved on the control side. However, in order to more reliably examine the impact of these studies on real systems, more detailed simulations should be performed and real systems must be developed.

Keywords: Stirling engine, renewable energy, Lyapunov theorem, Stirling cycle optimization, Fourier optimization.

1.1 Literatür Özeti

1.1.1 Küresel Isınma

Küresel ısınma son sanayi devrimi sonrası dönemde insan kaynaklı ortaya çıkan ve dünya üzerinde ortalama sıcaklıkların artmasına neden olan bir durumdur. Devrim sonrasında yüksek miktarda sera gazı salınımı yapılmaya başlanmıştır. 2000'li yıllara kadar ortalama hava sıcaklık değerleri sera gazı salınımı nedeniyle 1°F (0,556 °C) derece artmıştır. Kuraklık, sel, kasırga gibi oluşumların yerleri, sıklığı ve zamanları eski nominal değerlerine göre değişmektedir [1]. Günümüzde ise ortalama sıcaklık artışı 1°C'ye ulaşmışken, küresel ısınmanın artışı beklenildiğinden daha hızlı gerçekleşmektedir [2]. Ayrıca bölgesel olarak ortalama sıcaklık artışından daha yüksek miktarda sıcaklık artışı olabilmektedir.

Küresel ısınmada insanlığın doğrudan etkisi olarak gösterilebilecek en önemli etken sera gazları salınımıdır. Sera etkisi kısaca, güneşten gelen ışınların yeryüzünden yansımalarının ardından sera gazları tarafından tekrar yeryüzüne yansıtılmasıdır. Sera gazları içerisinde karbondioksit (CO₂) en yüksek etkiye sahipken, CFC'ler (Chloro Fluora Carbons) ve metan (CH₄) gibi gazlarında etkisi vardır. CO₂ fosil yakıtların yakılması, CFC spreylerdeki ve iklimlendirme sistemlerindeki gazın havaya sızması, CH₄ ise tarım ve hayvancılık faaliyetleri, çöp alanları ve doğalgaz hatlarındaki kaçaklar sonucu havaya karışmaktadır. Bu gazların salınımı sonucu buzul hacimleri azalmış, deniz seviyesi yükselmiş, göllerdeki su sıcaklığı artmıştır [4]. Artan sıcaklık, değişen yağış rejimi vb. sonucu aynı topraklarda üretilebilir bitki çeşitleri değişecektir. Ülkemizin tarım arazilerinin çoğunda sulamasız tarım yapılmakta, kuraklığın arttığı durumunda üretim miktarı olumsuz etkilenecektir [4].

1.1.2 Fosil Yakıtlı Motorlar

Fosil yakıtlı motorlar; petrolden elde edilen yakıtlardaki kimyasal enerjiyi ilk olarak ısı enerjisine daha sonrada mekanik enerjiye çeviren ısı makinalarıdır. Ayrıca bu motorlar tarım kaynaklı yağların işlenmesiyle oluşan akaryakıtlarla da çalışabilmektedir.

Fosil yakıtlı motorların günümüzdeki temel kullanım alanı ulaşım araçlarıdır. Arabalardan uçaklara kadar çeşitli araçlarda kullanılmaktadır. Kara taşıtları ve deniz taşıtlarında içten yanmalı ve genellikle piston silindir düzenekli motorlar bulunurken; yüksek hızlı, yüksek miktarda yolcu ve yük taşıyan uçaklarda jet motorları kullanılmaktadır.

İçten yanmalı ve piston-silindir düzeneğine sahip dizel ve benzinli motorlar, 19. Yüzyılın sonlarına doğru ortaya çıkmış ve 20. Yüzyılda özellikle kara ulaşımındaki taşıtlarda sıkça kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle demiryolu ağının gelişmediği ve deniz ile ulaşımın yeterli olmadığı yerlerde kara yolu taşıtları ulaşımın belkemiğini oluşturmaktadır. Elektrikli araçların yaygınlaşmasına rağmen, menzil yetersizlikleri, şarj süreleri, şarj istasyonlarını azlığı, maliyet dezavantajı nedeniyle içten yanmalı motorlar kara taşıtları için hala önemli bir konumdadır.

İçten yanmalı motorlar; yıllarca üzerlerinde yapılan araştırma-geliştirmenin oluşturduğu teknolojik olgunluk ve menzil avantajlarına rağmen çeşitli olumsuz taraflara da sahiptir. İlk olarak fosil yakıt kaynakları gitgide azalmaktadır ve gelecek açısından sürdürülebilirliği azdır. Ayrıca fosil yakıtların kullanılması, CO₂ gibi sera gazları ve özellikle dizel motorlarda insan sağlığına zararlı gazları ve parçacıkları havaya salmaktadır [5] ve solunabilir havanın kalitesinin düşmesine sebep olmaktadır. Avrupa'da bazı şehirlerde geleceğe yönelik dizel motorlu araçların trafiğe çıkışı şimdiden yasaklanmıştır [6]. Avrupa'da ve uluslararası getirilen standartlara rağmen çok büyük bir otomobil üreticisi ve diğer pek çok üreticinin emisyon testlerinde hile yaptıkları ortaya çıkmıştır [7] ve bu durumu araç üreticilerinin halk sağlığı için önemli olan emisyon standartlarını sağlayıp sağlayamayacakları konusunda soru işareti oluşturmaktadır.

Stirling motorları, fosil yakıtlı motorların yerine kullanılabilecek bir seçenektir. İçten yanmalı motorlardan farklı olarak dıştan yanmalı bir sisteme sahiptir, böylece yakıtın yanması kontrollü yapılabilir ve emisyon değerleri belirli aralıklarda tutulabilir. Ayrıca güneş enerjisi, atık ısı ve jeotermal kaynaklardan aldığı ısılarla da çalışabilmektedir. Fakat kalkış zamanı, güç/ağırlık yoğunluğu gibi problemlerin aşılması gerekmektedir.

1.1.3 Güneş Enerjisi

Yeryüzüne düşen güneş enerjisi; günlük olarak kullanılan fosil yakıtların enerjisine kıyasla muazzam derecede yüksektir. Fosil yakıtlar gibi çevreye sera gazı yayıp çevreyi kirletmez ve temizdir.

Güneş enerjisi günümüzde konut ve iş yerlerinin iklimlendirilmesinden, elektrik üretimine, tuzlu deniz suyundan tatlı su üretimine kadar pek çok alanda kullanılmaktadır [8].

Devlet meteoroloji işleri genel müdürlüğünün 1966-1982 arası yaptığı ölçümlerde Türkiye'ye düşen ortalama yıllık toplam güneşlenme süresi 2640 saattir. Ortalama ışınlam şiddeti ise $1311 \text{ kWh/m}^2 \text{ yıl}$ 'dır [8]. En fazla güneş alan bölgemiz Güney Doğu Anadolu ardından ise Akdeniz'dir [8].

1.1.3.1 Güneş Panelleri

Fotovoltaik dönüşüm, güneş enerjisinin doğrudan elektrik enerjisine dönüştürüldüğü yöntemdir ve güneş panelleri bu prensibe göre çalışır [9]. Üretimleri için yarı iletken teknolojisine ihtiyaç vardır.

Güneş panelleri, hareketli mekanizmalar değildir, bu nedenle devamlı bakım gerektirmezler. Fakat nem, toz, sıcaklık gibi etkenlerle enerji üretim miktarları ve verimleri önemli miktarda etkilemektedir. Bu yüzden güneş paneli kurulacak bölgenin sadece güneş ışınlam radyasyon değerlerine göre değil; nem, sıcaklık, toz gibi kriterleri ayrıca kurulacak arazinin tarım arazisi gibi ekonomik nitelikleri de düşünüp seçilmelidir. Türkiye'de, yağışların düşük olması, kuraklığın yüksek olması ve çölleşme, yüksek güneş radyonu gibi avantajları Konya Karatay bölgesi uygulama için uygun görülmektedir [10]. Çeşitli güneş panelleri için verimlilikler Tablo 1.1'de verilmiştir.

Tablo 1.1 Çeşitli güneş panellerinin verimlilikleri[11]

Tür	Çeşit	Verim	Tür	Çeşit	Verim
Tek Eklemlı (Single-Junction)					
Silicon	Si (crystalline cell)	26.7 ± 0.5	III-V cells	GaAs (thin film cell)	28.8 ± 0.9
	Si (multicrystalline cell)	22.3 ± 0.4		GaAs (multicrystalline)	18.4 ± 0.5
	Si (thin transfer submodule)	21.2 ± 0.4		InP (crystalline cell)	24.2 ± 0.5
	Si (thin film minimodule)	10.5 ± 0.3			
Dye sensitized	Dye (cell)	11.9 ± 0.4	Perovskite	Perovskite (cell)	20.9 ± 0.7
	Dye (minimodule)	10.7 ±0.4		Perovskite (minimodule)	17.25 ± 0.6
	Dye (submodule)	8.8 ±0.3		Perovskite (submodule)	11.7 ± 0.4
Amorphous/ microcrystall	Si (amorphous cell)	10.2 ± 0.3	Organic	Organic (cell)	11.2 ± 0.3
	Si (microcrystalline cell)	11.9 ± 0.3		Organic (minimodule)	9.7 ± 0.3
Çok Eklemlı (Multiple-Junction)					
III-V multijunctions	5 Junction cell (bonded) (2.17/1.68/1.40/1.06/0.73 eV)	38.8 ± 1.2	Multijunctions with c-Si	GaInP/GaAs/Si (mech. stack)	35.9 ± 0.5
	InGaP/GaAs/InGaAs	37.9 ± 1.2		GaInP/GaAs/Si (wafer bonded)	33.3 ± 1.2
	GaInP/GaAs (monolithic)	32.8 ± 1.4		GaAsP/Si (monolithic)	20.1 ± 1.3
a-Si/nc-Si multijunctions	a-Si/nc-Si/nc-Si (thin film)	14.0 ± 0.4		GaAs/Si (mech. stack)	32.8 ± 0.5
	a-Si/nc-Si (thin-film cell)	12.7 ± 0.4		Perovskite/Si (monolithic)	25.2 ± 0.7
Notable exception	Perovskite/CIGSj	22.4 ± 1.9		Perovskite/Si (monolithic)	25.2 ± 0.8
				GaInP/GaInAs/Ge; Si (spectral split minimodule)	34.5 ±2.0

Paneller ticari olarak günümüzde %20 civarı verimlere ulaşmışlardır. Deneysel olarak ise %45-50 arasında verim sağlayabilen paneller test edilmiştir [12]. İlerleyen zamanla beraber güneş panellerin maliyeti azalmış ve verimleri artmıştır. Ancak güneş panellerinin üretiminde çevre ve insan sağlığı için zararlı olan silikon, arsenik, kurşun, kadmiyum gibi elementler kullanılmaktadır [13]. Üretimde kullanılan bu elementler üretim ve geri dönüşüm esnasında çevre ve insanlar için tehdit oluşturmaktadır. Şekil 1.1’de çatıya uygulanmış güneş panelleri görülebilir.



Şekil 1.1 Çatıya monte edilmiş güneş panelleri[14]

1.1.3.2 Solar Termal Sistemler (CSP = Concentrated Solar Power)

Solar termal sistemlerinde güneş ışığı belirli noktalara aynalarla veya parlak cisimlerle odaklanarak yüksek yoğunlukta enerji ısıl depoya aktarılır ve böylece yüksek sıcaklık elde edilir. Yüksek miktarda ısıl enerji farklı termodinamik çevrim esaslarına uyularak ilk olarak mekanik daha sonra elektrik enerjisine çevrilir.

4 çeşit Csp tipi vardır. Parabolik oluk(Parabolic through), güç kulesi(Power tower), doğrusal fresnel(Lineer fresnel), Stirling Çanağı(Dish Stirling) [15], [16]

Fresnel ve parabolik oluk güneş ışığını tek ekseninde takip eder ve bir çizgi boyunca odaklar. Suyu kaynatarak gaz türbinine yollar. Stirling Çanağı ve güç kulesinde ise güneş ışığı noktasal olarak toplanır. Bu sayede daha yüksek enerji yoğunluğuna ve

yüksek sıcaklığa ulaşılabilir. Stirling çanağında diğer sistemlerden farklı olarak türbin kullanılmaz onun yerine güneş ışığı dıştan yanmalı Stirling motoruna yönlendirilir [15]. Şekil 1.2 ve Şekil 1.3'te sırasıyla güç kulesi ve parabolik oluk görülebilir.



Şekil 1.2 Güneş ışınlarının toplandığı güç kulesi[17]



Şekil 1.3 Parabolik oluk[18]

1.1.3.3 Stirling Çanağı

Stirling çanağı (Dish Stirling); bir çanak mekanizması ile güneş ışığının yoğunlaştırılıp, yüksek ısı yoğunluğu ve sıcaklık ile Stirling motorun çalıştırılması prensibine dayanan bir sistemdir. Sistem üç kısma ayrılır: Güneş toplayıcı çanak(concentrator), Stirling motoru ve ısı alıcısı, güneş takip sistemi. Çanak güneş

ışığını yoğunlaştırmaktan, motor ve ısı alıcısı ısıyı mekanik işe çevirmekten ve güneş takip sistemi ise güneşi günün farklı zamanlarına göre takip etmekten sorumludur.



Şekil 1.4 Stirling çanağı

Stirling çanağı düşük maliyet, yüksek verim gibi yönlerden ön plana çıkarken; hareketli parçaların bakım gerektirmesi ve takip mekanizmasının maliyeti gibi eksi yönleri sahiptir [16]. Ayrıca güneş panelleri gibi bulutlu havalarda doğrudan güneş ışığıyla çalışamazlar. Örnek bir Stirling çanağı kurulumu Şekil 1.4’de görülmektedir.

1.1.4 Tarihçe

Stirling motoru ilk defa İskoç bir papaz olan Robert Stirling tarafından 1816 yılında icat edilmiştir. Verim arttırıcı olarak kullandığı rejeneratöre ‘economiser’ adını vermiştir [19]. O zamanki yüksek sıcaklıktaki su buhar ile çalışan buhar makinalarına alternatif olarak düşünülmüştür. Su buharı yerine ısıtılmış hava kullanan Stirling motoru dıştan yanmalı bir çevrimdir.

1860’lı yıllarda Lehman; rejeneratörsüz tek silindirli, piston ve displacerli bir Stirling motorunu yapmıştır. 19 yy. ikinci yarısında alfa tipi motorlar imal edilmiştir [20].

Stirling motorunun ilk izotermal analizi; Lehman’ın yaptığı motorun teorisini ortaya koymak için Gustav Schmidt tarafından 1871 yılında yapılmıştır [21].

İçten yanmalı motorların ilerleyip yaygınlaşması ve daha verimli olmaları sonrası bu motorların gelişmesi ve kullanımı yavaşlamıştır. Philips 1930’lardan itibaren

Stirling motoruyla ilgili çalışmalara başlamış ve ikinci dünya savaşından sonra Stirling jeneratörünü imal etmiştir [22]. Bu jeneratörler %7,75 verimde 0,48 kW güç üretebilmiştir [23].

1958 yılında General Motors ve Philips ile ortak ürün geliştirme anlaşması yapmışlardır. General Motors orduya 3kW'lık bir Stirling jeneratörü imal etmiş ve oldukça sessiz çalıştığını belirtmiştir, ayrıca üretilen motorlarda %40'a varan termal verime ulaşıldığı kaydedilmiştir [24].

5 hacimli model üzerinde (sıkıştırma, soğutma, rejeneratör, ısıtıcı ve genişleme hacimleri) simülasyon ilk kez Martini tarafından yapılmıştır. Bu simülasyonda sıkıştırma ve genişleme adyabatik olarak kabul edilmiştir [21].

William Beale ve öğrencileri serbest pistonlu Stirling makinesi tasarlayıp bir ısı motoru olarak kullanmışlar ve su pompalamışlardır. Hareketli bir sızdırmazlık tertibatı gerekli olmadığından sistem yüksek basınçlı hafif bir gazın kullanılmasına olanak tanımıştır. Ayrıca motorun kendi kendine başlatma ve yağlama gibi avantajları vardır[25], [26].

Daha gerçekçi sonuçlar için makinenin çok sayıda hücreye bölündüğü ve analiz edildiği yöntem beta Stirling motoru üzerinde denenmiştir. Bu yöntemde analize; tersinmezlikler ve gaz kaçakları da dahil edilmiştir [27]. evrim maddesi olarak ferromanyetik malzemelerin kullanılabileceği ortaya atılmıştır. Ferromanyetik malzemeler ile çevrimdeki entropi üretiminin kontrol edilebileceği önerilmiştir. [28].

Urieli ve çalışma arkadaşları Stirling evrimi için numerik analiz yapmışlardır [29]. Motoru farklı sayıda hücrelere blrek simülasyonlar yapılmış ve hücre sayısına göre sonuç farklılıkları karşılaştırılmıştır. Yapılan simülasyonlarla deneysel çalışmalar arasında +-%7 fark grlmştir.

70'li yıllarda petrol krizi sonrası yenilenebilir enerjiye olan ilginin artması ve temiz hava için düşük emisyon değerleri istendiğinden Stirling motorunun üzerindeki çalışmalar artmıştır. Ford ile Philips 70'li yıllarda ortaklık yapmış ve otomobiller için Stirling motoru üretilmiş ve denenmiştir [30].

1986 yılında Senft, Ringbom tipi Stirling motorunu tasarlamıştır. Bu motor 5 Kelvin gibi düşük sıcaklık farklarında dahi çalışabilmektedir.

80'li yıllarda Uluslararası Stirling konferansında yayınlanan çalışmalara göre otomobil uygulamalarında yapılan çalışma azalmasına rağmen ısı pompası ve soğutucularda kullanımıyla ilgili çalışmalar, deniz altı ve uzayda kullanımı gibi farklı konularda ilgi yükselmiştir. Ayrıca bu dönemde endüstriyel şirketlerin katkısı da artmıştır [31].

1988 yılında yapılan Isec Tokyo konferansında Japon şirketlerinin üzerinde çalıştıkları motorları tanıtmışlardır. Toshiba'nın ürettiği NS03T Stirling motoru 55 W/kg kütleli enerji yoğunluğuna sahipken %34 maksimum verime sahiptir. Yine bir Japon şirketi olan Mitsubishi'nin NS03M-87 motoru 63W/kg kütleli enerji yoğunluğuna sahipken %35,9 maksimum verime sahiptir. Aisin Seiki tarafından üretilen çift etkili, dört silindirli Stirling motoru 123W/kg kütleli enerji yoğunluğuna, 30kw aşkın güce ve %37,5 verime sahiptir [31].

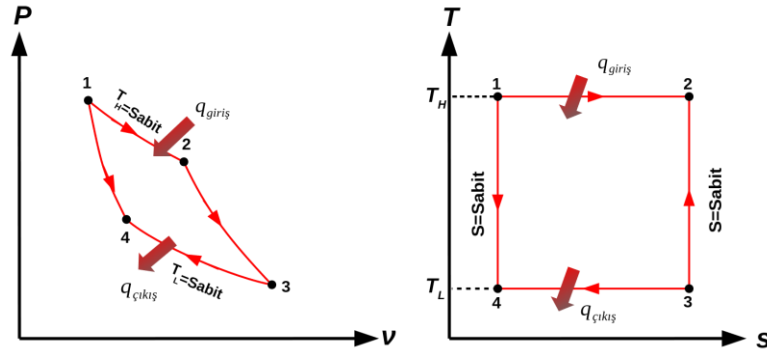
80'li yıllardan itibaren Stirling motorlarının güneş enerjisi için kullanımı öne sürülmüştür. 90'lı yıllarda motorun güneş enerjisi için kullanımı hakkında çalışmalar artmış, 2000'li yıllarda ticari kullanımına başlanmıştır.

Finkelstein 1996'da yaptığı bir çalışmada Schmidt'in izotermal gösteriminin yerine yeni bir izotermal teori ortaya atmıştır. Bu yöntemin tasarım için daha elverişli olduğunu bildirmiştir. Kendisi yeni yöntemle piyasada bulunan bir motoru optimize ederek alınan net işi teorik olarak 2 katına çıkarmıştır [32].

Bitlis Eren Üniversitesinde yapılan çalışmada Stirling motorlu güneş enerjisi sistemi ve güneş paneli kıyaslanmış ve yatırım maliyetleri benzer olmasına karşın Stirling motorunun daha verimli çalıştığı gösterilmiştir [33].

1.1.5 Stirling, Ericson ve Carnot Çevrimleri

Carnot çevrimi; ısı çevrimlerin ulaşabileceği maksimum ideal-teorik limiti belirleyen tersinir bir çevrimdir. Dört tersinir işlemde oluşur: izotermal ısı girişi, izentropik genişleme, izotermal ısı çıkışı ve izentropik sıkıştırma [34]. Çevrimin ideal P-V ve T-s diyagramları Şekil 1.5'te gösterilmiştir.



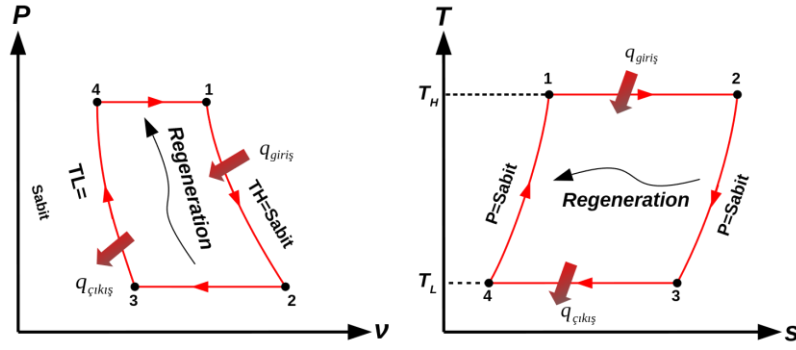
Şekil 1.5 İdeal Carnot çevrimi P-V ve T-s diyagramları

Carnot çevrimi T_H sıcaklığına sahip bir ısı kaynağıyla, T_L sıcaklığına sahip ısı soğurucu arasında çalışabilecek en verimli çevrimdir. İdeal Carnot çevriminin verimi (1.1) denklemindeki gibi verilebilir.

$$\eta_{th,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (1.1)$$

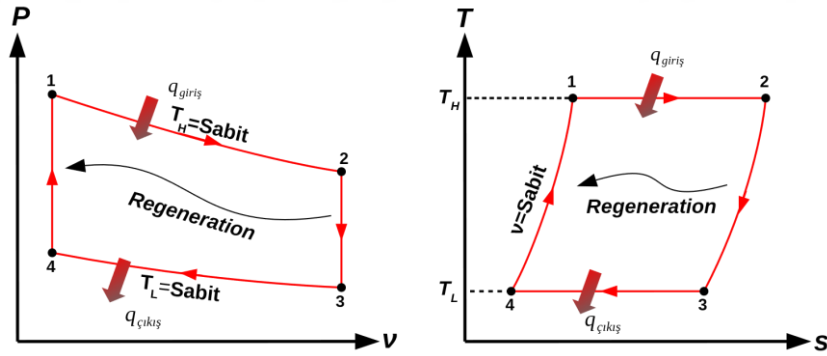
Tersinir işlemleri gerçek çevrimlerde gerçekleştirmek pratik değildir. Yine de ulaşılabilecek en üst verimi belirlemesi açısından önemli bir çevrimdir. Ayrıca ideal çevrimdeki gibi ısı giriş sıcaklığının artması ve ısı atma sıcaklığının azalması durumunda verimin artması hali, gerçek çevrimler için de geçerli sayılabilir.

İdeal Ericson çevrimi; iki sabit sıcaklıkta (izotermal) ısı transferi ve iki sabit basınçta rejenerasyon işleminden oluşur [34]. Çevrim kapalıdır ve sistem içerisinden dışarıya çalışma akışkanı transfer edilmez. İzotermal ısı transferleri iki türbin aracılığıyla, sabit basınçta ısı transferi ise karşıt akışlı ısı değiştirici ile sağlanır. Çevrimin P-V ve T-s diyagramları Şekil 1.6’da gösterilmiştir.



Şekil 1.6 İdeal Ericson çevrimi P-V ve T-s diyagramı

Stirling çevrimi ideal olarak; iki sabit hacimde (izokorik) rejenerasyon ve iki sabit sıcaklıkta (izotermal) ısı transferinin yapıldığı kapalı bir çevrimdir [34]. Isı sisteme dışardan verilir ve sistemde bulunan akışkan içeri veya dışarı çıkmaz. Rejeneratörde yapılan rejenerasyon işlemi sayesinde bir çevrimde dışarı atılacak ısı miktarı azaltılır, böylece çevrim için sisteme giren enerji miktarı azaltılarak verim artışı elde edilir. Diğer bir deyişle rejenerasyon sistem içi ısı geçiştir. Çevrimin bir kısmında iş akışkanından rejeneratör adı verilen ısıl depoya ısı geçişi olmakta, diğer bir kısmında ise verilen ısı iş akışkanına geri kazandırılmaktadır. Çevrimin P-V ve T-s diyagramı Şekil 1.7’de gösterilmiştir.



Şekil 1.7 İdeal Stirling çevrimi P-v ve T-s diyagramı

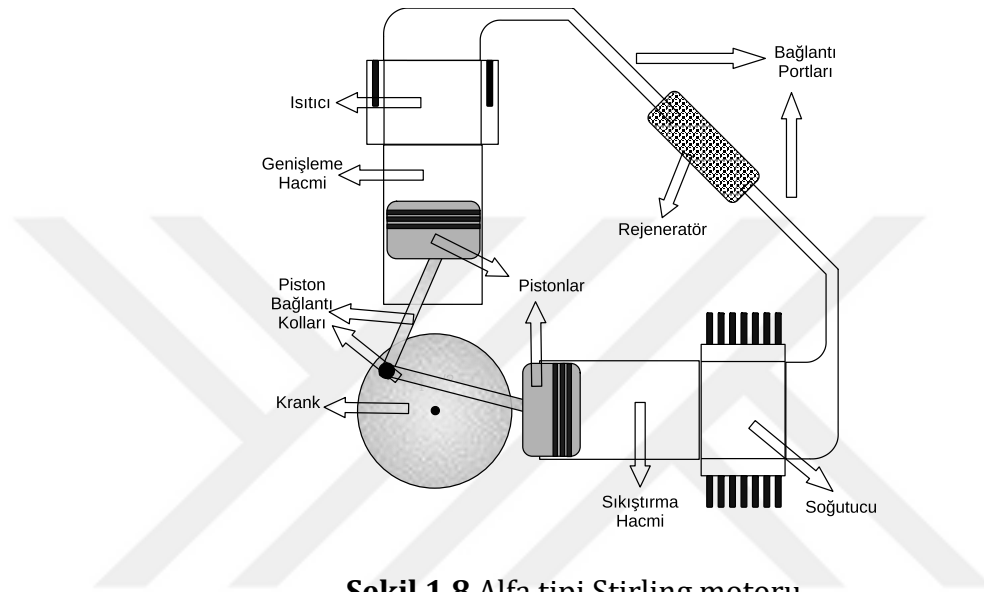
İdeal şartlarda Carnot, Stirling ve Ericson çevrimleri tamamen tersinirdir ve Carnot çevrimiyle aynı verime sahiptir. Bu çevrimlerin gerçek hayatta üretimleri zordur, çünkü sabit sıcaklıkta ısı transferleri için uzun zaman ve çok geniş yüzey alanları gereklidir. Sürtünme ve basınç düşüşler gibi tersinmezliklere de sahiptirler.

1.1.6 Stirling Motoru Türleri

Stirling motorunun temel olarak 3 çeşidi bulunmaktadır. Alfa, beta ve gamma.

1.1.6.1 Alfa Tipi Stirling Motoru

Alfa Stirling motoru, 2 piston-silindir, ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör kısmından oluşmaktadır. İki piston birbirinden bağımsız olarak krank düzeneğine bağlıdır. Örnek bir alfa tipi Stirling motorunun şeması Şekil 1.8’de görülmektedir.

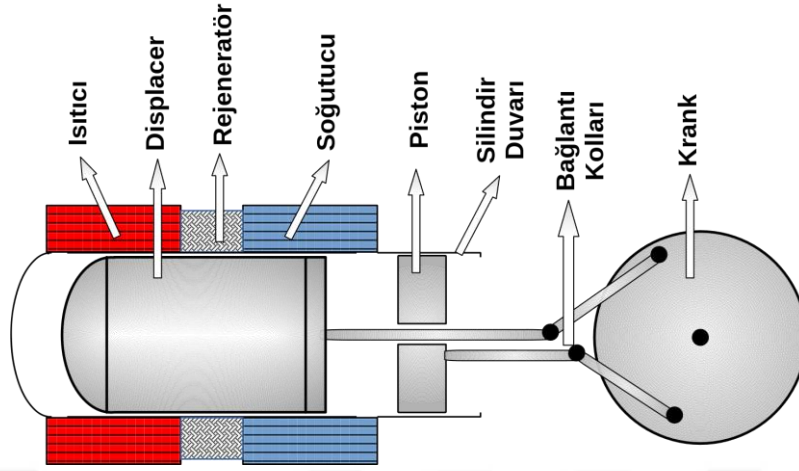


Şekil 1.8 Alfa tipi Stirling motoru

1.1.6.2 Beta Tipi Stirling Motoru

Beta Stirling motoru; tek silindir içerisinde 1 piston ve 1 displacerın (yer değiştirici) bağlı olduğu Stirling motoru çeşididir. Bu kısımlara ek olarak ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör kısımları bu çeşitte de bulunmaktadır. Isınma sırasında hacmi artan genişleme hacmi, sadece displacerın hareketine bağlıyken, ısı transferinin dışarı tarafa yapıldığı sıkıştırma hacmi ise displacer ile pistonun ortak hareketi sırasında aralarında kalan hacme bağlı olarak değişmektedir. İdeal çevrimde gazın tüm motor boyunca aynı basınca sahip olduğu varsayılırsa, displacerın hareketi boyunca üzerinde oluşan kuvvet sıfır olacağından ataleti dışında üzerinde enerji harcanmamaktadır. Güç üretimi piston tarafından yapılmaktadır. Alfa tipi motorlarda ise iki pistonun da üzerlerindeki net kuvvet sıfır olmadığından; krankla aralarında enerji alışverişi olmaktadır. Displacerın görevi gazı sıkıştırma ve

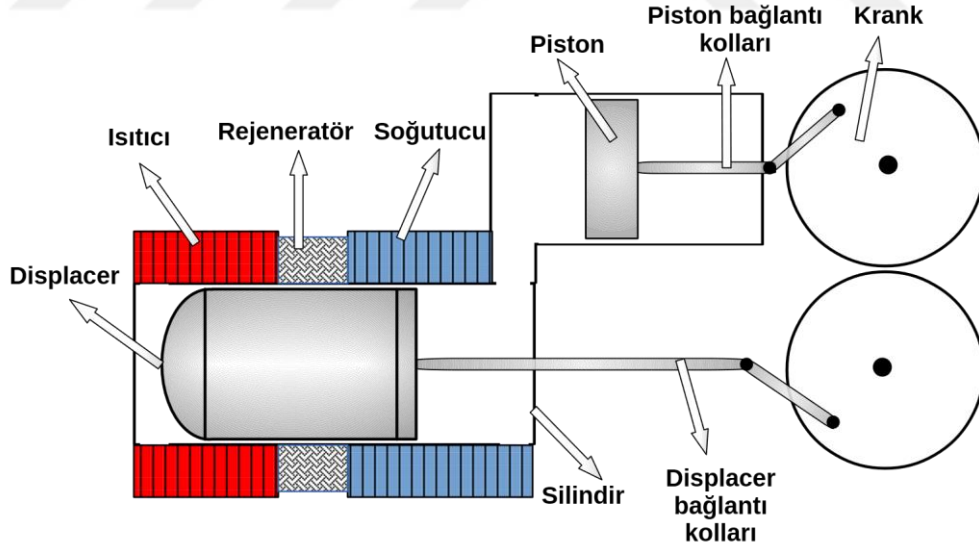
genişleme hacimleri arasında pompalamaktır. Örnek bir beta tipi Stirling motoru şeması Şekil 1.9'da görülmektedir.



Şekil 1.9 Beta tipi Stirling motoru

1.1.6.3 Gama Tipi Stirling Motoru

Gamma tipi Stirling motorunun temel yapısı beta tipi motorlarla aynı olmakla beraber, displacer ve piston farklı silindirlere yerleştirilmiştir. Örnek bir gama Stirling şeması Şekil 1.10'da görülebilir.



Şekil 1.10 Gama tipi Stirling motoru

1.1.7 Stirling Motorlarında Kullanılan Mekanik Aktarım Sistemleri

Bu kısımda Stirling motorlarında kullanılan bazı hareket mekanizmaları verilmiştir.

1.1.7.1 Krank-Biyel (Slider-Crank) Mekanizması

Uzun yıllardan beri içten yanmalı motorlarda kullanılan bir sistemdir. Motor ile piston bir kol ile birbirlerine bağlıdır. Güvenilirlik ve kolay üretilirlik gibi avantajlara sahiptir. Fakat dinamik dengeyi sağlamak zordur [35].

1.1.7.2 Rhombic Sürüş Mekanizması

Tek silindirli motorlarda iyi bilinen ve en gelişkin mekanizmalardan biridir. 1950'lerde Philips tarafından Stirling motorlarında kullanılmıştır. Tek silindirli yapılarda bile dinamik olarak dengelidir. Dezavantajı yapısının karmaşık olmasıdır [35].

1.1.7.3 Yoke Sürüş Mekanizması

Bu mekanizma rhombic sürüş mekanizmasına benzer şekilde denge sağlandığından pistonlara üzerine binen yanal yük miktarı azalmıştır. Andy Ross tarafından tasarlanmış ve patenti alınmıştır [36].

1.1.8 Sayısal Analiz Yöntemleri

Stirling motorunun simülasyonu için 3 çeşit analiz yöntemi bulunmaktadır. Birinci dereceden (first order), ikinci dereceden (second order) ve üçüncü dereceden (third order). İdealleştirme yönünden üç tür analiz vardır; İdeal İzotermal, ideal adyabatik ve ideal politropik. Üç yöntemde birinci ve ikinci dereceden analizde kullanılabilir.

1.1.8.1 Birinci Dereceden Analiz

Birinci dereceden analiz yöntemi; sınırlı bilginin bulunduğu ve belirli büyüklükteki motorların güç çıkışını ve verimini hesaplamak için kullanılan temel ve ideal analizdir. İzotermal, adyabatik veya politropik analiz yöntemleriyle yapılabilir.

1.1.8.2 İkinci Dereceden Analiz

Stirling motorunu tüm yönleriyle ele alan ve yeni bir motor tasarlamak isteyenler için kullanılabilecek bir yöntemdir. İlk önce basit bir yöntemle yola çıkılır (İdeal izotermal, adyabatik veya politropik). Çıkış gücü ve ısı girişi elde edilir. Çeşitli güç kayıpları çıkış gücünden çıkarılır. Bu güç kayıpları basit formüllerle hesaplanır ve birbirlerini etkilemezler. Ardından farklı ısı kayıpları hesaplanır ve ısı girişine eklenir. Her ısı kaybının birbirine etkilemediği kabul edilir.

1.1.8.3 Üçüncü Dereceden Analiz

Genellikle nodal analiz olarak ta adlandırılır. En gelişmiş analiz yöntemi nodal analizdir. Motor kısımlara(node) ayrılarak benzetimi yapılır. Korunumu ifade eden denklemler; ısı, kütle ve momentum cinsinden her kısım için yazılır. Bu denklemler bilgisayarda programlanarak hesaplatılır. Çeşitli kayıplar ve gaz kaçakları da dikkate alınmaktadır.

1.1.8.4 Schmidt Analizi (İdeal İzotermal) [23]

İsmi, Stirling çevriminin ilk defa analizini yapan Gustav Schmidt'ten almıştır. Genişleme hacmi ile ısıtıcı hacmi sıcaklıkları ile sıkıştırma ve soğutucu hacimlerin sıcaklıkları aynı ve çevrim boyunca sabit kaldığı(izotermal) kabul edilmiştir. Analizin kabulleri şunlardır:

- 1) Hareketin sinüzoidal olduğu kabul edilmiştir.
- 2) Makine parçalarında bilinen ve sabit sıcaklıklar vardır.
- 3) Sistemde gaz kaçağı yoktur.
- 4) Çevrim akışkanı ideal gaz kanunlarına uyar.
- 5) Her anda gaz basıncı bütün sistemde aynıdır.
- 6) Rejeneratör ve ısı değiştiriciler idealdir.

1.1.8.5 İdeal Adyabatik Analizi [23]

Geliştirilen bu analizin; ideal izotermalden en önemli farkı genişleme (ısınma olan) ve sıkıştırma (soğuma olan) hacimleri adyabatik kabul edilmesidir. Adyabatik sistemlerde ısı transferi olmadığından bu hacimlerde hacim değişimi ile beraber sıcaklık dalgalanması olmaktadır. Analizin kabulleri şunlardır:

- 1) Çalışma gazı idealdir.
- 2) Sistemde gaz kaçağı yoktur.
- 3) Anlık basınç tüm sistemde aynıdır.
- 4) Hacim değişimleri sinüzoidal kabul edilecektir. Pistonların ulaşamadığı açıklıklar ısı değiştiricilere dahil edilecektir.
- 5) Rejeneratörün ısı kapasitesi yeterince büyüktür. Boyuna ve enine ısı kaybı yoktur.
- 6) Isı değiştiricilerde sıcaklıklar sabittir.

- 7) Silindirin iç duvarı, silindir kafası ve piston kafasının sıcaklıkları sabittir.
- 8) Sıkıştırma ve genişleme hacimlerindeki bölgesel sıcaklık değişimleri ihmal edilecektir. (Bu madde her anda mükemmel karışımın olduğu bildirmektedir. Sanki dengeli yaklaşım denilebilir.)
- 9) Isı değiştiriciler, rejeneratör, bağlantı boruları ve açıklıklardaki sıcaklıklar ortalama değerlerinde sabit kabul edileceklerdir.
- 10) Motorun hızı sabittir.
- 11) Kalıcı rejim durumu, motorun genel çalışma durumu olarak kabul edilecektir.

1.1.9 İdeal Politropik Analiz

2015 yılında İranlı araştırmacılar tarafından önerilmiştir [37]. Temel olarak genişleme ve sıkıştırma hacimleri izotermal ve adyabatik yerine politropik kabul edilmiştir.

Çalışmada, ideal politropik analize çeşitli kayıplar eklenerek yapılan 2.dereceden analiz sonuçları, ideal adyabatik üzerine inşa edilen 2.dereceden analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve deney sonuçlarına daha yakın veriler elde edilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Tezin amacı Stirling çevrimi ile çalışan bir Stirling motorunun ön tasarımı, optimizasyonu ve performans karakteristiklerinin belirlenmesidir. Ayrıca motor kontrol teorisi metodlarıyla hız kontrolü hedeflenmektedir. Ortaya konan motorun gerçekleşmesi halinde güneş enerjisi, ısı pompası vs. olarak kullanılabilmesi beklenmektedir. Özellikle yenilenebilir enerji sistemleri için kullanılabilmesi amacıyla konu seçilmiştir.

1.3 Orijinal Katkı

Tezimizde klasik bir alfa tipi Stirling motorun literatürde bulunan ideal izotermal ve adyabatik benzetimleri yapılmış, yine literatürde bulunan bir yöntemle hacim optimizasyonu [32] yapılmış ve çevrimden alınan iş arttırılmıştır. Daha sonra literatürde olmayan bir özgün yöntemle çevrimden alınan iş miktarı hacim optimizasyonu ile arttırılmıştır.

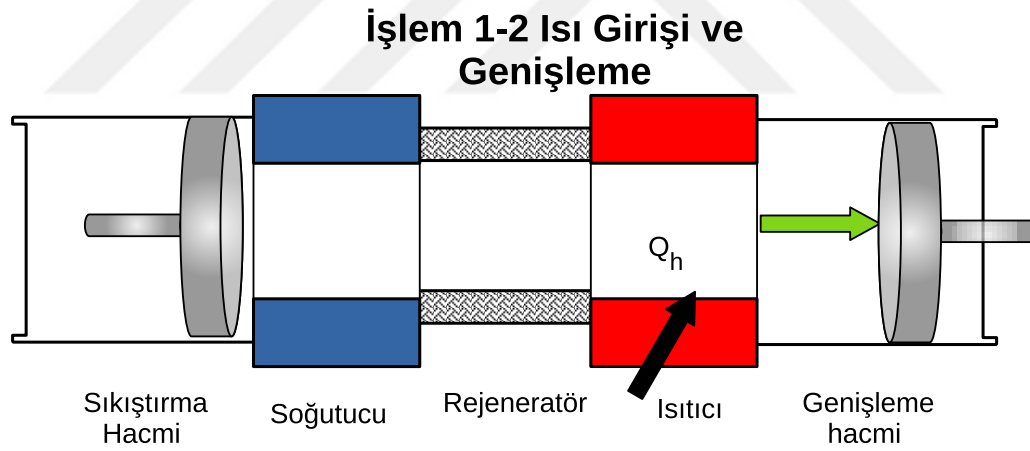
Tezin diğ er kısmında ise kontrol teorisi kullanılarak motor hızının kontrol u yapılmıştır. Daha önce matematiksel model ve kontrol teorisi kullanılarak yapılan Stirling motor kontrolüne dair sadece bir adet makale bulunmaktadır [38] ve bu makalede hız-tork gibi parametrelerin kontrolünden ziyade P-V diyagramının optimize edilerek işin arttırılması amaçlanmıştır.

Literatürdeki bu eksiklik görülmüş, gelişen kontrol sistemleri ve gerçek sistemlerin daha hassas kontrolü duyulan ihtiyaç üzerine bir adet alfa ve beta tipi motorun hız kontrolü, özgün olarak Lyapunov kontrolcüsü ile gerçekleştirilmiştir.



2.1 Stirling Motorunun Çalışma Prensibi

Gerçek motorlardaki çevrimi iki pistonlu bir alfa motorunu baz alarak ve daha önce Şekil 1.7’de verilen ideal çevrim şekline göre tarif edersek; sistem 1 noktasından itibaren sabit sıcaklıkta ısı alıp genişlemeye başlar. İki pistonlu alfa motorunun ideal şartlarda çalıştığını varsayarsak genişleme esnasında bir piston sabit dururken diğer piston ısı alma esnasında hareket edip sisteminin toplam hacmini arttırmaktadır. Pistonun hareketi esnasında süpürdüğü hacme **genişleme hacmi** denmektedir. Pistonun yaptığı genişleme hareketinin sonunda sistem 2 noktasına ulaşır. Bu kısımda verilen 1-2 gibi aralıkların neye karşılık geldiği ideal çevrimin gösterildiği Şekil 1.7’den bakılabilir.

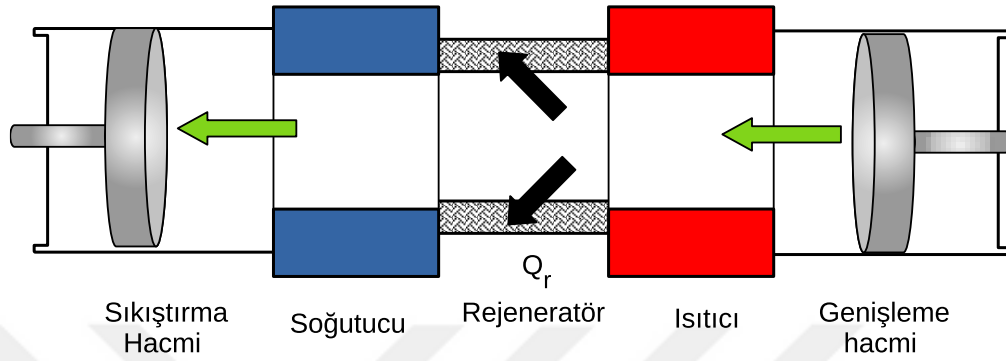


Şekil 2.1 İdeal çevrim hareketi 1-2 aralığı

Şekil 2.1’de çevrimin 1-2 aralığındaki işlem görülebilir. Yeşil ok pistonun hareket yönünü temsil etmektedir. Siyah ok ise sisteme ısı girişi olduğunu göstermektedir. 2 noktasına ulaşıldıktan sonra piston ters yönlü hareket yapmaya başlar ve genişleme hacmi azalmaya başlar. Fakat bu esnada diğer pistonda eşgüdümlü hareket etmeye başlar ve diğer kısımdaki hacim artmaya başlar. Sistem üzerindeki net hacim miktarı 2’den 3 noktasına giderken değişmez ve genişleme kısmındaki

sıcak gaz iki piston arasındaki rejeneratör üzerinden diğer pistonun olduğu kısma transfer edilir. Gaz rejeneratör üzerinden geçerken üzerindeki ısıyı bırakır ve soğur. Şekil 2.2’de pistonların hareketi ve sistemdeki ısı transferi görülmektedir.

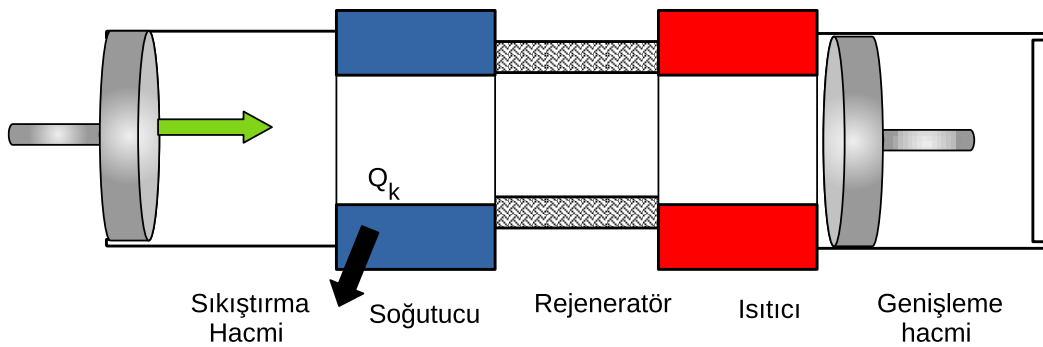
İşlem 2-3 Sabit Hacimde Rejenerasyon



Şekil 2.2 İdeal çevrim hareketi 2-3 aralığı

2’den 3 noktasına geçiş işlemi (rejenerasyon) tamamlandıktan sonra genişleme hacmindeki piston hareket etmezken diğer piston ters yönde hareket etmeye başlar ve sistemin net hacmi azalmaya başlar. Pistonun hareketi esnasında sistem 3 noktasından 4 noktasına hareket eder, gaz sıkışır ve sabit sıcaklıkta dışarıya ısı transferi yapılır. Pistonun hareketi esnasında süpürdüğü hacme **sıkıştırma hacmi** denmektedir.

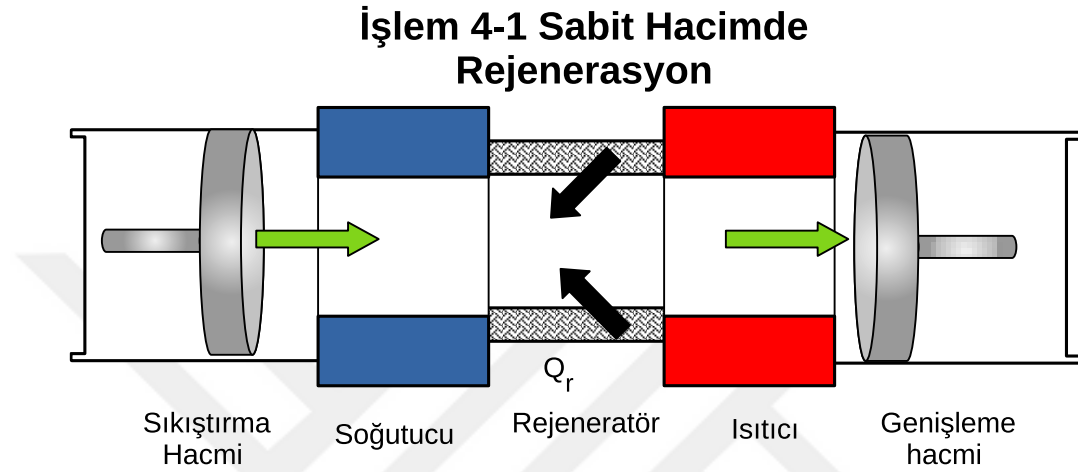
İşlem 3-4 Sıkıştırma ve Dışarı Isı Atılması



Şekil 2.3 İdeal çevrim hareketi 3-4 aralığı

Şekil 2.3’de görülebileceği üzere sıkıştırma hacmindeki piston hareket etmekte ve gazı sıkıştırmaktadır. Bu esnada ise dışarıya ısı transfer edilmektedir.

Sıkıştırma işlemi bittikten sonra iki piston eşgüdümlü olarak hareket eder ve sistem 4 noktasından döngünün başladığı 1 noktasına hareket eder. Bu esnada 2'den 3'e geçişte olduğu gibi sabit hacimde rejenerasyon işlemi yaşanır. 2'den 3'e geçerken rejeneratöre bırakılan ısı 4'ten 1'e geçerken tekrar gaza geri transfer edilir. Böylece sistemden çıkacak olan ısı miktarının azalması sağlanır. İşlem Şekil 2.4'te görülmektedir.



Şekil 2.4 İdeal çevrim hareketi 4-1 aralığı

2.2 Analiz Yöntemleri ve Kontrol Modelleri

Stirling motorlarının teorik olarak analizi Gustav Schmidt ile başlamıştır. Kendisi bazı idealleştirmeler ve varsayımlar ile birlikte ideal izotermal analizin temelini atmıştır. Kısım 1.1.8.4'te ön kabulleri anlatılmıştır.

20 yy. ikinci yarısında teorik analizler ve pratik uygulamalar hız kazanmıştır. İdeal izotermal analizden daha gerçekçi olduğu varsayılan ideal adyabatik analiz Finkelstein tarafından [23] geliştirilmiştir. İdeal adyabatik analizin varsayımları ve idealleştirmeleri kısım 1.1.8.5'te verilmiştir.

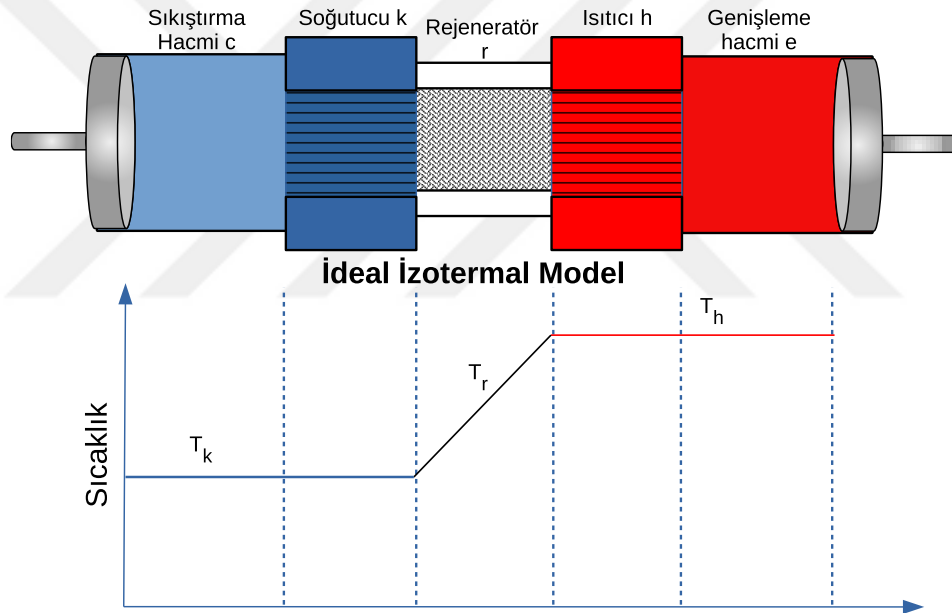
Bu kısımda bu iki analizin teorik olarak çıkarım ve denklemleri verilecektir. Daha sonra bu iki analizin kullanıldığı simülasyonlarla önerilen motor veya motorların performans karşılaştırmaları yapılacaktır.

2.2.1 İdeal İzotermal Analiz

İdeal izotermal analizin matematiksel denklemleri, Ohio Üniversitesi emekli öğretim üyesi Israel Urieli'nin çalışmaları baz alınarak oluşturulmuştur [39].

İdeal izotermal modele sahip bir Stirling motorunun aşağıdaki Şekil 2.5'deki gibi olduğunu varsayalım.

Bu analizdeki temel düşünce; ısıtıcı ile genişleme hacminin, soğutucu ile sıkıştırma hacminin aynı ve sabit sıcaklıkta olduğu kabulüdür. Çevrimin kapalı form çözümünü bulmak için Schmidt hacim değişimlerinin sinüzoidal olduğunu varsaymıştır. Fakat gerçek hayatta pek çok hareket mekanizması, pistonları sinüs dalgasından farklı hareketlerle çalıştırmaktadır. Yine de genel bir fikir vermesi ve simülasyonunun kolay bir şekilde yapılabilmesi nedeniyle bu analiz kullanılmaktadır.



Şekil 2.5 İdeal izotermal motor gösterimi

Analizde tüm ısı değiştiricilerin mükemmel derecede verimli olduğu ve sıcaklık dağılımlarının Şekil 2.5'teki gibi dağıldığı varsayılmıştır. Motorun 5 farklı seri bağlı parçadan oluştuğu varsayılmış ve sırasıyla sıkıştırma hacmi (compression space) c, soğutucu (cooler) k, rejeneratör (regenerator) r, ısıtıcı (heater) h ve genişleme hacmi (expansion space) e ile temsil edilmiştir. Her bir kısım kendi içerisinde homojen kabul edilmiştir ve her bir hücrede anlık olarak kütle m, mutlak sıcaklık T, hacim V ve basınç p, c, k, r, h ve e alt indisleriyle gösterilmiştir.

Makinedeki toplam gaz miktarı sabit kabul edilirse toplam gaz miktarı aşağıdaki gibi verilebilir:

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (2.1)$$

İdeal gaz denkleminde gaz kütlesi çekilirse:

$$m = \frac{pV}{RT} \quad (2.2)$$

Motorun tüm parçalarında basınçların eşit olduğu varsayımıyla denklem (2.1) ve denklem (2.2) birleştirilirse:

$$M = \frac{p \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)}{R} \quad (2.3)$$

Rejeneratörde lineer sıcaklık dağılımı olduğu varsayıldığında, rejeneratör sıcaklığını ortalama olarak gösterebiliriz [39]. T_r sıcaklığı denklem olarak [39]:

$$T_r = \frac{(T_h - T_k)}{\ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)} \quad (2.4)$$

V_c ve V_e hacim değişimlerinin verildiği varsayıldığında, p basınç denklemini V_c ve V_e 'ye bağlı olarak çözebiliriz. Denklem:

$$p = \frac{MR}{\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}} \quad (2.5)$$

Motorun bir tur dönmesi sonucu yapılan iş p^*dV 'nin bir çevrim boyunca integrali ile bulunabilir.

$$W = W_e + W_c = \oint p dV_c + \oint p dV_e = \int p \left(\frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (2.6)$$

İntegralin alınması sonucunda ısı değıştircilerde yapılan ısı transferi sıfır bulunmaktadır [39]:

$$Q_c = W_c, Q_e = W_e, Q_k = 0, Q_h = 0 \text{ ve } Q_r = 0 \quad (2.7)$$

Bu ifadeler ısı değıştircilerin ısı transferi için gerekmediğı, tüm ısı transferinin genişleme ve sıkıştırma hacminin sınırlarından olduğunu göstermektedir (pistonların hareket ettiğı silindir duvarlarından). Fakat gerçek cihazlarda silindir gömlekleri ısı transferi için tasarlanmamıştır.

Verim denklemi:

$$\eta = \frac{W}{Q_e} \quad (2.8)$$

İş integrallerinin kapalı form çözümü, hacim değışimlerini sinüzoidal kabul edildiğı yaklaşımlarla çözülebilir. Hareketin sinüzoidal olmadığı durumlarda ise integraller nümerik alınabilir. Tez kapsamında alınan integraller nümerik olduğundan ve bu kısmı kısa tutmak için integrallerin çözümü burada verilmemiştir. Gerektiğinde Urieli'nin oluşturduğu web sayfasından [39] kapalı form çözüme bakılabilir.

2.2.2 İdeal Adyabatik Analiz

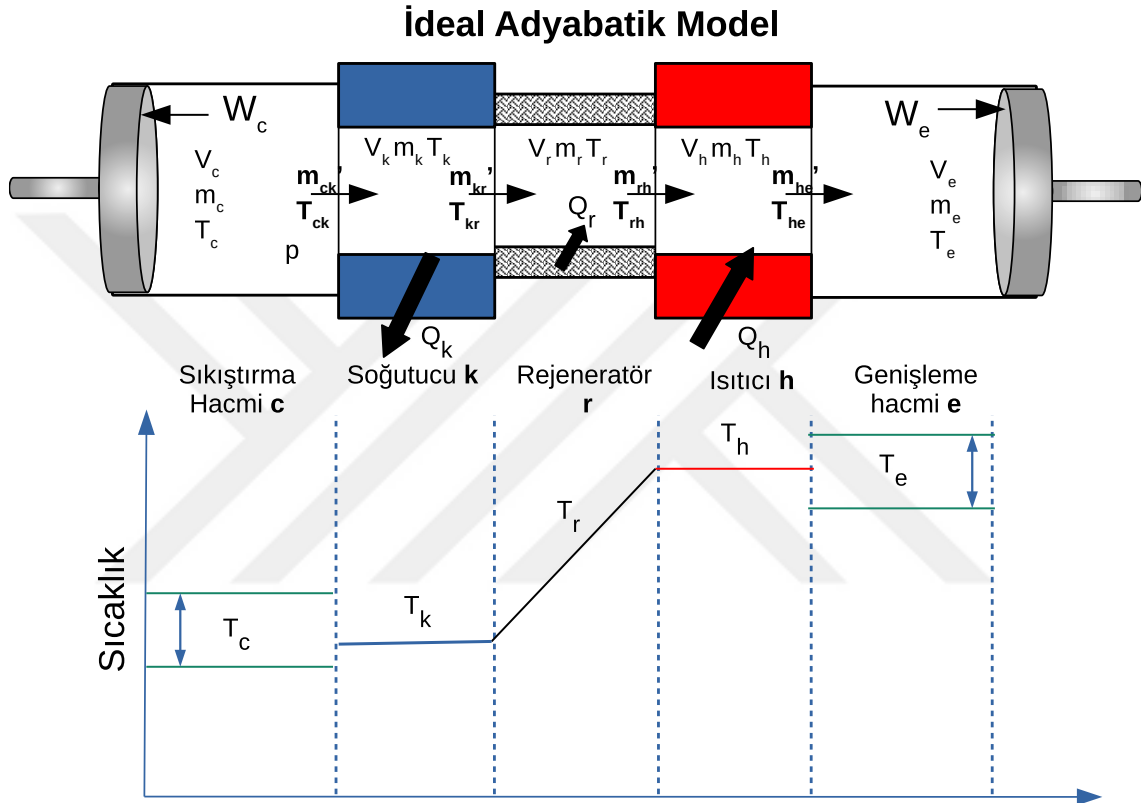
İdeal adyabatik analizde de daha önceki kısımdaki gibi 5 kısımdan oluşmaktadır. Fakat bu analizde sıkıştırma ve genişleme hacimlerinde gazın tabi olduğu işlem adyabatik kabul edilmiştir. Şekil 2.6'de motorun parçaları ve gerekli isimlendirmeler verilmiştir.

Hücrelerin alt indisleri yine sırasıyla c, k, r, h ve e olurken; kısımlar arasındaki geçişlerde isimlendirmeler sırasıyla ck, kr, rh ve he ile tanımlanmıştır. Hücrelerin arasındaki entalpi geçişi, kütleli debi m' ve akan gazın sıcaklığı T ile kısımlar arası geçiş noktalarından olur. Kısımlar arasındaki oklar keyfi olarak seçilen pozitif akış yönünü göstermektedir.

Şekil 2.6'de görülebileceğı gibi, sıkıştırma ve genişleme hacimlerindeki sıcaklıklar (T_c ve T_e) adyabatik işlemde ısı transferi olmamasından dolayı değışkendir. Soğutucu ve sıkıştırma hacmi arasındaki ck geçiş noktası ve ısıtıcı ve genişleme

hacmi arasındaki h_e geçiş noktasındaki entalpi akışlarında, gaz akışının geldiği kısımdaki sıcaklıklar etkindir. Geçiş noktalarında bulunan T_{ck} ve T_{he} gaz sıcaklıkları için akışın aktığı yöne göre tanımlanabilecek koşula bağlı değerler şöyle verilebilir:

$$\begin{aligned} \text{Eğer } m'_{ck} > 0 \text{ ise } T_{ck} &= T_c \text{ değilse } T_{ck} = T_k \\ \text{Eğer } m'_{he} > 0 \text{ ise } T_{he} &= T_h \text{ değilse } T_{he} = T_e \end{aligned} \quad (2.9)$$



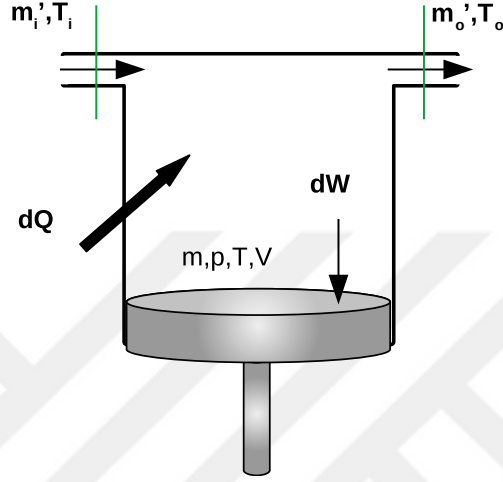
Şekil 2.6 İdeal adyabatik motor şematığı

İdeal modelde sistemde gaz kaçağı yoktur ve sistemdeki total gaz miktarı M sabittir, ayrıca sistemde basınç düşüşü de yok kabul edilir. Bundan dolayı tüm sistemdeki gaz basıncı anlık olarak aynıdır.

Yapılan iş W , V_c ve V_e değişken hacimlerinde üretilirken, içerden atılan ısı Q_k ve içeri alınan ısı Q_h , sırasıyla soğutucu ve ısıtıcıdan transfer edilir. Rejeneratör dıştan adyabatiktir ve ısı transferi rejeneratörün içerisinde gerçekleşir. Rejeneratörde gerçekleşen ısı transferi Q_r , rejeneratör matrisiyle, içerisindeki V_r miktarındaki boş hacimden akan gaz ile yapılır.

2.2.2.1 Denklem Takımının Geliştirilmesi

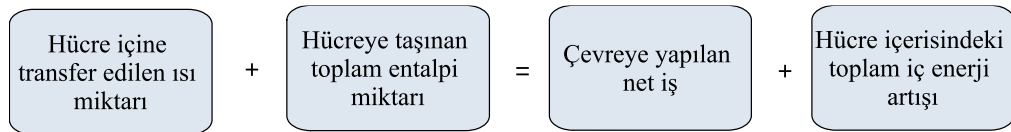
Denklemlerin üretilmesindeki temel yaklaşım; her bir motor kısmı(hücre) için enerji ve durum denklemlerin yazılmasıdır. Daha sonra bu denklemler birleştirilir. İlk olarak bir hücreyi sadeleştirelim. Motor kısımları ya ısı transferinin yapıldığı veya işin yapıldığı kısımlardır. Aşağıdaki Şekil 2.7’de verilen şekil genelleştirilmiş bir hücrenin durumu gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Genelleştirilmiş hücre

Hücreye entalpi girişi ortalama kütle akışı m'_i ve sıcaklık T_i tarafından, entalpi çıkışı ise ortalama kütle akışı m'_o ve sıcaklık T_o tarafından gerçekleştirilir. Türev operatörü d ile gösterilmiştir ve d_m kütlenin $\frac{dm}{\theta}$ türevini kastetmektedir. θ motorun dönüş açısını göstermektedir.

Enerji denklemini genelleştirilmiş bir hücre için yazarsak (Şekil 2.8):



Şekil 2.8 Enerji denklemi

Matematiksel olarak ifade:

$$dQ + (c_p T_i m'_i - c_p T_o m'_o) = dW + c_v d(mT) \quad (2.10)$$

Sırasıyla c_p ve c_v sabit basınç ve sabit hacim spesifik ısı kapasitelerini göstermektedir. Bu ifadede potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilmiştir.

Gazın ideal gaz yasalarına uyduğuna varsayarak, ideal gaz yasasını ve diferansiyelini yazalım:

$$pV = mRT$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (2.11)$$

Makinedeki gaz miktarının sabit olduğunu varsayarak:

$$m_c + m_k + m_r + m_h + m_e = M \quad (2.12)$$

İdeal gaz yasasını ve kütle denklemini birleştirirsek:

$$\frac{p \left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right)}{R} = M \quad (2.13)$$

İdeal izotermal kısımda çıkardığımız gibi rejeneratörde sıcaklık dağılımının doğrusal olduğu varsayımıyla T_r yerine denklem (2.4) yazılabilir. Üstte verilen denklem (2.13) basınç ifadesi yalnız bırakılırsa:

$$p = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right)} \quad (2.14)$$

Kütle denkliğinin diferansiyeli alınırsa:

$$d_{mc} + d_{mk} + d_{mr} + d_{mh} + d_{me} = 0 \quad (2.15)$$

Isı değiştiricilerde sıcaklıklar ve hacimler sabit olduğundan ideal gaz denkleminin diferansiyeli aşağıdaki gibi gösterilebilir:

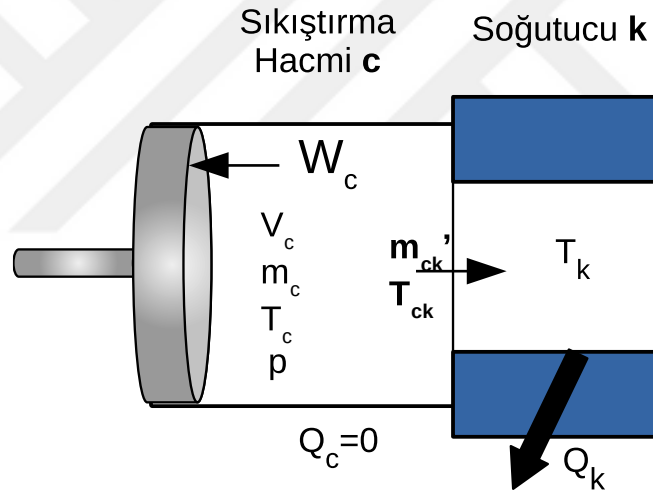
$$\frac{d_m}{m} = \frac{d_p}{p} \quad (2.16)$$

$$d_m = \frac{d_p m}{p} = \frac{\left(\frac{d_p}{R}\right) V}{T} \quad (2.17)$$

Son denklem kütlelerin diferansiyellerinin alındığı denklem (2.15) ile birleştirilirse:

$$d_{mc} + d_{me} + \left(\frac{d_p}{R}\right) \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right) = 0 \quad (2.18)$$

Sıkıştırma hacmini adyabatik kabul edelim ($dQ_c=0$).



Şekil 2.9 Adyabatik sıkıştırma hacmi

Enerji denklemi Şekil 2.9'daki kısma uygulanırsa:

$$-c_p T_{ck} m'_{ck} = dW_c + c_v d(m_c T_c) \quad (2.19)$$

Süreklilik kabulüyle sıkıştırma hacmindeki gaz birikme oranı d_{mc} , gaz giriş miktarı - m'_{ck} ya eşittir ve sıkıştırma hacminde gerçekleşen işin diferansiyeli dW_c , $p \cdot dV_c$ 'ye eşittir. Böylece denklem:

$$c_p T_{ck} d_{mc} = p dV_c + c_v d(m_c T_c) \quad (2.20)$$

Halinde gösterilebilir. İdeal gaz denklikleri $pV_c = m_c R T_c$, $c_p - c_v = R$ ve $\frac{c_p}{c_v} = \gamma$ kullanılarak denklem (2.20) yerine konup sadeleştirilirse:

$$d_{mc} = \frac{\left(p dV_c + \frac{V_c dp}{\gamma} \right)}{R T_{ck}} \quad (2.21)$$

Genişleme hacmi içinde aynısı yazılabilir:

$$d_{me} = \frac{p dV_e + \frac{V_e dp}{\gamma}}{R T_{he}} \quad (2.22)$$

d_{me} ve d_{mc} denklemleri denklem (2.18) yerine konup sadeleştirilirse:

$$d_p = - \frac{\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\left[\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right]} \quad (2.23)$$

Daha önce verilen (2.11) numaralı denklemden dT_c ve dT_e çekilirse:

$$\begin{aligned} dT_c &= T_c \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{d_{mc}}{m_c} \right) \\ dT_e &= T_e \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{d_{me}}{m_e} \right) \end{aligned} \quad (2.24)$$

Her bir ısı değiştiriciye enerji denkliğini uygularsak ($dW=0$, T sabit) ve ideal gaz denkleminin türevini birleştirirsek (2.16):

$$dQ + (c_p T_i m'_i - c_p T_o m'_o) = c_v T d_m = \frac{V d_p c_v}{R} \quad (2.25)$$

i alt indisi hücreye girişi o alt indisi ise hücreden çıkışı temsil etmektedir. Böylece üç ısı değıştirici için denklemler aşağıda gösterildiğı halde gösterilebilir:

$$dQ_k = \frac{V_k dp c_v}{R} - c_p (T_{ck} m'_{ck} - T_{kr} m'_{kr}) \quad (2.26)$$

$$dQ_r = \frac{V_r dp c_v}{R} - c_p (T_{kr} m'_{kr} - T_{rh} m'_{rh}) \quad (2.27)$$

$$dQ_h = \frac{V_h dp c_v}{R} - c_p (T_{rh} m'_{rh} - T_{he} m'_{he}) \quad (2.28)$$

Isı değıştiricilerin izotermal ve rejeneratörün ideal olduğunu göz önüne alırsa, $T_{kr}=T_k$ ve $T_{rh}=T_h$ olduğu çıkarılabilir.

Son olarak sıkıştırma ve genişleme hacimlerinde yapılan işler:

$$W = W_c + W_e$$

$$dW = dW_c + dW_e \quad (2.29)$$

$$dW_c = p dV_c$$

$$dW_e = p dV_e$$

Tablo 2.2 Çıkarılan denklemlerin toplu gösterimi

$p = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}\right)}$ $d_p = - \frac{\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}}\right)}{\left[\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right) + \frac{V_e}{T_{he}}\right]}$	Basınç Denklemleri
$m_c = \frac{pV_c}{RT_c}$ $m_k = \frac{pV_k}{RT_k}$ $m_r = \frac{pV_r}{RT_r}$ $m_h = \frac{pV_h}{RT_h}$ $m_e = \frac{pV_e}{RT_e}$	Gaz Kütleleri
$dm_c = \frac{pdV_c + \frac{V_c dp}{\gamma}}{RT_{ck}}$ $dm_e = \frac{pdV_e + \frac{V_e dp}{\gamma}}{RT_{he}}$ $dm_k = \frac{m_k dp}{p}$ $dm_r = \frac{m_r dp}{p}$ $dm_h = \frac{m_h dp}{p}$	Kütle Birikimleri
$m'_{ck} = -dm_c$ $m'_{kr} = m'_{ck} - dm_k$ $m'_{he} = dm_e$ $m'_{rh} = m'_{he} + dm_h$	Kütle Akışları
Eğer $m'_{ck} > 0$ ise $T_{ck} = T_c$ değilse $T_{ck} = T_k$ Eğer $m'_{he} > 0$ ise $T_{he} = T_h$ değilse $T_{he} = T_e$	Koşullara Bağlı Sıcaklıklar

Tablo 2.2 Çıkarılan denklemlerin toplu gösterimi (Devamı)

$dT_c = T_c \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{d_{mc}}{m_c} \right)$ $dT_e = T_e \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{d_{me}}{m_e} \right)$	Sıcaklık Türevleri
$dQ_k = \frac{V_k dp c_v}{R} - c_p (T'_{ck} m'_{ck} - T_k m'_{kr})$ $dQ_r = \frac{V_r dp c_v}{R} - c_p (T'_k m'_{kr} - T_h m'_{rh})$ $dQ_h = \frac{V_h dp c_v}{R} - c_p (T'_h m'_{rh} - T_{he} m'_{he})$ $dW_c = p dV_c$ $dW_e = p dV_e$ $dW = dW_c + dW_e$ $W = W_c + W_e$	Enerji Denklikleri

Tablo 2.2’de bu kısımda çıkarılan denklemler toplu halde gösterilmiştir. Simülasyon yapılırken bu denklemler verilen sırayla nümerik olarak integralleri alınır ve motorun performansı hakkındaki parametreler hesaplanır.

2.2.3 Finkelstein Hacim Optimizasyonu

Finkelstein [32] tarafından Stirling motoru için yeni bir ideal izotermal simülasyon çeşidi önerilmiştir. Simülasyon çıktıları aynı olmasına rağmen, denklemlerin çıkarılma notasyonu değişmiştir. Bu sayede hacim optimizasyonu analitik bir denklem aracılığıyla yapılabilmektedir. Fakat bu denklemin çıkarılması bir önkoşula bağlanmıştır. Konulan ön koşulun analitik bir ispatı olmamasına rağmen ön koşul sonucu çıkarılan denklemle yapılan hacim optimizasyonu sonucu denenen nümerik simülasyonlarda motordan alınan net işin arttığı gözlemlenmiştir. Yayında verilen ön koşul denklem olarak:

$$M_{em} + M_{hm} = M_{km} + M_{cm} \quad (2.30)$$

Burada verilen denklemdeki parametreler sırasıyla genişleme hacmindeki, ısıtıcıdaki, soğutucudaki ve sıkıştırma hacmindeki gaz kütlelerinin bir çevrim boyunca ki ortalamasıdır. Bu ön kabul ile optimizasyon denklemi elde edilmiştir. Ara

işlemler için Finkelstein'ın makalesi incelenebilir. Optimizasyon için önerilen denklemler:

$$\frac{V_k}{T_c} = \frac{V_h}{T_e} \quad (2.31)$$

$$\frac{V_e}{T_e} = \frac{V_c}{T_c}$$

Verilen bu denklemler yine yayında belirtilen sistem iki adet sistem parametresiyle çözülür. Verilen diğer iki denklem:

$$S = \frac{1}{T_e} \left(\frac{V_e}{2} + V_h \right) + \frac{V_r \ln T}{T_e - T_c} + \frac{1}{T_c} \left(\frac{V_c}{2} + V_k \right) \quad (2.32)$$

$$R_{tcr} = a \sin \left(\frac{U}{S} \right) \quad (2.33)$$

U ile gösterilen parametrenin denklemi:

$$U = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{V_e}{T_e} \right)^2 + \left(\frac{V_c}{T_c} \right)^2 + \frac{2V_e V_c}{T_e T_c} \cos 2A} \quad (2.34)$$

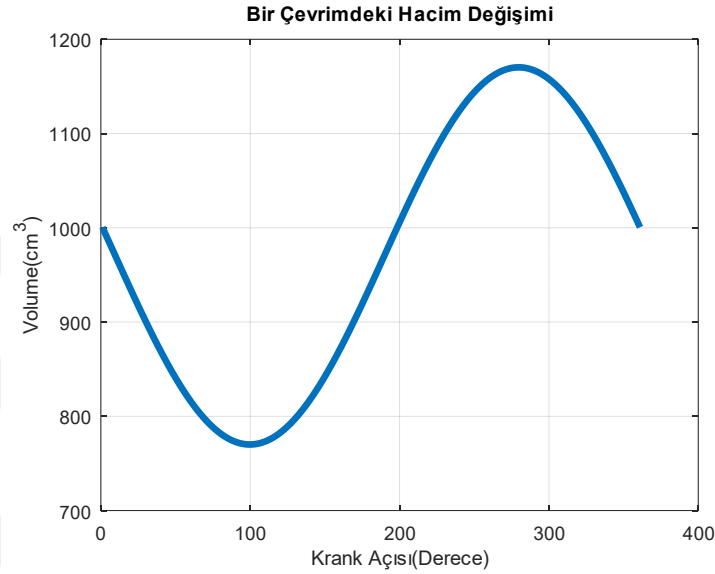
Denklem (2.31), (2.32) ve (2.33) beraber çözülürse optimize edilmiş motor hacimleri elde edilir.

2.2.4 İdeal Hacim Değişimi İçin Optimizasyon

3. kısımda gösterilecek simülasyon sonuçlarında, literatürde verilen ideal adyabatik ve izotermal modellerin sonuçlarının elde edilmesinde kabul edilen koşullardan bir tanesi, pistonların sinüzoidal bir hareket yaparak ileri-geri hareket etmesidir. Fakat pek çok motorda kullanılan krank-biyel mekanizması tam olarak sinüs hareketi yapmamaktadır. Sinüs hareketi elde edildiğinde dahi sistem için ideale yaklaşılan bir hacim değişimi elde edilememektedir. Şekil 1.7'deki ideal Stirling P-V diyagramı ile ideal izotermal simülasyon sonucundaki P-V diyagramı (Şekil 3.2) incelendiğinde aradaki fark dikkat çekmektedir. İdeal çevrimde sabit hacimde gerçekleşen ve

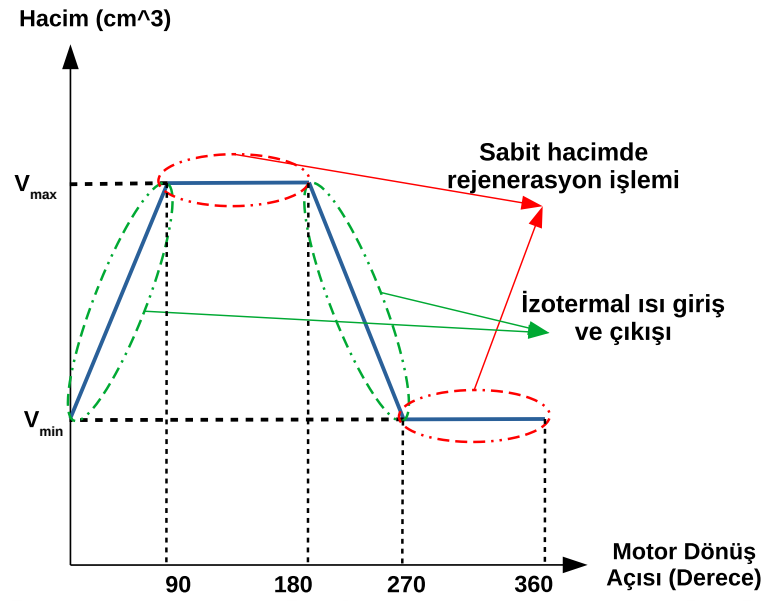
diyagramda sağda ve solda görülebilen kısımlar, uygun olmayan hacim değişimi yüzünden ideal izotermal simülasyonda ovalleşmişlerdir. Bu durumda P-V çevriminin içerisinde kalan azalmakta ve çevrimden alınan iş azalmaktadır. Yazımızın bu kısmında özgün olarak yeni bir hacim değişimi önerilecektir.

Daha önce simülasyonu yapılan, Finkelstein optimize motorun bir çevrimdeki hacim değişimi Şekil 2.10'de görülmektedir.



Şekil 2.10 Bir Çevrimdeki hacim değişimi (Finkestein optimize)

Şekilde görülebileceği hacim değişimi sürekli ve sabit hacimdeki rejenerasyonu sağlayabilecek bir sabit hacim bölgesi yoktur. Uygun bir hacim değişimi için önerilen grafik Şekil 2.11'de verilmiştir. Şekilde Stirling çevriminde verilen dört aşama, her biri motorun 90 derece dönüşüne denk gelecek şekilde ayarlanmıştır. Şekilden de görülebileceği üzere 2 adet rejenerasyon için sabit hacimli bölge oluşturulmuştur. Diğer motora ısı transferi yapılan bölgelerde ise hacim değişimi lineer kabul edilmiştir. Fakat gerçek çevrimlerde, özellikle motor yüksek hızlarda çalışırken (50 devir saniye gibi) bunun gibi süreksiz bir şekilde çalışma mümkün görünmemektedir. Mümkün olsa dahi böyle bir çalışma için ani ivmeler gerektiğinden motor vuruntulu çalışacak ve mekanik olarak zarar görecektir.



Şekil 2.11 Önerilen hacim değişimi

Hem motorun süreksiz çalışmasının önüne geçmek hem de önerilen hacim değişimini yakalamak amacıyla önerilen hacim değişiminden bir fonksiyon elde edilerek Fourier serisine açılacaktır. Böylece önerilen hacim değişimine birden fazla sinüzoidal sinyalin birleşimiyle ulaşılabacaktır.

Bir fonksiyonu Fourier serisine açarak birden fazla sinüzoidal dalga ile temsil edilebildiğini bilmekteyiz. Eğer seri sonsuz adet sinüs ve cosinüslere açılırsa teorik olarak orijinal fonksiyon tamamen temsil edilebilmektedir. Fakat gerçek sistemlerin bir limiti olduğundan seriyi ilk üç teriminin açılması uygun görülmektedir. Çünkü her açılan bir terim için gerçek motorda da farklı frekansta ve genlikte bir hacim değişimi üretilmelidir. Teknik zorluklardan dolayı mümkün olduğunca az sayıda farklı frekans ve genliklerde hacim değişimi istenmektedir.

Önerilen hacim değişim fonksiyon süreksiz olduğundan parçalı 4 adet fonksiyondan oluştuğu kabul edilmiştir. Daha sonra Fourier serisinin kuralları uygulanarak seri 3 elemana kadar açılmıştır. Minimum ve maksimum hacim Tablo 3.5’de verilen değerler kabul edildiğinde elde edilen denklem:

$$162,11 \sin(\omega t) - 18,013 \sin(3\omega t) - 162,11 \cos(\omega t) - 18,013 \cos(3\omega t) + 970 \quad (2.35)$$

Serinin açılan 2. Terimleri yazılmamıştır, çünkü gelen terimlerin katsayısı 10^{-13} mertebesinde. Pratikte sıfır kabul edilebilir.

Denklemdaki terimleri negatif işaretlerden kurtarmak için trigonometrik işlemler uygulayalım ve bütün ifadeleri sinüs cinsinden yazalım:

$$\begin{aligned}
 -18,013 \sin(3\omega t) &= -18,013 * -\sin(3\omega t - \pi) \\
 &= 18,013 \sin(3\omega t - \pi) \\
 -162,11 \cos(\pi t) &= -162,11 * -\sin\left(\pi t - \frac{\pi}{2}\right) \\
 &= 162,11 \sin\left(\pi t - \frac{\pi}{2}\right)
 \end{aligned} \tag{2.36}$$

$$\begin{aligned}
 -18,13 \cos(3\omega t) &= -18,013 * -\sin\left(3\pi t + \frac{\pi}{2}\right) \\
 &= 18,013 \sin\left(3\omega t + \frac{\pi}{2}\right)
 \end{aligned}$$

Denklemin sabit terimi koymadan tekrar yazalım:

$$\begin{aligned}
 162,11 \sin(\omega t) + 18,013 \sin(3\omega t - \pi) + 162,11 \sin\left(\pi t + \frac{\pi}{2}\right) \\
 + 18,013 \left(3\pi t + \frac{\pi}{2}\right)
 \end{aligned} \tag{2.37}$$

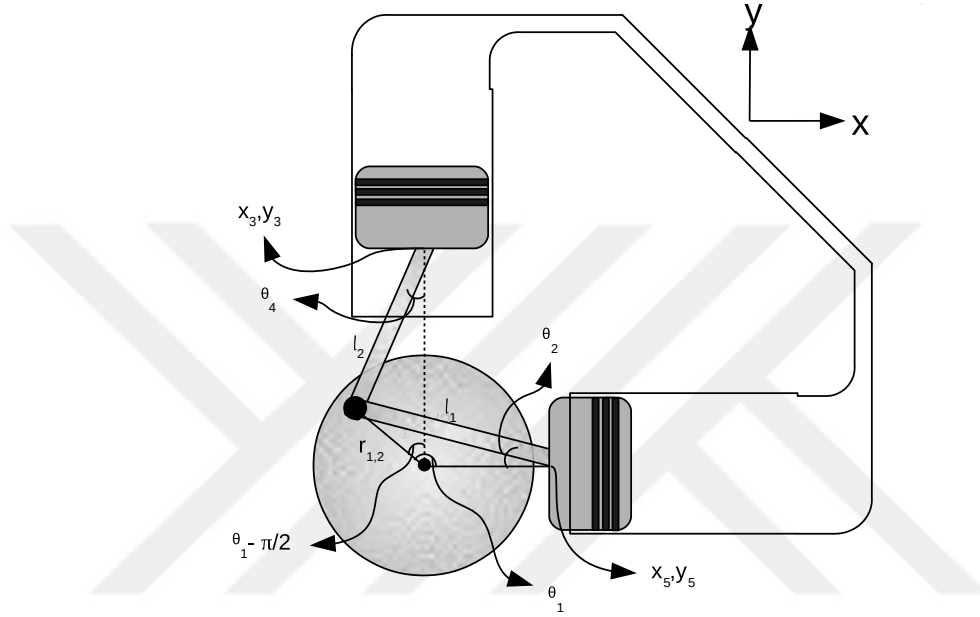
İlk iki terimi sıkıştırma hacmi değişimi, son iki terimi genişleme hacmi değişimi olarak kabul edilerek ideal adyabatik simülasyon ile çıktılar 3. Kısımda incelenecektir.

2.2.5 Alfa Stirling Benzeri Isı Motoru Modeli ve Lyapunov Kontrolcüsü

Bu kısımda alfa Stirling benzeri bir öncül motor tarafımızdan modellenmiş ve Lyapunov kontrolcüsü ile hız referansını takibi sağlanmıştır. Motorun basitleştirilmiş termodinamik modeli ve krank mekanizmasının modeli çıkarılmış ve iki aşamalı lineer olmayan Lyapunov kontrolcüsü ile optimal kontrolü yapılmıştır. Motor içerisindeki kısımlar tek bir tank olarak modellenmiştir. Özellikle tek tank modeli basınç-sıcaklık probleminin çözümünü kolaylaştırmak için kullanılmıştır.

2.2.5.1 Matematik Model

Matematik model çıkarılırken, idealleştirilmiş bir Stirling benzeri ısı motoru üzerinde çalışma akışkanının basınç ve ısı transferi denklemleri türetilmiştir. Elde edilen denklemler durum uzayı ile gösterilmiş ve motorun dinamik denklemleriyle adapte edilip motorun genel modeli elde edilmiştir. İdealleştirilmiş motorun gösterimi Şekil 2.12’de görülmektedir.



Şekil 2.12 İdealleştirilmiş ısı motoru

Genel sistem hacmi pistonların silindir içinde hareketi esnasında değişirken, silindirler haricinde kalan hacimler motorun tüm çalışması boyunca sabit kalmaktadır. Gaz basıncı ve sıcaklığı tüm sistem boyunca eşit ve anlık olarak aynı kabul edilmiştir.

2.2.5.2 Hareket Dinamiği

Motorun mekanik kısmının dinamiği; temel olarak sistemde bulunan 2 adet piston, 2 adet piston bağlantı kolu ve 1 adet disk şeklindeki volan üzerine oluşturulmuştur. Denklem karmaşık olduğundan, Lagrange-Euler metoduyla elde edilmiştir. Denklemin matematiksel olarak ifadesi:

$$M(\theta)\ddot{\theta} + V_m(\dot{\theta}, \theta)\dot{\theta} + \tau_d = \tau \quad (2.38)$$

Denklemde τ torku, M , τ_d ve V_m parametreleri ise doğrusal olmayan ifadeleri göstermektedir. Denklem bağımsız değişkeni θ (denklemlerde θ_1 isimlendirilmesi de kullanılmıştır.) olup, motorun krank açısını belirtmektedir ve θ açısının değişmesiyle pistonların konumu ve sistemin toplam hacmi değişmektedir. Pistonların birbirlerine 90 derece bulunduğu varsayımıyla Şekil 2.12’de verilen x ve y eksenlerine göre bir piston x ekseninde diğer piston ise y ekseninde hareket etmektedir. Sırasıyla iki eksenindeki hareket denklemleri:

$$y = r_2 \cos(\theta_1) + \sqrt{l_2^2 - r_2^2 \sin^2(\theta_1)} \quad (2.39)$$

$$x = r_4 \cos\left(\theta_1 - \frac{\pi}{2}\right) + \sqrt{l_4^2 - r_4^2 \sin^2\left(\theta_1 - \frac{\pi}{2}\right)}$$

Tüm sistemin hacim denklemi:

$$V = V_0 + (y - x)A \quad (2.40)$$

V_0 çevrim boyunca değişmeyen sabit hacmi temsil ederken, y ve x konumları piston konumlarını, l ve r sırasıyla piston ile volan arasındaki bağlantı kolu uzunluğuyla kolun volana bağlı olduğu noktanın merkezden uzaklığını, A ise pistonların alanlarını göstermektedir.

2.2.5.3 Gaz ve Isı Dinamiği

İdeal gaz denklemi:

$$P = \rho RT \quad (2.41)$$

Denklemin zamana bağlı değişimi:

$$\dot{P} = \dot{\rho}RT + \rho R\dot{T} \quad (2.42)$$

Bu denklemde basınç P, ρ özkütle, R gaz sabiti ve T sıcaklıktır. Denklemden görülebileceği gibi sıcaklık zamana bağlı değişmektedir. Gaz basıncı sisteme giren ısı etkisiyle değiştirilebilir. Sisteme aktarılan ısı enerji denklemi:

$$Q = mc_p \Delta T \quad (2.43)$$

Zamana bağılı türevi:

$$\frac{dQ}{dt} = mc_p \frac{dT}{dt} \rightarrow \frac{dT}{dt} = \frac{1}{mc_p} \frac{dQ}{dt} = \dot{T} \quad (2.44)$$

Son denklem ve ideal gaz denklemi birleştirilirse:

$$\dot{P} = \dot{\rho}RT + \rho R \frac{1}{mc_p} \dot{Q} \quad (2.45)$$

Isıl ve mekanik denklemlerin birleştirilmesi için gaz yoğunluğu denklemi kullanılacaktır. Gaz yoğunluğu ve türevinin denklemi:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.46)$$

$$\dot{m} = 0 = \dot{\rho}V + \rho\dot{V} = 0 \rightarrow \dot{\rho} = -\rho \frac{\dot{V}}{V} \quad (2.47)$$

Denklem (2.47)'i, denklem (2.45)'de yerine yerleştirirsek:

$$\dot{P} = \left(-\rho \frac{\dot{V}}{V}\right)RT + \rho R \frac{1}{mc_p} \dot{Q} \quad (2.48)$$

Bu denklemde, $\frac{P}{RT} = \rho$ olduğu dikkate alınırsa denklem:

$$\dot{P} = P \left(-\frac{\dot{V}}{V}\right) + \frac{R}{Vc_p} \dot{Q} \quad (2.49)$$

Denklemde bulunan V (hacim) parametresi pistonların hareketine bağılı olarak yazılmalıdır. Denklem (2.40) son denkleme eklenirse:

$$\dot{P} = P \left(-\frac{\dot{y} - \dot{x}}{y - x + \frac{V_0}{A}}\right) + \frac{R}{[(y - x)A + V_0]c_p} \dot{Q} \quad (2.50)$$

Sistemin durum uzay gösterimi:

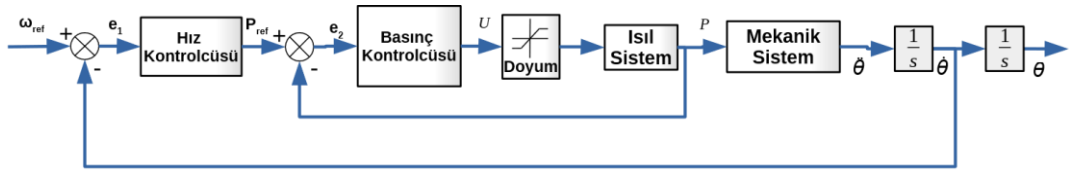
$$\dot{x} = A_{sistem} x + B_{sistem} U \quad U = \dot{Q} \quad (2.51)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \\ \dot{P} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{T_d}{M(\theta) * \theta} & -\frac{V_m(\theta, \dot{\theta})}{M(\theta)} & -\frac{Z_1}{M(\theta)} \\ 0 & 0 & Z_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \\ P \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ R \\ [(y-x)A + V_0] c_p \end{bmatrix} \dot{Q} \quad (2.52)$$

Şeklinde gösterilebilir. Durum uzay gösteriminde motorun açısı, hızı ve basıncı sistemin durumları olarak kabul edilmiştir. Sistem durum uzay gösteriminde de görülebileceği üzere lineer değildir ve bu sebeple lineer olmayan bir kontrolcü dizayn edilmesi gerekmektedir.

2.2.5.4 Kontrolcü Tasarımı

Doğrusal olmayan kontrolcü yapısı Lyapunov tabanlı tasarlanmıştır. Lineer tabanlı modellerde kullanılan yöntemlerin aksine Lyapunov tabanlı kontrolcüler birden çok alanda kullanımı bulunmaktadır [40]. Çalışmada art arda çalışan 2 adet doğrusal olmayan Lyapunov tabanlı kontrolcü kullanılmıştır. Bir kontrolcü ile hız kontrolü sağlanırken, diğer kontrolcü ile ısıyla değiştirilebilen basınç kontrolü yapılmıştır. Şekil 2.13’de kontrolcü diyagramı verilmiştir.



Şekil 2.13 Kontrolcü diyagramı

Temel olarak mekanik sistem ısı sistemin ürettiği basınç ile kontrol edilmektedir. Bu yüzden biri içeride (basınç kontrolcüsü) ve biri dışarıda (hız kontrolcüsü) olmak üzere sistem iki kontrolcü ile kontrol edilmektedir. Basınç referans değeri hız kontrolcüsü ile üretilmektedir.

Sırası ile içerdeki döngüdeki kontrolcü, daha sonrada dış kısımdaki kontrolcü tasarlanmıştır. İlk olarak gazın istenen basınç referansını takip etmesini sağlayacak bir kontrolcü üretilmiştir. Sistemin basınç cinsinden hata durumunu e ile ifade edelim:

$$e = P_{ref} - P \quad (2.53)$$

Lyapunov teorisine göre, sistemin sahip olduğu enerjisi kontrol girişiyle arttırılıp azaltılabilir. Hatanın enerji denkliğini yazalım:

$$L = \frac{1}{2} e^2 \quad (2.54)$$

Zamana bağlı türevi alınırsa:

$$\dot{L} = e \cdot \dot{e} \quad (2.55)$$

Kararlılığın sağlanabilmesi için $\dot{L} = e \cdot \dot{e} < 0$ olmalıdır. Bu durum sağlandığı zaman hatanın enerjisi azalacaktır ve gitgide sifıra yakınsayacaktır. Denklemden hatanın türevi yerine P_{ref} 'in türevi ve daha önce (2.50)'de gösterilen basıncın türevi denklemini kullanılırsa:

$$\begin{aligned} \dot{L} &= e \cdot \dot{e} = e \cdot \left((\dot{P}_{ref}) - \dot{P} \right) \\ &= e \left((\dot{P}_{ref}) + P \left(\frac{\dot{y} - \dot{x}}{y - x + \frac{V_0}{A}} \right) - \left(\frac{R}{[(y - x)A + V_0]c_p} \right) \dot{Q} \right) \end{aligned} \quad (2.56)$$

Sistemin kontrolü amacıyla, $\dot{Q}$ (ısı girişinin zamana göre türevi) kontrol girdisi olarak kullanılmaktadır. P 'nin katsayısı $-Z_2$ ve $\dot{Q}$ 'in katsayısı J_1 olarak kabul edilirse kısaca:

$$\dot{L} = e \left((\dot{P}_{ref}) - P Z_2 - J_1 u \right) < 0 \quad (2.57)$$

Bulunan (2.57) $K e^2$ ile eşitlenip düzenlenirse:

$$Ke = \left((\dot{P}_{ref}) - P Z_2 - J_1 u \right) \quad (K < 0) \quad (2.58)$$

U kontrol girişı yalnız bırakılırsa kontrol kuralı elde edilir:

$$u = - \frac{\left(Ke - (\dot{P}_{ref}) - P Z_2 \right)}{J_1} \quad (K < 0) \quad (2.59)$$

Basınç kontrolcüsüyle birlikte hız kontrolcüsünün de tasarlanması gerekmektedir. Denklem (2.38) ile verilen mekanik sistemin genel denkleminde parametreler açısıl hızın ($\dot{\theta}$) ve ivmenin ($\ddot{\theta}$) katsayıları ekte verilmiştir. İfadelerdeki $r = r_1 = r_2$ ve $l = l_1 = l_2$ parametreleri verildiği gibi kabul edilirse ve ivme ifadesi yalnız bırakılırsa:

$$\dot{\omega} = \frac{\tau - V_m(\theta, \dot{\theta})\omega - \tau_d}{M(\theta)} \quad (2.60)$$

Bu denklemde $\dot{\omega} = \ddot{\theta}$, $\omega = \dot{\theta}$ ve $V_m(\theta, \dot{\theta})$, $M(\theta)$ ve τ_d 'nin denklemleri ise eklerde verilmiştir. $\tau = PAr \left(\cos \left(\theta - a \sin \left(\frac{r}{l} \cos(\theta) \right) \right) + \sin \left(\theta + a \sin \left(\frac{r}{l} \sin(\theta) \right) \right) \right)$ tork denklemdir. Diğer parametreler r ve l ise Şekil 2.12'de gösterilen motora ait çeşitli uzunluklardır. Lyapunov denkliği:

$$L = \frac{1}{2} (\omega_{ref} - \omega)^2 \quad (2.61)$$

Zamana bağlı türevi:

$$\dot{L} = e * \dot{e} = (\omega_{ref} - \omega)(\dot{\omega}_{ref} - \dot{\omega}) < 0 \quad (2.62)$$

Denklemde hızın türevi yerine (2.60) yazılırsa:

$$\dot{L} = e \left(\dot{\omega}_{ref} - \frac{\tau - V_m(\theta, \dot{\theta})\omega - \tau_d}{M(\theta)} \right) \quad (2.63)$$

Son verilen denklem Ke^2 eşitlenip düzenlenirse:

$$Ke = \dot{\omega}_{ref} - \frac{\tau - V_m(\theta, \dot{\theta})\omega - \tau_d}{M(\theta)} \quad (2.64)$$

τ tek başına bırakılırsa:

$$\tau = M(\theta)(\dot{\omega}_{ref} - Ke) + V(\theta, \dot{\theta})\omega + \tau_d \quad (2.65)$$

Kontrol kuralı elde edilir.

2.2.6 Beta Stirling Modeli ve Lyapunov Kontrolcüsü

2.2.6.1 Beta Stirling Modeli

Kontrolü yapılan Stirling motorunun modeli temel olarak ideal izotermal simülasyonu temel almaktadır. Bu modelde farklı olarak ısıtıcı ve genişleme hacmi birleşik, aynı şekilde soğutucu ve sıkıştırma hacimleri de birleşik kabul edilmiştir. Burada verilecek motor modeli ve notasyonu Craun ve Bamieh'in çalışmalarından [38] alınmıştır. Daha önce verdiğimiz izotermalden farklı olarak basınç düşüşü, beta aktarım mekanizması denklemleri de eklenmiştir. Bizim tarafımızdan ise krank mekanizmasının dinamik denklemi sisteme entegre edilmiştir. Model için yapılan ön kabuller kısım 2.2.1'de verilmiştir.

Sistem içerisindeki toplam gaz miktarı (m_t) üç farklı kısımdaki gaz miktarından oluşmaktadır. Sıcak kısımdaki gaz kütlesi(m_h), soğuk kısımdaki gaz kütlesi(m_c) ve rejeneratördeki gaz kütlesi (m_r). Motorun tüm kısımlarında gaz basıncı ideal gaz kanunu ile hesaplanabilir ($m=PV/RT$). Rejeneratördeki gaz sıcaklığı dağılımı homojen olmadığından ideal gaz denklemi kullanılamaz. Bu sebeple daha önce denklem (2.4) ile verilen ortalama rejeneratör sıcaklığı T_r olarak kabul edilecektir. Toplam gaz miktarı aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$m_t = \frac{P}{R} \left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) \quad (2.66)$$

Rejeneratör hacmi V_r sabittir. Öteki hacimler ise displacer ve pistonun hareketiyle değişmektedir.

$$V_h = V_{ho} + A_d x_d \quad (2.67)$$

$$V_c = V_{co} - A_d x_d + A_p x_p \quad (2.68)$$

A_d ve A_p sırasıyla displacer ve pistonun kesitsel alanıdır. x_d ve x_p sırasıyla displacer ve pistonun konumlarıdır. V_{ho} ve V_{co} ise piston ve displacer başlangıç konumlarındayken sıcak ve soğuk hacimlerin büyüklükleridir.

Denklem (2.67) ve (2.68) (2.66)'da yerine konulduğunda denklem aşağıdaki hale gelir:

$$P = \frac{m_t R}{\left(\frac{V_{co}}{T_c} + \frac{V_{ho}}{T_h} + \frac{V_r \ln \left(\frac{T_h}{T_c} \right)}{T_h - T_c} - \frac{A_d}{T_c} x_d + \frac{A_p}{T_c} x_p + \frac{A_d}{T_h} x_d \right)} \quad (2.69)$$

Basitlik açısından bazı kısaltmalar kullanılabilir:

$$a_p = \frac{A_p}{T_c V_{mt}}, \quad a_d = \frac{A_d}{V_{mt}} \left[\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_h} \right] \quad (2.70)$$

$$V_{mt} = \frac{V_{ho}}{T_h} + \frac{V_r \ln \left(\frac{T_h}{T_c} \right)}{T_h - T_c} + \frac{V_{co}}{T_c}$$

Kısaltmalarla birlikte basınç denklemi:

$$P = \frac{m_t R}{V_{mt}} \left(\frac{1}{1 + a_p x_p - a_d x_d} \right) \quad (2.71)$$

Son denklemin yardımıyla, piston üzerine etki eden kuvvet aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$F_p = A_p P_m \left[\frac{1}{1 + a_p x_p - a_d x_d} - 1 \right] \quad (2.72)$$

P_m piston ile displacer'ın başlangıç pozisyonundayken sistemde bulunan basınçtır ($x_p = x_d = 0$, $P_m = m_t R / V_m$). P_m 'ye nominal basınç denilebilir.

Daha önceki kısımlarda gaz basıncının tüm kısımlardaki eşit olduğu kabulü yapılmıştı fakat gerçek sistemlerde özellikle rejeneratör üzerinde gazın hareketi esnasında basınç düşüşü oluşmaktadır. Genel olarak bu basınç düşüşü cihazın çalışma basıncına göre az olmaktadır. Basınç düşüşü olmadığında displacerın iki tarafındaki basınç eşit olur. Displacerın kütesiz olduğu kabul edildiğinde displacerın hareketi için enerji gerekmemektedir. Fakat basınç düşüşü var kabul edildiğinde displacer üzerinde net bir kuvvet oluşur. Motor kontrolü displacer'ın konum ve hız kontrolü ile yapılacağından, displacerı kontrol etmek için dışarıdan bir kuvvet uygulanması gerekmektedir.

Motor parçalarındaki gaz yoğunlukları:

$$\rho_r = \frac{P}{RT_r}, \quad \rho_h = \frac{P}{RT_h}, \quad \rho_c = \frac{P}{RT_c} \quad (2.73)$$

Basınç düşüş modeli[41]:

$$\Delta P = \frac{\rho_r f L}{r_h} (v_r)_{\pm}^2 \quad (2.74)$$

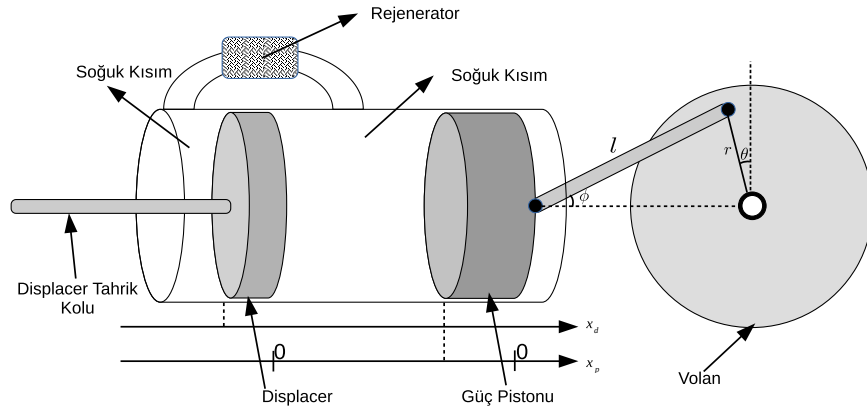
Kısaca, v_r (hız) bazı sadeleştirmeler ve kabullerle elde edilip[38] basınç düşüş denkleminde yerine yazılırsa, displacer için gerekli güç denklemi:

$$F_d \dot{x}_d = (-A_d \Delta P) \dot{x}_d = \frac{A_d \rho_r f L T_r^2}{4 r_h A_r^2} \left(\frac{A_d (T_c + T_h)}{T_c T_h} \dot{x}_d - \frac{A_p}{T_c} \dot{x}_p \right)_{\pm}^2 \dot{x}_d \quad (2.75)$$

Artı-eksi işareti, basınç düşüşü ile ortalama akış hızının yönünün aynı olduğunu göstermektedir. f fanning sürtünme katsayısı, L rejeneratör uzunluğu ve r_h rejeneratörün hidrolik yarıçapıdır.

2.2.6.2 Mekanik Model

Burada bahsedilen beta motoru, klasik beta motorundan farklı olarak displacerı motor tahrik mekanizmasına(volan) bağlı değildir. Bunun sebebi displacerın aktif olarak bir aktüatör vasıtasıyla kontrol edilmesidir.



Şekil 2.14 Dıştan tahrikli displacer'a sahip beta Stirling motoru

Bağlantı kollarının ve displacerın kütsüz olduğu varsayılırsa, pistonlarda üretilen kuvvet ve yük dinamiği:

$$m_p \ddot{x}_p + c_p \dot{x}_p + F_L = A_p P_m \left[\frac{1}{1 + a_p x_p - a_d x_d} - 1 \right] \quad (2.76)$$

Burada F_L yük tarafından oluşturulan kuvveti vermektedir. Denkliğin sağ tarafından oluşan kuvvet basınçlı gaz tarafından oluşturulan kuvvettir. Denklemin sol tarafındaki ilk iki terim ise pistonun dinamiğinden gelmektedir. Piston tarafından krankta oluşturulan tork ifadesi:

$$\tau = P A r \cos(\theta - \phi) \cos(\phi) \quad (2.77)$$

Son verilen denklemde PA ifadesi gazın piston üzerinde oluşturduğu kuvvet(F) ifadesidir. θ ve ϕ ise Şekil 2.14'te verilen motora ait açılardır. Volan ile piston kolunun volana bağlandığı noktanın volan merkezinden uzaklığı r ile gösterilmiştir. Eğer denklemi düzenlersek ve kuvvet ifadesini tek başına bırakırsak:

$$F = \frac{\tau}{r \cos(\theta - \phi) \cos(\phi)} \quad (2.78)$$

Eğer kuvvet ifadesi denklem (2.76)'de yükün oluşturduğu torkun yerine konursa (τ_L):

$$m_p \ddot{x}_p + c_p \dot{x}_p + \frac{\tau_L}{r \cos(\theta - \phi) \cos(\phi)} = A_p P_m \left[\frac{1}{1 + a_p x_p - a_d x_d} - 1 \right] \quad (2.79)$$

Bu denklemde τ_L yerine $I * \ddot{\theta} + c * \dot{\theta}$ konabilir. İfadedeki I volanın eylemsizlik momenti iken c ise volanın rulmanlarındaki viskoz damper katsayısıdır. $\ddot{x}_p$, $\dot{x}_p$ ve x_p ise krank dönüş açısı cinsinden yazılırsa:

$$A_p P_m \left[\frac{1}{1 + a_p x_p - a_d x_d} - 1 \right] = \ddot{\theta} * \psi_1 + \dot{\theta} * (\psi_2 + \dot{\theta} * \psi_3) \quad (2.80)$$

Basitlik için ψ_1 , ψ_2 ve ψ_3 kısaltmaları kullanılmıştır. Bu kısaltmalarda θ açısı içeren ifadeler (doğrusal olmayan) toplanmıştır. Kısaltmalar için ekler kısmına bakılabilir.

2.2.6.3 Kontrol Kuralı ve Lyapunov Kontrolcüsü

Şekil 2.15’de beta Stirling motoru için önerilen kontrol diyagramı görülmektedir. Kontrol kuralı için, denklem (2.80)’u tekrar düzenleyelim:

$$\frac{1}{1 + a_p x_p - a_d x_d} - 1 = \frac{[\ddot{\theta} * \psi_1 + \dot{\theta} * (\psi_2 + \dot{\theta} * \psi_3)]}{A_p P_m} \quad (2.81)$$



Şekil 2.15 Beta Stirling motoru kontrol diyagramı

x_d bizim kontrol girişimizdir (u). Kontrol girişini yalnız bırakalım:

$$u = \frac{1}{a_d} \left(1 + a_p x_p - \frac{1}{v + 1} \right) \quad (2.82)$$

Kontrolde kolaylık sağlama adına v kısaltmasında bir ifade eklenmiştir. Son iki denklem birleştirilirse:

$$[\ddot{\theta} * \psi_1 + (\psi_2 + \dot{\theta} * \psi_3) * \dot{\theta}] = v A_p P_m \quad (2.83)$$

Denklem tekrardan düzenlenip $\ddot{\theta}$ ifadesi tek başına bırakılırsa:

$$\ddot{\theta} = \frac{A_p P_m v}{\psi_1} - \frac{(\psi_2 + \dot{\theta} * \psi_3) * \dot{\theta}}{\psi_1} \quad (2.84)$$

Sistemimizde kontrol etmek istediğimiz parametre motorun açısal hızıdır. Bunu gerçekleştirmek için bir hata ifadesi yazılıp ve bunun türevini alınır:

$$e = \dot{\theta}_{ref} - \dot{\theta}, \quad \dot{e} = \ddot{\theta}_{ref} - \ddot{\theta} \quad (2.85)$$

Hata cinsinden bir enerji ifadesi yazılırsa:

$$L = \frac{1}{2} e^2 \quad (2.86)$$

Enerji ifadesinin türevi:

$$\dot{L} = \dot{e} * e \quad (2.87)$$

Denklemde hata ve hatanın türevi son denklemde yerine konursa:

$$\dot{L} = e \left[\dot{\theta}_{ref} + \frac{\psi_2 + \dot{\theta} * \psi_3}{\psi_1} - \frac{A_p P_m}{\psi_1} v \right] \quad (2.88)$$

Hatanın türevini $\dot{e} = e * K$ ifadesi gibi gösterelim. Burada K bir katsayıdır. İfade:

$$Ke = \dot{\theta}_{ref} + \frac{(\psi_2 + \dot{\theta} * \psi_3) * \dot{\theta}}{\psi_1} - \frac{A_p P_m}{\psi_1} v \quad (2.89)$$

Daha önce denkleme eklenen v ifadesi tek bırakılırsa:

$$-\left[\frac{Ke - \dot{\theta}_{ref} - \frac{(\psi_2 + \dot{\theta} * \psi_3) * \dot{\theta}}{\psi_1}}{\frac{(A_p P_m)}{\psi_1}} \right] = v$$

K'nın sıfırdan küçük ifadeleri için sistem istenen referansı takip edecektir.

3.1 Referans ve Optimizeli Motor Simülasyonları

Bu kısımda yapılacak tüm simülasyonlarda kullanılacak çalışma akışkanı havadır. Basınç ve sıcaklıkla değişen c_p ve c_v değerleri sabit kabul edilmiştir. Isıl sığaların gerektiği simülasyonlarda tablolarda verilmedikçe $c_p = 1,01 * 10^3 \frac{J}{kg.K}$, $c_v = 0,712 * 10^3 \frac{J}{kg.K}$ ve $\gamma = 1,4$ alınmıştır.

3.1.1 İdeal İzotermal Simülasyon Sonuçları

İzotermal analiz için keyfi olarak seçilmiş motorun mekanik parametreleri aşağıda verilen Tablo 3.1’de verilmiştir. Simülasyon sonucu elde edilirken sıkıştırma ve genişleme hacimleri sinüzoidal kabul edilmiştir. Sistemin diğer parametreleri de Tablo 3.2’de verilirken bu parametreler bağlı olarak elde edilen simülasyon sonuçları ise Tablo 3.3’de verilmiştir.

Tablo 3.1 Motorun mekanik parametreleri

Motorun Mekanik Parametreleri	Miktar	Birim
Genişleme Hacmi:	247	cm ³
Isıtıcı Hacmi:	247	cm ³
Rejeneratör Hacmi	126.67	cm ³
Soğutucu Hacmi:	247	cm ³
Sıkıştırma Hacmi:	247	cm ³
Pistonlar Arasındaki faz farkı:	110	Derece

Tablo 3.2 Sistemin ısı parametreleri

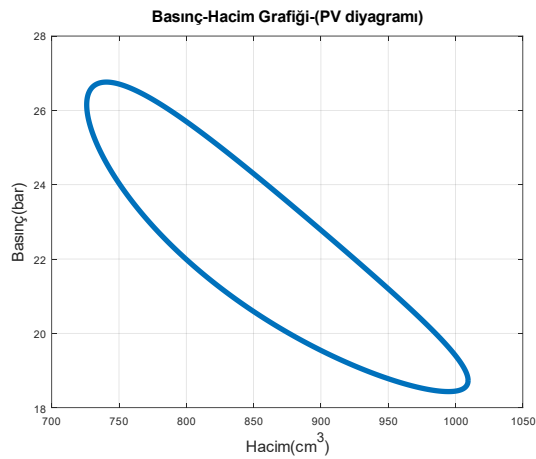
Motorun Isıl Parametreleri	Miktar	Birim
Isıtıcı Sıcaklığı:	623	Kelvin
Soğutucu Sıcaklığı:	303	Kelvin
Gaz Kütlesi:	16	Gram
Gaz Sabiti(R)	286,9	$\frac{J}{kg.K}$

Sistemin simülasyonda oluşturulan P-V diyagramı Şekil 3.1’de verilmiştir. Tablo 3.3’te verilen değerler motorun bir devri için hesaplanmış olup, üretilen iş miktarı verilen P-V diyagramı içerisinde kalan alandan hesaplanmıştır. Simülasyon sonuçlarında görülebilen giren ve çıkan ısı miktarları toplamı P-V diyagramı altında kalan ile aynı sonucu vermektedir.

Tablo 3.3 İdeal izotermal simülasyon sonuçları

Simülasyon Sonuçları	Miktar	Birim
Verim:	%51,36	-
Isı Girişi:	158,305	Joule
Isı Çıkışı:	76,992	Joule
İş	81,312	Joule
Ortalama Basınç:	22,2	bar
Maksimum Basınç:	26,761	bar
Minimum Basınç:	18,433	bar
Basınç Oranı(max/min)	1,451	-
Maksimum Hacim	1009	cm ³
Minimum Hacim:	726	cm ³

Carnot verimi için kullanılan $\eta_{th,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$ denkleminde T_L yerine soğutucu, T_H yerine ısıtıcı sıcaklığı koyulduğunda verim %51,36 çıkmaktadır. Simülasyon sonuçlarında verilen verim ile örtüşmektedir. Bu durumda ideal şartlarda (izotermal ısı transferi ve kayıpların olmadığı durum) Stirling motorunun Carnot çevrimine eşdeğer verimliliğe ulaştığı teorik simülasyonla tekrar gösterilmiştir.



Şekil 3.1 İdeal izotermal P-V diyagramı

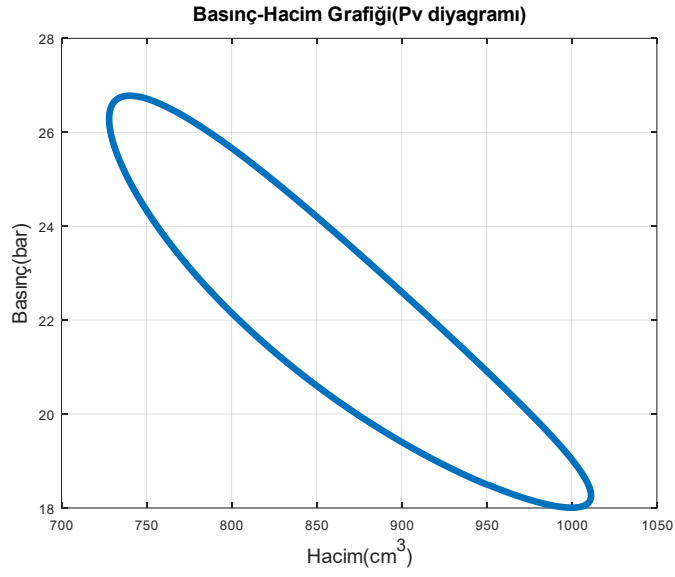
3.1.2 İdeal Adyabatik Simülasyon Sonuçları

Daha önce kısım 3.1.1’da yapılan ideal izotermal analizde kullanılan motorun parametreleri burada da kullanılacaktır. Motorun parametreleri Tablo 3.1 ve Tablo 3.2’de verilmiştir.

Tablo 3.4 Motorun ideal adyabatik simülasyon sonuçları

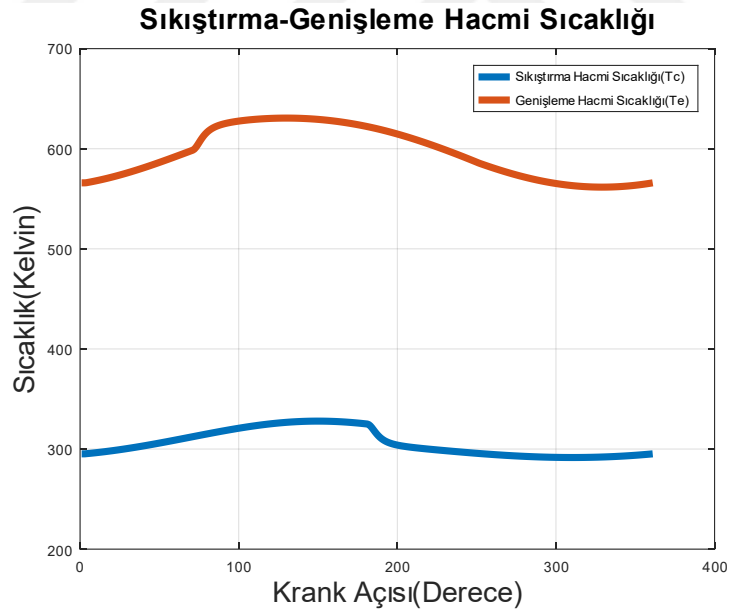
Simülasyon Sonuçları	Miktar	Birim
Verim:	%47,49	-
Isı Girişi:	167,14	Joule
Isı Çıkışı:	87,758	Joule
İş	78,218	Joule
Ortalama Basınç:	22,044	bar
Maksimum Basınç:	26,778	bar
Minimum Basınç:	18,006	bar
Basınç Oranı(max/min)	1,487	-
Maksimum Genişleme Hacmi Sıcaklığı	630,6	Kelvin
Minimum Genişleme Hacmi Sıcaklığı	561,6	Kelvin
Maksimum Sıkıştırma Hacmi Sıcaklığı	327,9	Kelvin
Minimum Sıkıştırma Hacmi Sıcaklığı	291,5	Kelvin
Maksimum Hacim	1011	cm ³
Minimum Hacim:	727	cm ³

Şekil 3.2’da İdeal Adyabatik P-V diyagramı verilen simülasyonun çıktı değerleri Tablo 3.4 verilmiştir. Dikkat edilebileceği gibi daha önce verilen ideal izotermal simülasyona göre verim yaklaşık %4 azalırken giren ısı miktarı, çıkan ısı miktarı da artmış, ayrıca motorun ürettiği iş miktarı ise çevrim başına azalmıştır. Sistemin minimum, maksimum ve ortalama basınçları da bir miktar değişmiştir. Sistemden alınan iş miktarının azalmasında, genişleme ve sıkıştırma hacimlerindeki gazın geçtiği sürecin izotermal değil de adyabatik kabul edilmesi yol açmaktadır.



Şekil 3.2 İdeal adyabatik simülasyon P-V diyagramı

Şekil 3.3’de ise genişleme ve sıkıştırma hacimlerinin çevrim boyunca dalgalanması görülmektedir. İzotermal kabulde sıcaklık sabit kabul edildiğinden bu dalgalanmalar olmamaktadır.



Şekil 3.3 Motor açısına göre genişleme ve sıkıştırma hacmindeki sıcaklıklar

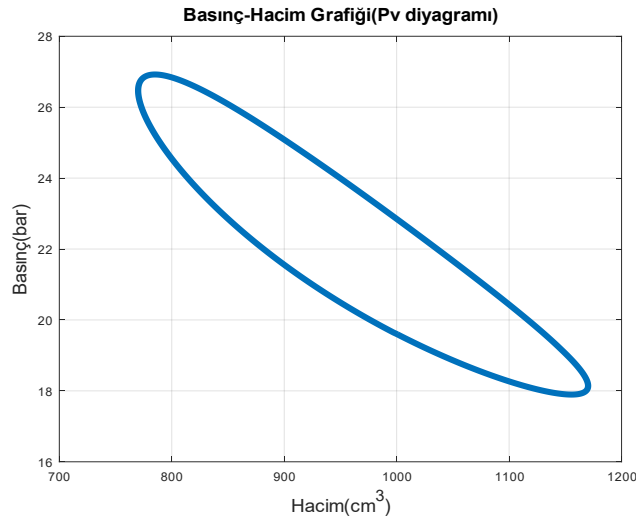
3.1.3 Finkelstein Optimizasyonlu Simülasyon Sonuçları

Daha önceki alfa Stirling motoruna ait hacim ölçüleri ve optimize edilmiş hacimler verilmiştir.

Tablo 3.5 Tablo optimize ve asıl hacimler

“	Asıl	Optimizasyonlu	Birim
Genişleme Hacmi:	247	420,89	cm ³
Isıtıcı Hacmi:	247	355,7	cm ³
Rejeneratör Hacmi	126.67	126,67	cm ³
Soğutucu Hacmi:	247	173	cm ³
Sıkıştırma Hacmi:	247	204.7	cm ³
Pistonlar Arasındaki faz farkı:	110	110	Derece

Görülebileceği üzere motorun sıcak kısımlarındaki hacimler artarken, soğuk kısımdaki hacimler azalmaktadır. Optimizasyon kısıtında verilen makinenin soğuk kısmı ile sıcak kısımdaki gaz kütlesi miktarının aynı olması gerekliliği sonucunda böyle bir durum oluşması öngörülebilir. Yeni motor verileriyle yapılan simülasyon sonuçları kısmın devamında verilmiştir. Mekanik hacimleri optimize edilmişken diğer parametreleri daha önce ideal izotermal simülasyonda Tablo 3.2’de verilen değerlerle aynıdır. Şekil 3.4’te bir çevrim için optimize P-V diyagramı görülmektedir. Tablo 3.6 ise cihazın simülasyon çıktıları verilmiştir.



Şekil 3.4 Optimize edilmiş P-V diyagramı

Optimizasyon sonucu oluşan P-V diyagramında şeklen bir farklılık göze çarpmamaktadır. Fakat sistemden alınan iş bariz bir biçimde yaklaşık %30 oranında artmıştır.

Tablo 3.6 Finkelstein optimize motor çıktıları

Simülasyon Sonuçları	Miktar	Birim
Verim:	%47,23	-
Isı Girişi:	233,078	Joule
Isı Çıkışı:	123,037	Joule
İş	108,517	Joule
Ortalama Basınç:	22,056	bar
Maksimum Basınç:	26,922	bar
Minimum Basınç:	17,895	bar
Basınç Oranı(max/min)	1,504	-
Maksimum Genişleme Hacmi Sıcaklığı	626,894	Kelvin
Minimum Genişleme Hacmi Sıcaklığı	563,278	Kelvin
Maksimum Sıkıştırma Hacmi Sıcaklığı	333,922	Kelvin
Minimum Sıkıştırma Hacmi Sıcaklığı	295,165	Kelvin
Maksimum Hacim	1170,235	cm ³
Minimum Hacim:	770,095	cm ³

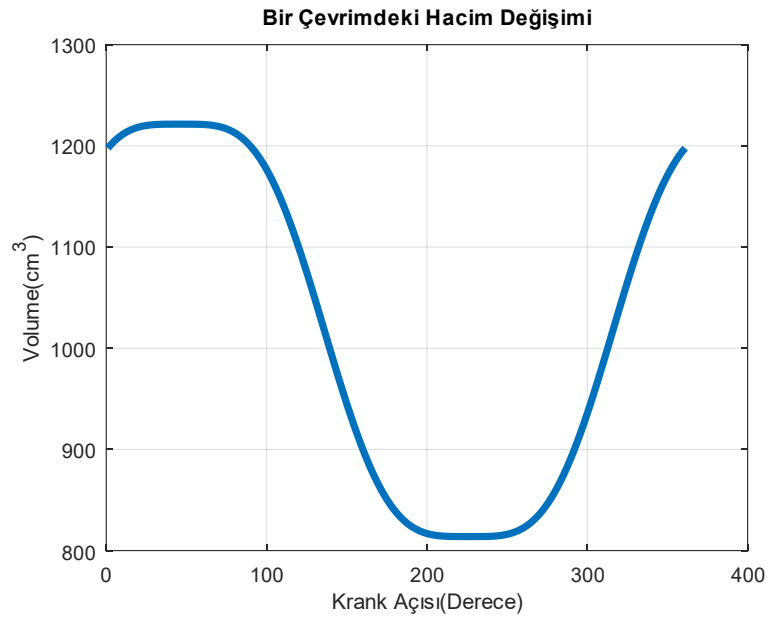
Görülebileceği üzere motordan alınan iş çevrim başına yaklaşık 30 Joule artmıştır. Fakat ısı alış-veriş miktarları da önemli ölçüde artmıştır. Ayrıca sistemin minimum ve maksimum hacimlerinde de artış görülmüştür. Söylenen bu etkilere rağmen sistemin verimi, ortalama, minimum ve maksimum basınçları, sistemde kullanılan akışkan miktarı gibi aynı kalmıştır. Bu durum benzer bir sistem için kayda değer bir iş artışı demektir çünkü sadece çalışma hacimleriyle oynayarak, giriş-çıkış sıcaklıklarını ve çalışma basınçlarını değiştirmeden alınan iş miktarı arttırılmıştır. Aynı malzemeden yapılmış ve çalışma koşulları aynı olan bir motordan alınan iş miktarının artması olumlu bir gelişmedir.

3.1.4 İdeal Hacim Değişimi İçin Optimizasyon (Fourier Optimizasyonu)

Simülasyon sonuçları Tablo 3.7’de, verilmiştir.

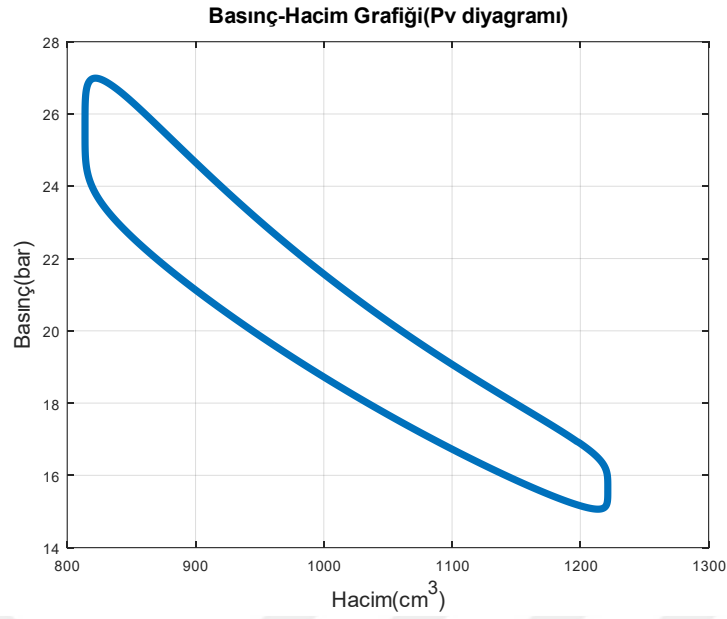
Tablo 3.7 Fourier optimizeli simülasyon sonuçları

Simülasyon Sonuçları	Miktar	Birim
Verim:	%43,8	-
Isı Girişi:	250,151	Joule
Isı Çıkışı:	140,575	Joule
İş	112,21	Joule
Ortalama Basınç:	20,312	bar
Maksimum Basınç:	26,991	bar
Minimum Basınç:	15,064	bar
Basınç Oranı(max/min)	1,791	-
Maksimum Genişleme Hacmi Sıcaklığı	632,755	Kelvin
Minimum Genişleme Hacmi Sıcaklığı	540,264	Kelvin
Maksimum Sıkıştırma Hacmi Sıcaklığı	337,478	Kelvin
Minimum Sıkıştırma Hacmi Sıcaklığı	284,115	Kelvin
Maksimum Hacim	1221,406	cm ³
Minimum Hacim:	813,859	cm ³



Şekil 3.5 Fourier optimizeli hacim değişimi

Şekil 3.5'te Fourier optimizasyonu ile yapılan hacim değişimi ve Şekil 3.6'da ise optimizasyonlu P-V diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.6 Fourier optimizeli P-V diyagramı

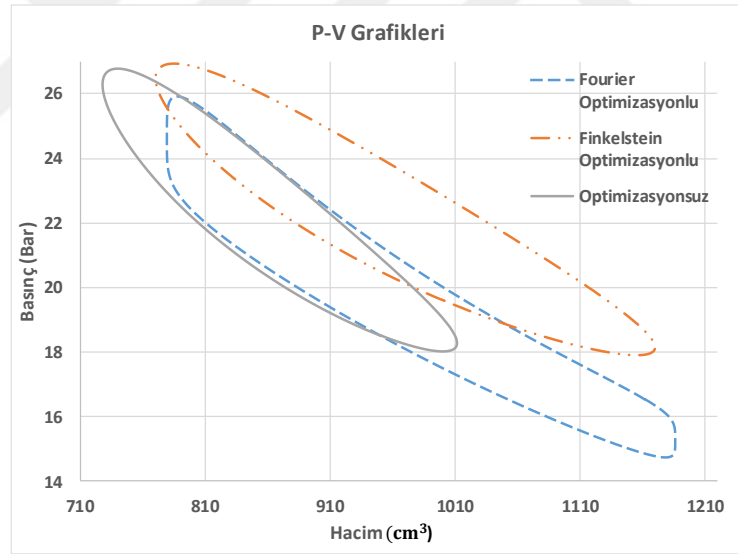
Tablo 3.7'deki değerlere bakarak Finkelstein optimizasyonlu motora göre önemli ölçüde bir iş artışı görülmemektedir. Motordan alınan iş sadece 4 J olmuştur fakat bu artış motorun ortalama basıncındaki 2 barlık düşüşle beraber gerçekleşmiştir. Ayrıca maksimum basınç sabit kalırken minimum basınç yaklaşık 3 bar azalmıştır. İş artışı olmamasına rağmen basınç değerlerinin azalması olumlu bir gelişmedir, çünkü motorun üzerindeki mekanik stresin ve yorulmanın azalması anlamına gelmektedir.

Fourier optimizasyonlu hacim değişimi incelenirse önerilen hacim değişimine klasik sinüzoidal kabuldeki değişimden daha çok benzemektedir. Buna ek olarak hareket iki farklı sinüs dalgası kullanılarak üretildiğinden hacim değişimi sürekli ve motorun üzerinde ani bir ivmelenme sonucu oluşacak vuruntunun da önüne geçmektedir.

P-V diyagramı incelenecek olursa, daha önce yapılan ve literatürde verilen simülasyonlardan bariz bir şekilde ayrılarak ideal çevrime benzemektedir. Önerilen ideal hacim değişiminin işe yaradığı nümerik simülasyon ile P-V diyagramı, alınan iş miktarı ve aynı iş için gereken ortalama basınç değeri düşüşünden gösterilmiştir

3.1.5 Değerlendirme ve Öneriler

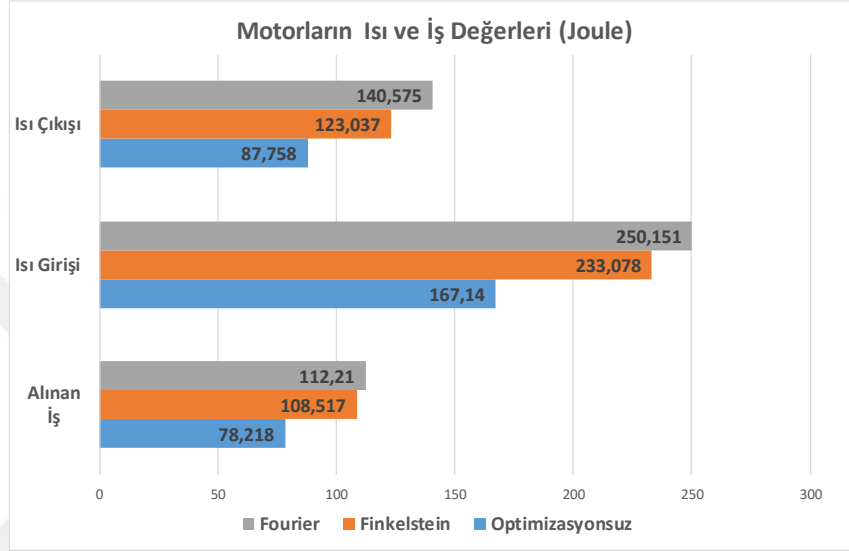
Tez kapsamında literatürdeki Finkelstein hacim optimizasyonunu[32] ve kendi geliştirdiğimiz bir yöntemi kullanarak hacim optimizasyonu yapılmış ve sistemden bir çevrimde alınan işin artırılması amaçlanmıştır. Yapılan hacim optimizasyonlarında temel amaç sistemin sıcaklık, basınç gibi parametreleriyle oynamadan mümkün olduğunca alınan işin artırılmasıdır. Finkelstein optimizasyonu denklem tabanlı bir optimizasyonken tarafımızdan yapılan optimizasyonda ise ideal Stirling çevriminin bir parçası olan sabit hacimde rejenerasyon işlemini yapabilmek adına önerilen hacim değişiminin elde edilmesi içindir. Sabit hacimde rejenerasyon için hacim değişimini elde etmek adına önerilen ve Şekil 2.11’de gösterilen, süreksiz hacim değişim grafiğini sürekli ve üretilebilir kılmak için fonksiyon Fourier serisine açılarak sinüsler cinsinden ifade edilmiştir. İki farklı optimizasyonda da çevrim başına alınan işin artması sağlanmıştır. Şekil 3.7’de optimizeli ve referans P-V diyagramları gösterilmiştir.



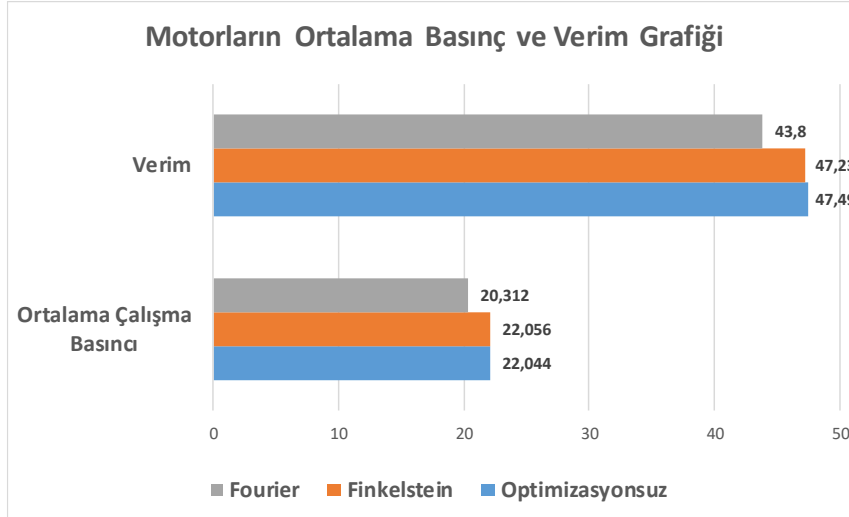
Şekil 3.7 Optimizeli ve referans P-V diyagramları

Motor performansını incelemek için literatürde sıkça kullanılan ideal adyabatik simülasyon kullanılmıştır. Diğer daha karmaşık ve kayıpların eklendiği simülasyonların yerine daha hızlı ve kolay hesaplanabildiği için tercih edilmiştir. Bu simülasyonlar gerçek motorlardaki çevrimleri tam olarak yansıtmasa da farklı tipte motorların genel performansları incelenmek istenmiştir. Şekil 3.8’de motorların ısı transferleri ve ürettikleri iş miktarları verilmiştir. İş, optimizasyonsuz motora göre

Finkelstein optimize edilmiş motorda yaklaşık %38 ve Fourier optimize edilmiş motorda ise yaklaşık %43 artmıştır. Fakat optimizasyon motora göre Finkelstein ve Fourier optimize edilmiş motorların ısı girişi sırasıyla yaklaşık %39,5 ve %49,7 oranında aynı şekilde ısı çıkışları ise %41 ve %59,6 artmıştır. İş artmasının yanında ısı giriş çıkışlarının artması durumunda referans tasarımdaki makinanın ısı transferi tarafından yetersiz kalması söz konusu olabilir. Isı elde edilen verilerle optimize edilmelidir.



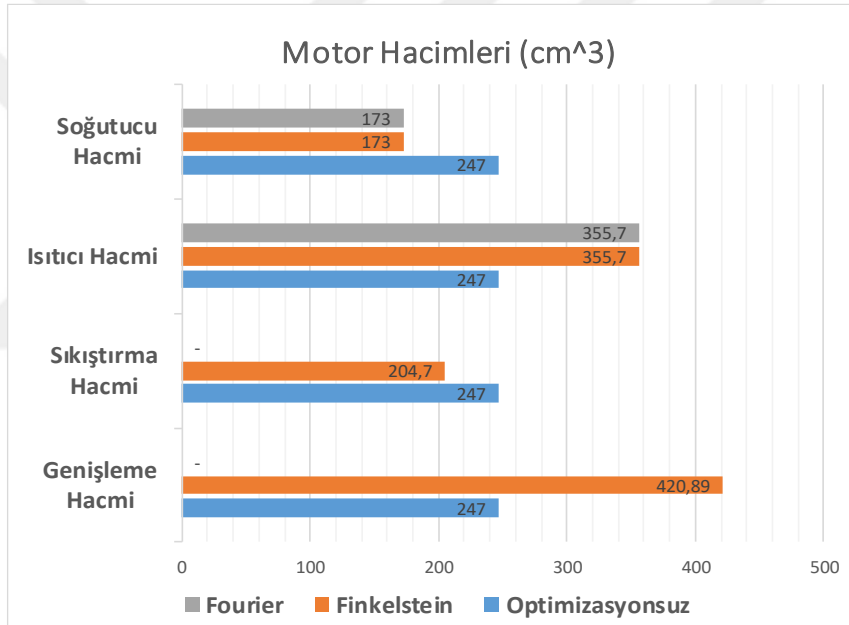
Şekil 3.8 Motorların yaptıkları ısı transferi ve ürettikleri işler



Şekil 3.9 Motorların ortalama basınç ve verim grafikleri

Şekil 3.9’de görülebileceği gibi optimizasyonsuz motora göre Finkelstein optimize edilmiş motorda ortalama basınçlar aynı kalmıştır. Aradaki küçük farklılıklar nümerik

integrallerdeki yuvarlama hataları veya optimize hacimler elde edilirken nümerik çözümdeki küçük hatalar sebebiyle olabilir. Aynı basınçta ve verimde kayda değer bir iş artışı olması dikkat çekicidir. Fourier optimizeli motorda ise motor verimi yaklaşık %3 azalmış fakat ortalama basınç da 2 bar azalmış ve üretilen iş miktarı Finkelstein optimizeli motora göre yaklaşık 4 Joule artmıştır. Ortalama basıncın azalmasına rağmen yapılan işin azalmayıp artması Fourier optimizasyonunun motor performansı üzerinde olumlu etkisi olduğunu göstermektedir. Genellikle cihaz basıncıyla üretebileceği iş arasında doğrusal bir ilişki vardır. Kısım 3.1.4’de Şekil 3.6 ile gösterilen Fourier optimizeli motorun P-V diyagramı incelenirse ideal Stirling çevrimi diyagramına hacim değişiminin sinüzoidal kabul edildiği motorlara göre daha yakınlaştığı görülebilir.



Şekil 3.10 Motor hacimleri

Şekil 3.10’te motor kısımlarının hacimleri görülebilir. Finkelstein ve Fourier optimizasyonlu motorların ısıtıcı ve soğutucu hacimleri aynıdır. Optimizasyonsuz motora göre ısıtıcı hacmi 108 cm³ artmış, soğutucu hacmi ise 73 cm³ azalmıştır. Artan ısı girişine karşılık ısıtıcının hacminin artması olumlu bir gelişmeyken, soğutucunun hacminin azalması, artan ısı transferi ihtiyacı karşısında soğutma performansının yetersiz kalmasına neden olabilir. Sıkıştırma ve genişleme hacimlerindeki değişimler hakkında tarafımızdan net bir şey söylenememektedir. Şekilde Fourier optimizeli motor için sıkıştırma ve genişleme hacimleri

verilmemiştir. Çünkü bu hacimler iki farklı sinüs dalgasının hareketiyle elde edildiğinden net bir süpürme hacmi verilememektedir.

Hacim optimizasyonu ile referans motordan elde edilen çevrim başına iş arttırılmaya çalışılmıştır. Teorik olarak çevrim başına alınan iş artmış olsa da artan ısı transferi ihtiyacı için elde edilen hacimler yeterli olmayabilir. Motorların gerçek hayat performansı referans motordan daha düşük olabilir. Motorların gerçekleştirilerek denenmesi ve nümerik sonuçlarla uyumluluğu teyit edilmelidir.

3.2 Motor Kontrol Simülasyonları

3.2.1 Alfa Stirling Benzeri Isı Motoru

3.2.1.1 Simülasyon Sonuçları

Kurulan model MATLAB SIMULINK platformu üzerinde gerçekleştirilmiştir. Motor modelinin kontrolü art arda bağlı iki adet kontrolcü ile sağlanmıştır. Motor için tercih edilen parametreler Tablo 3.8 ve Tablo 3.9’de verilmiştir.

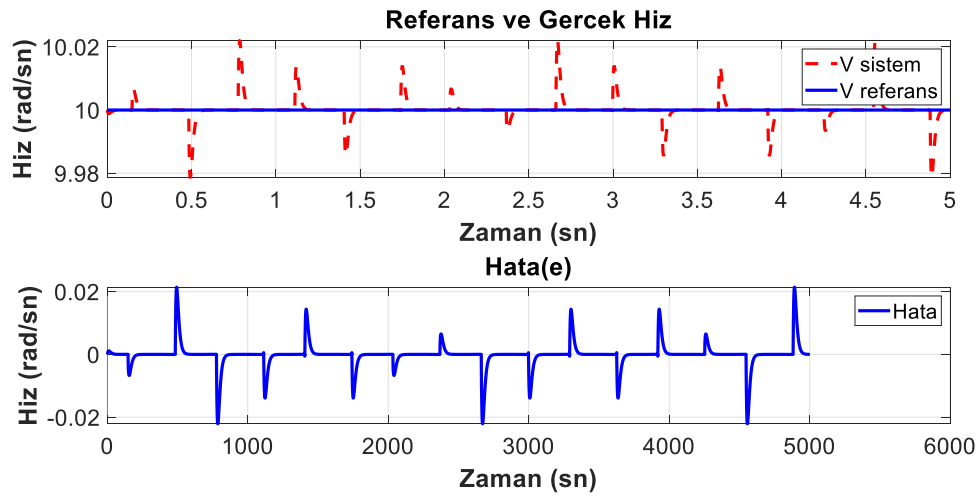
Tablo 3.8 Mekanik sistem parametreleri

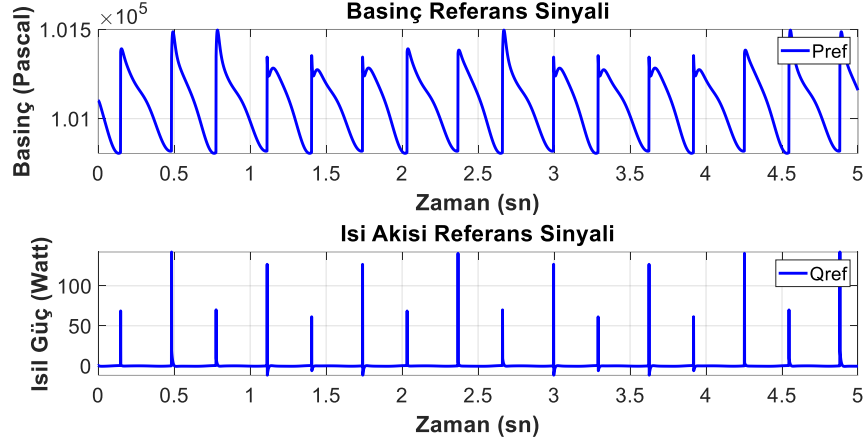
Mekanik	Değişken İsmi	Miktar	Birim
Kütle	m_2	0.176	Kilogram
Kütle	m_3	0.219	Kilogram
Kütle	m_4	0.176	Kilogram
Kütle	m_5	0.219	Kilogram
Yarıçap	r_2	0.05976	Metre
Kol uzunluğu	l_2	0.2875	Metre
Yarıçap	r_4	0.05976	Metre
Kol Uzunluğu	l_4	0.2875	Metre
Atalet	I_1	0.0515	kg. m^2
Atalet	I_2	0.00483	kg. m^2
Atalet	I_4	0.00483	kg. m^2
Yer Çekimi İvmesi	g	9.81	kg. m^2

Tablo 3.9 Isıl sistem parametreleri

Mekanik	Değişken İsmi	Miktar	Birim
Gaz Sabiti	R_{gaz}	287	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Hacim	V_0	0,0052333	m^3
Piston Alanı	A	0,031400	m^2
Isıl Kapasitans	c_p	1000	$\frac{J}{kg \cdot K}$

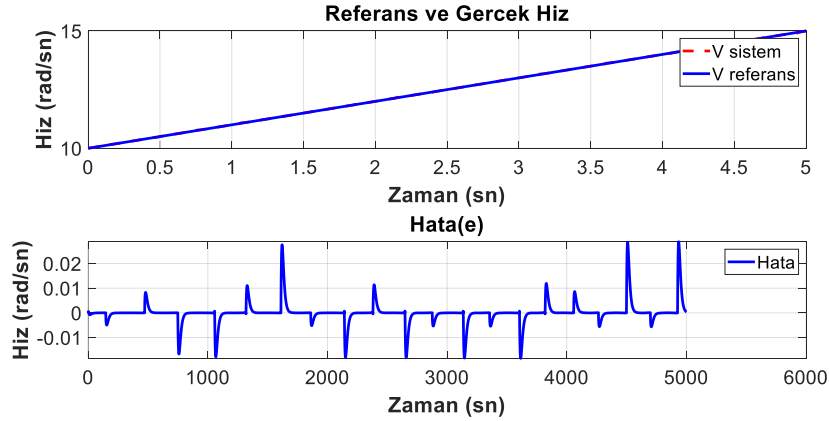
Bir önceki matematik model kısmında verilen katsayılar (K_1 , hız kontrolcüsünün K katsayısı ve K_2 basınç kontrolcüsünün katsayısı) denklemlerin yakınsama hızına göre seçilmiştir. İç kontrolcünün (basınç kontrolcüsü) dış kontrolcüye yetişmesi için $K_2=10 \cdot K_1$ seçilmiştir. Tasarlanan kontrolcünün denenmesi için iki durum test edilmiştir: 1. Durum sabit hız ve ikinci durumda ise değişken bir hız referansı takip edilmiştir. Zamanla değişen referans girişleri olarak rampa ve sinüzoidal seçilmiştir. Sistemin farklı parametreler cinsinden birim basamak yanıtları Şekil 3.11 ve Şekil 3.12’de verilmiştir.

**Şekil 3.11** Birim basamak cevabı girişi için motor referans hız takibi



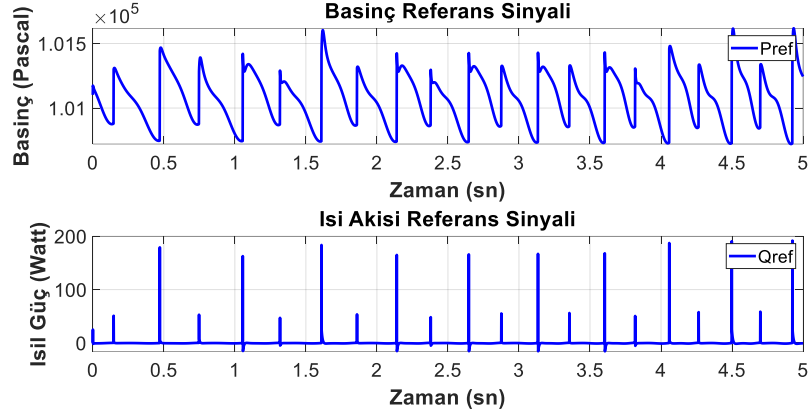
Şekil 3.12 Birim basamak cevabı için ısı ve basınç yanıtları

Sistemin hız referans takibi Şekil 3.11’de gösterildiği gibi 0.02 rad/sn tolerasında gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.12’de motorun kontrolü için oluşturulan ısı giriş ve basınç değerleri gösterilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi basınç ve ısı giriş değerleri motorun sürekli bir şekilde dönmesini sağlamak için periyodik olarak artıp azalmaktadır. Isıl değerlere bakıldığında, basınç artışıyla ısı girişi arasında doğrusal bir ilişki vardır.



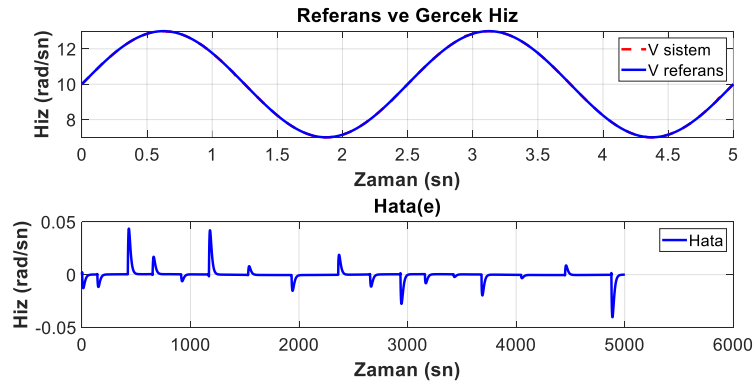
Şekil 3.13 Rampa cevap girişi için motor referans hız takibi

Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’de rampa giriş cevabı görülmektedir. Hata değeri olarak adım cevabı ile benzer performans yakalanmıştır. Birim basamaktan farklı olarak ısı giriş miktarı zamanla artmıştır.

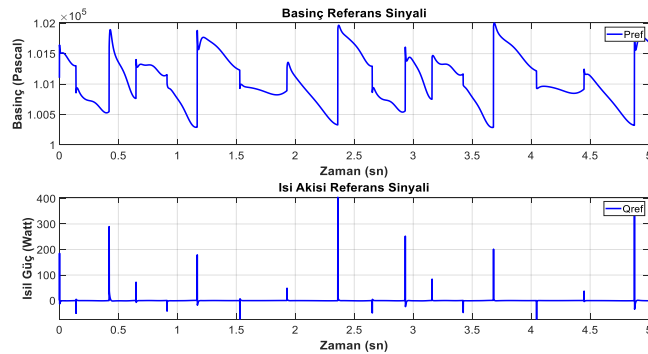


Şekil 3.14 Rampa cevabı için ısı ve basınç yanıtları

Şekil 3.15 ve Şekil 3.16'da ise sinüzoidal bir giriş referans dalgasının sonuçları görülmektedir. Şekillerden de görülebileceği üzere kontrolcü, motorun kontrolünü sinüzoidal bir referans girişi de az bir hatayla yakalayabilmiştir. Fakat sisteme verilmesi gereken ısı miktarları periyodik olarak dalgalanmaktadır.



Şekil 3.15 Sinüs cevap girişi için motor referans hız takibi



Şekil 3.16 Sinüs cevabı için ısı ve basınç yanıtları

3.2.1.2 Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu çalışmada, alfa tipi Stirling motoruna benzer bir ısı motorunun ideal koşullarda Lyapunov tabanlı optimal kontrolü gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın içeriğinde öncelikle sistem dinamiği modeli oluşturulmuş, sonrasında ise kademeli kontrolcü yapısı uygulanarak öncelikle basınç değeri, sonrasında ise motoru hız değeri kontrol edilmiştir. Modelin gerçek uygulama ve teorik olarak tartışılması gereken bazı önemli noktaları bulunmaktadır.

İlk olarak model tabanlı olarak gittiğimizde, sistemin koşulları ideal denklem takımları üzerinden yapılmıştır. Bunun sebebi sistemin modellenemeyen verilerinin elimine edilmesi ve doğrusal olmasa bile bir kontrolcü yapısının tasarlanabilmesine imkân verilmesi içindir. Bilindiği üzere bir yanmalı motorun denklem yapıları gaz ve sıvı sistemlerini içerdiği için hesaplamalı akışkanlar dinamikleri tarafından çözülmektedir. Ancak bu sistemlerin çözümlerinin yapılması kontrol problemleri açısından uygulanabilir bir formatta olmamaktadır [42]. Bu yüzden sistemin denge durumları gözetilerek bir dinamik modelin ideal koşullarda kontrol edilmesi, motorların optimal olarak çalıştırılabilmesi için ilk aşama olarak görülebilmekte ve uygulanabilmesi açısından ilk kademe olmaktadır. Çünkü bu çalışmada sunulan model gerekirse doğrusal olmayan sistem denklemlerinin eklenmesine imkan vermektedir.

Kontrolcü tasarımı değerlendirilirse, temel olarak pek çok kontrolcü sistemi motor dinamiklerinin çözümlerinde teorik ve pratik uygulamalarda kullanılmaktadır [43]. Ancak doğrusal sistemler için tasarlanan kontrolcülerin yapıları lineerleştirmeden dolayı pek çok bilgiyi kaybetmekte ve gerçek uygulamalarda zorluklar çıkarmaktadır. Ayrıca ayrı modlarda lineerleştirilmesi ve bu modlarının hepsi için ayrı kontrolcülerin tasarlanması kontrolcünün gürbüz ve kararlı yapıda tasarlanmasını engellemektedir. Sunulan çalışma da bu yüzden Lyapunov tabanlı bir doğrusal olmayan kontrolcü yapısı tasarlanmıştır. Mekanik sistemin parametreleri tam olarak sistemde doğrusal olmayan formda ifade edilebilmiştir, çünkü zamana bağlı parametre değişimi bu sistemlerde olmamaktadır (kütle, kol uzunluğu, yarıçap). Ancak ısıl sistemle sürülen basınç kontrolcüsü için ideal gaz denklemlerine istinaden bir yapı oluşturulmuştur. Bu tip sistemlerdeki doğrusal olmayan yapılar

ancak ve ancak hesaplamalı akışkan dinamiği ile çözülebildiği için sadece ideal gaz denkleminin yasaları buraya uygulanarak sistem dinamiği modeli elde edilmiş ve hatayı 0'a götürecek kontrolcü tasarlanabilmiştir. Gerçek hayattaki uygulamalarda sensör değerlerinin hepsinin ölçülememesinden dolayı bu sorun yaratabilmektedir, ancak temel yaklaşım olarak geliştirilebilecek ve üstüne parametre eklenebilecek sistem model yapısı bu olmaktadır. Diğer yandan sistem tek bir fazda modellenebilmiştir, hâlbuki 4 ayrı faz döngüsü burada oluşmaktadır [43]. Sistemin tek bir fazda modellenmesi diğer fazlarda sistemin ayrıca bir kontrolcü tasarımına gerek bırakmamaktadır.

Kontrolcünün karakteristiği olarak, sistemde dolaysız Lyapunov kontrolcü yapısı ile tasarım gerçekleştirilmiştir. Bu tasarımda bütün ifadeler hata cinsinden elde edilip sistemde yok edilmeye çalışılmıştır. Sistemin kontrolcü girişinin üretilmesi için gerçek hayatta pek çok sensör verisinin elde edilmesi gerekmektedir. Bu yüzden sistemde ki dezavantaj olarak model tabanlı düşünüldüğünde çalışma ilk etapta teorik olarak gerçekleştirilebilecek formatta yapılmıştır. Ancak diğer yandan doğrusal olmayan bir dinamik denklem yapısı olduğu için bu sistemlerin kontrollerinde ki sadeleştirmeler genellikle yapılamamaktadır [43]. Kontrolcü yapısı olarak ardışık (kaskad) kontrolcü yapısı hem basınç değerinin tahmini hem bunu sağlayacak ısı değerinin tahmini için gerçekleştirilmiştir. Bu tip kontrolcü yapılarının avantajı bütün sistemin modelinin çıkarılmasından ziyade sıralı bir biçimde ayrı ayrı kontrolcü yapıları ve sistemlerinin bir araya getirilmesi ile oluşmasından kaynaklanmaktadır. Bu sayede kontrolcü için sistem denklemleri basitleşmiş ve aralarında ki dinamik ilişki kontrolcü yapısının sağladığı kolaylıkla gerçekleştirilebilmiştir. İç yapısı düşünüldüğünde, bu çalışma da dış kontrolcü referans sağlanması gereken basıncı bulmakta ve bu basıncı sağlayan iç kontrolcü ise ısı enerjisi ile işlemini gerçekleştirmektedir. Bu açıdan bakıldığında hali hazırda bulunan sistemin karmaşıklığı göz önüne alınırsa temel yaklaşımın bu olması gerektiği kanaatine varılmıştır. Normal olarak, bütün sistem parametrelerinin içerildiği bir durum-uzay denklem takımı kararlılık için daha doğru sonuçlar vermektedir. Zira bütün denklemlerin aynı formatta yazıldığı ve ilişki kurulduğu bir yapıda sistemin davranışları daha iyi incelenebilmektedir. Doğrusal kontrolcü tasarımlarının en efektif özelliği zaten bu olmaktadır [43]. Ancak sistemin hesaplanamayan ve tahmin

edilemeyen karakteristikleri çok olduğu için lineerleştirme bu çalışmada tercih edilmemiştir. Ayrıca sistemin içinde gaz dinamikleri ve temel ısı kayıpları bu çalışmanın içine şu anda katılmamıştır. Sebebi ise sistemin optimal durumda ne kadar enerji harcadığının belirlenmesi ve tek bir hazne yapısı ile kontrolün gerçekleştirilmeye çalışılmasıdır. Diğer yandan kayıpların eklenmemesi verim açısından hesapların doğru yapılmasının önünde bir engel olmaktadır.

Diğer bir tartışılması gereken konu ise Stirling motorunun tek tanklı aktüatör sistemidir. Sistem tek bir volan hattına bağlı olduğu için tankın içindeki gaz ısı olarak enerjilendirildiğinde basınç 2 pistonu da etkimektedir. Bunun sonucunda 90 derece pistonu dik olan volan kolu durumlarında kör noktalar oluşmakta ve dinamik denklemlerde süreksizliğe neden olmaktadır. Bu yüzden bu çalışmada sadece tek bir enerji kaynağı ile sistemin içindeki basınç değerlerinin kontrol yapıları aynı tank üzerinden yapılması hedeflenmiştir. Buna istinaden sistemin ısı enerji ihtiyaçları kontrolcünün hesapladığı değerleriyle sanki bir yanma reaksiyonu (atım) gibi davranmıştır. Her volan döngüsünde sistem yüksek miktarda enerjilendirilmiş ve bunun karşılığında sistem yavaşça soğutulmuştur (Şekil 3.12, Şekil 3.14 ve Şekil 3.16). Özellikle basınç ve ısı sistem cevapları bunu göstermektedir. Volanın hareketine göre Denklem (2.65)'de verilen ifadenin sıfırına gelen yerlerinde bu değerler patlama reaksiyonu gibi oluşmaktadır. Bilimsel anlamda çıkarılması gereken şudur ki, 2 pistonlu Stirling motoru tek bir tankın ısıtılması ve soğutulması ile teorik olarak gerçekleştirilebilmektedir. Ancak sisteme verilen ısı değerinin sağlanması için yakıt tabanlı bir sistemin kurulması gerekmektedir. Diğer yandan, sistemin uygulanabilir olması için bu ısı değerlerinin zamanlamasının doğru ve tam bir büyüklükte verilmesi gerekmektedir. Ayrıca sistemin içinde soğutma ünitesinin hassas bir biçimde çalıştırılması gerekmektedir ki bu da gerçek uygulamalarda sorun çıkarmaktadır. Bu açılarından değerlendirildiğinde gerçek hayattaki uygulamanın yapılması zor görünmektedir.

Teknik olarak sistem cevaplarını içeren şekiller incelendiğinde sistemin kontrolü birim basamak, rampa ve frekans tabanlı girişlerde de hız kontrolünün yapıldığı göstermektedir. Her ne kadar hassas kontrol ve soğutma ihtiyacı sistem için gerekli olsa da sistemin uygulanabilir ısı ve basınç değerlerine sahip olduğu grafiklerden

gözlemlenmiştir. Grafikler incelendiğinde hata değerinin 0.05 rad/sn üstüne çıkmadığı gözlemlenmektedir ki bu değer verilen referans girişleri için yeterli olduğu bulunmuştur. Enerji ihtiyacının artmadığı yerlerde (birim basamak, sabit hız) sistemin ısıl döngüsünün 2 ayrı yerde basınç artışına maruz bırakıldığı optimal kontrol yöntemi ile bulunmuştur. Bu noktalarda sistemin volan kol açılarının spesifik yerlerinde olmasından dolayı motor dönme hareketini gerçekleştirebilmektedir ki kontrolcü yapısının bunu hesaplaması optimal olarak sistemin sürülebildiğinin kanıtı olmaktadır. Diğer yandan artan hız değerlerinde, ısıl ve basınç değerlerinin lineer bir şekilde arttığı gözlemlenmiştir ki bu da sistemin enerjilendirilmesi ile doğru orantılıdır.

Ayrıca incelenmesi gereken bölgelerden biri olan sabit bir hız etrafında frekansitik bir hareket için verilen referans hız değerlerinde kontrolcü hızını azaltmak veya arttırmak için değişik ısı girişleri üretmiştir. Şekil 3.15 ve Şekil 3.16 incelendiğinde sistemin hız kontrolü için 2 adet olarak verilen darbe ısısının verildiği gözlemlenmiştir. Diğer referans girişleri içinde sistemin içinde hep pozitif olan bu değerler hep sistemin ya hızını korumakta ya da arttırmaktadır. Ancak 2 fazda itki verilen bu sistemde hızın arttığı yerlerde ki itkilerin pozitif-negatifliği değişmektedir. Eğer hızlanma durumu var ise motor pozitif-pozitif olarak ısıl uyarıma sahip olmaktadır. Ancak hız azaltıldığında bir pozitif bir negatif ısıl darbeye maruz kalmaktadır. Bu demektir ki sistemin içinde bir itki durumu sabit hızı korumakta, bir itki ise onu ya yavaşlatmak ya da arttırmak için kullanılmaktadır. Tek tanklı bir sistem için ısıtma-soğutma işlemlerinde bu sonuç şunu göstermektedir: sistemin karakteristiği tek bir itki ile sağlanabilmektedir, ancak buna hız ayarı yapılmak istendiğinde bir itki durumunun daha sisteme pozitif olarak eklenmesini gerektirmektedir. Bu açıdan değerlendirildiğinde gaz tankının bir rejenaratörle ayrılması soğutma döngülerinin düzeltilmesi de sistemin efektif çalıştırılması için elzem olmaktadır.

3.2.2 Beta Stirling Modeli

3.2.2.1 Simülasyon Sonuçları

Sistemin tüm testleri Matlab SIMULINK platformunda yapılmıştır (R2019a versiyonu). Sistemin parametreleri Tablo 3.10 ve Tablo 3.11 de verilmiştir.

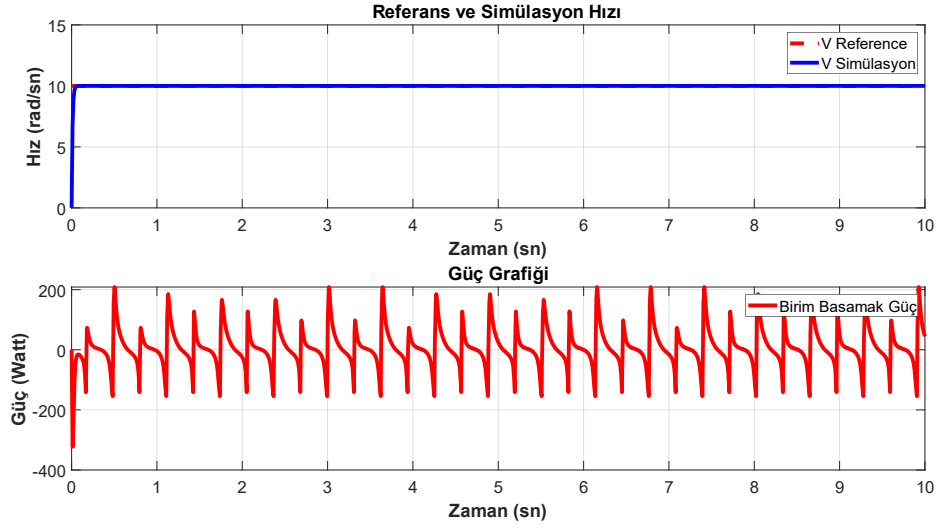
Tablo 3.10 Mekanik parametreler

Parametre	Değişken Simgesi	Değer	Birim
Alan	A_p	0.0133	m^2
Alan	A_d	0.0133	m^2
Damper Katsayısı	c	0.1	$\frac{N-s-m}{rad}$
Damper Katsayısı	c_p	0.001	$\frac{N-s}{rad}$
Serbest Akış Alanı	A_r	$3,141 * 10^{-6}$	m^2
Rejeneratörün Hidrolik Yarıçapı	r_h	0.001	m
Kütle	m_p	0.15	kg
Eylemsizlik Momenti	I	0.0515	$kg \cdot m^2$
Hacim	V_r	$3,141 * 10^{-7}$	m^3
Hacim	V_{co}	0,0053	m^3
Hacim	V_{ho}	0,0027	m^3

Tablo 3.11 Isıl parametreler

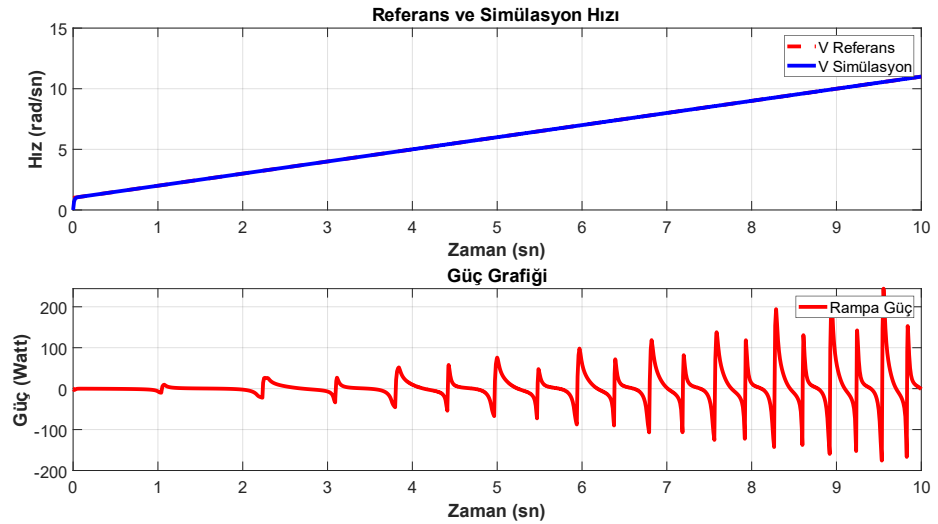
Parametreler	Değişken İsmi	Değer	Birim
Sıcaklık	T_r	440,809	K
Sıcaklık	T_h	620	K
Sıcaklık	T_c	300	K
Basınç	P_m	10,108	Bar
Gaz Sabiti	R	287	$\frac{J}{kg \cdot K}$

Önerilen kontrolcü 3 farklı referans sinyali denenmiştir: basamak, rampa ve sinüzoidal giriş sinyalleri. Kontrol edilmek istenen parametre motorun açısal hızı seçilmiştir. Pek çok motor kontrol uygulamasında hız veya güç kontrolü yapılmak istenmektedir.

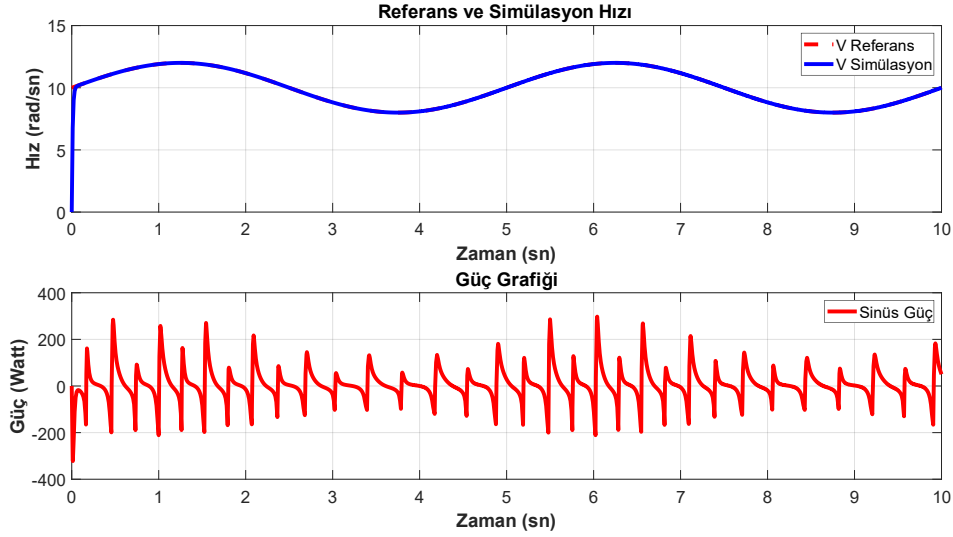


Şekil 3.17 Basamak cevabı ve güç karakteristiği

Şekil 3.17, Şekil 3.18 ve Şekil 3.19’de sırasıyla basamak, rampa ve sinüzoidal giriş karşı sistem cevabını göstermektedir.



Şekil 3.18 Rampa cevabı ve güç karakteristiği



Şekil 3.19 Sinüs cevabı ve güç karakteristiği

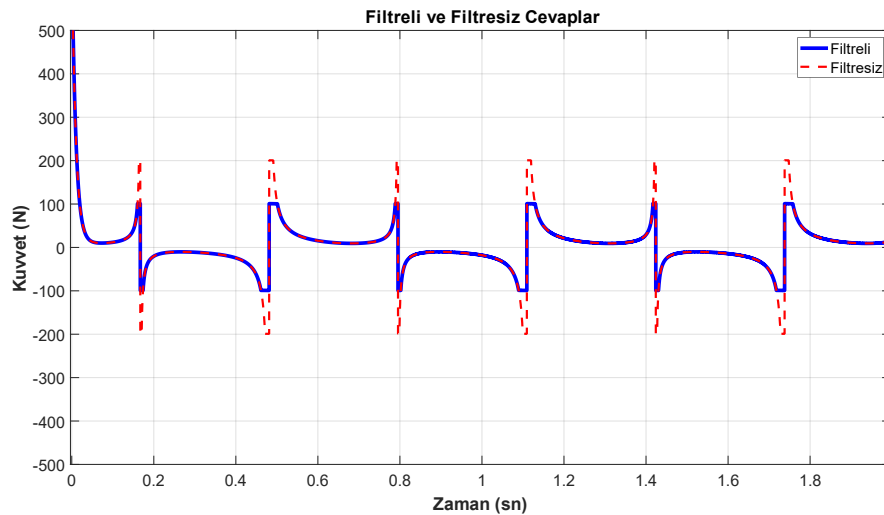
Şekillerde yatay eksen simülasyon zamanını, dikey eksen ise referans giriş sinyali, sistem cevabını ve motor gücünü temsil etmektedir.

3.2.2.2 Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Simülasyon sonuçları göstermektedir ki, kontrolcü üç giriş referansını da başarılı biçimde takip edebilmektedir. Sistemin tükettiği güç farklı referans hızlarına göre değişmekte ve dalgalanmaktadır. Basamak cevabında sistemin güç ihtiyacı periyodik olarak değişmemektedir. Bunun sebebi motorun sabit hızla hareket etmesi ve motorun ivmelenme yapmaması sonucu güç ihtiyacının sadece sürtünme gibi kayıpları yenmesidir.

Diğer yandan rampa cevabında güç ihtiyacı sürekli artmakta iken sinüzoidal olanda güç ihtiyacı ise periyodik olarak azalıp artmaktadır. Buradan sistemi üretmeden önce, motorun kullanılmak istediği spesifik bölgedeki güç ihtiyacının belirlenmesinin faydalı olduğu çıkarılabilir. Ayrıca sistemin referans takibi yapabilmesi için gereken gücün şeklide motorun gerçek hayat performansı için önemlidir. Üç farklı referans takibinde de görüldüğü gibi sistemin referans işaretini yakalaması için gerekli olan anlık güç artışı oldukça yüksektir. Fakat böyle bir enerji artışı anlık olarak içten yanmalı motorlar ile sağlanabilir. Teorik olarak bu sonuçlar uygun görülse de gerçek hayat uygulamalarında sonuçlar tekrar gözden geçirilmelidir.

Kontrolcü tarafından bakacak olursak, bazı önemli sorunlardan da bahsedilmelidir. İlk olarak, Lyapunov teorisi tüm sistem parametrelerinin (iç hacim, alan, atalet momenti, viskoz sürtünme katsayısı, vs.) elde olduğunu kabul ederken, gerçek sistemlerde böyle olmayabilir. Bu problem durum tahmini veya doğrusal olmayan parametre tahmin algoritması ile aşılabılır [38]. Fakat bu algoritmalar her motor uygulaması için kullanılamayabilir; ancak bu durumlar için sinir ağları veya model tahmini tabanlı kontrolcüler ile sistem parametreleri elde edilebilir. İkinci önemli problem ise Stirling motorunun ideal gaz kanunu ile tanımlanan ve hayli değişken olan basınç-sıcaklık değerleri için kontrolcü dizayn etmektir. Önerilen modelde sadece zamana bağımlıklar bulunmamakta ayrıca basınç veya sıcaklığa da bağımlılıklar bulunmaktadır. Ayrıca basınç ve sıcaklıkta yüksek ölçüde birbirlerini etkilemektedir. Son problem ise kuvvet-tork denklemi (denklem (2.78)'de verilen) fonksiyonunda bulunan paydanın sıfır olduğunda oluşan problemdir. Bir döngü boyunca 4 noktada oluşan sıfıra bölme durumu tüm referans girişlerinde de görülmektedir. Şekillerde de görüleceği gibi sıfıra bölme durumundaki noktalarda ani bir güç sıçraması görülmektedir. Bu noktalar modelden dolayı tam olarak yok edilememektedir. Bu çalışmada sin-cos fonksiyonlarının sıfıra yaklaştığı durumlar özel olarak ele alınmış ve sıfıra gitmeleri engellenmiştir. Bu filtrelemeden sonraki ve filtresiz haldeki kuvvet değerleri Şekil 3.20'da gösterilmiştir.



Şekil 3.20 Filtreli ve filtresiz kuvvet cevabı

Filtreyile birlikte sonsuza gitme durumu engellenmesine rağmen referans takip performansından taviz verilmiştir.

3.3 Genel Değerlendirme

Çalışmanın ilk kısmında literatürde sıkça kullanılan yöntemlerle parametreleri belirlenen motorların analizleri yapılmıştır. Bu analizler uzun yıllardan beri yapılmasına rağmen gerçek sistemleri temsil konusunda güçlük çekmektedirler. Daha önceki çalışmalarda ideal ve kayıpsız simülasyonların üzerine çeşitli kayıplar eklenerek benzetimler daha gerçekçi kılınmaya çalışılmıştır. Bunlara rağmen gerçek çevrimlerle çeşitli kayıplarında göz önüne alındığı ideal tabanlı analizler arasındaki farklar literatürde de yapılan kıyaslamalarla belirtilmiştir [44]. Ahmadi ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada [44] farklı analiz çeşitleri gerçek motor verileriyle ve kendi aralarında kıyaslanmıştır. Gerçek çevrime en yakın simülasyon yöntemi dahi belirli hız aralığının dışında oldukça farklı sonuçlar vermiştir.

Yine de ideal simülasyonlar sistem için belirli parametrelere sahip motorlar için genel bir performans değerlendirmesi vermektedir. Çalışmamızda hem kolaylığı gereği hem de farklı hacim optimizasyonları sonucu motordaki performans farklılıklarını genel hatlarıyla görebilmek adına ideal adyabatik analiz tercih edilmiştir. Yakın zamanda literatüre eklenmiş olan ideal politropik analizde gelecek çalışmalarda kullanılabilir [37].

Performans artışı amacıyla yapılan hacim optimizasyonlarında başarılı sonuçlar, ideal adyabatik simülasyonlar sonucu üretilen verilerle gösterilebilmiştir. Optimizeli motorlarda net iş çıkışının arttığı görülmüştür. Fakat ideal simülasyon sonuçları her zaman güvenilir olmayabilir. Daha ayrıntılı analizler ve özellikle sistemin gerçekleşip kıyaslanması doğruluğun ispatı için elzemdir. Finkelstein analizi sonrası değişen (özellikle azalan hacimler) hacimler gerçek hayatta ısı transferini etkileyip motor performansında kayba neden olabilir. Yine bu analiz üzerine yapılan Fourier hacim optimizasyonunda ise istenilen hacim değişiminin elde edilebilmesi için 4 farklı sinüzoidal hacim değişimi 2 farklı frekansta elde edilmesi gerekmektedir. Gerçek hayatta bu sistemin uygulanması, uygulansa dahi daha önceki sistemlere göre avantaj sağlayıp sağlamayacağı kesin olarak söylenememektedir.

Yaptığımız ideal simülasyonlarda sistemin mekanik-dinamik denklemleri bulunmamaktadır ve simülasyon sonuçları çevrim başına alınmaktadır. Pistonların hareketinin ideal olarak üretildiği ve sistemdeki zorlanmalardan etkilenmediği varsayılmaktadır. Sistemde mekanik etkileşimlerin yok sayılması simülasyonların gerçekçiliği azaltmaktadır.

Çalışmanın ikinci kısmında literatürde motorun hız veya başka bir parametre kontrolünün matematik model tabanında yapılmasındaki eksiklik görülerek kontrolcüler önerilmiştir.

İlk olarak mekanik anlamda Alfa tipi Stirling motoruna benzeyen bir ısı motoru modeli kontrole giriş yapmak amacıyla tarafımızdan çıkarılmıştır. Motorda tüm kompartmanların tek bir hacim olduğu kabulüyle denklemler oluşturulmuş ve simülasyonu yapılmıştır. Sistem yüksek derecede doğrusal olmadığından Lyapunov teorisi tabanlı bir kontrolcü geliştirilmiştir. Motorun hız parametresi üretilen model ve kontrolcü tabanında simülasyon üzerinde başarıyla kontrol edilmiştir. Fakat motorun tam olarak bir Stirling motorunu yansıtmaması Stirling motorunun kontrolü konusunda önerilen modelin işe yarayıp yaramayacağı konusunda kesin bir bilgi vermemektedir. Simülasyon verileri incelendiğinde ise hız kontrolü için ani ısı girişleri görülmekte bu ısı transferlerinin gerçek hayatta elde edilmesi dıştan yanmalı motorlar için pek mümkün görülmemektedir. Yine de sisteme mekanik aksamın modele dahil edilmesi ve kontrolcünün denenmesi amacıyla bu modelin bu modelin kurulması daha sonraki çalışmalar için bir temel görevi görmektedir.

İkinci olarak literatürde bulunan ideal izotermal analiz üzerine inşa edilen bir beta Stirling modeli [38] kendi kontrolcümüze uyarlanarak kontrol edilmiştir. Bu kısımda bir önceki kısımdan farklı olarak bir Stirling motoru modeli baz alınmıştır. Yine model tabanlı oluşturulan kontrol kuralıyla Lyapunov kontrolcüsü simülasyon üzerinde başarıyla uyarlanmıştır. Sistemin mekanik modeli gereği pistonda üretilen güç anlık olarak süreksizlik sonucu sonsuza gitmiş, simülasyona doyum ekleyerek bu durumun önüne geçilmiştir. Motorun mekanik hareket denklemi incelenmeli ve bu durumun gerçek sistemlerdeki etkisi de göz önüne alınmalıdır. Kullanılan modelin ideal izotermal (en ideal analiz) tabanlı olması da simülasyon sonuçlarının gerçek hayatta üretimi konusunda soru işareti oluşturmaktadır.

Gelecek alışmalar için önerimiz literatürde bulunan daha ayrıntılı analizlerin mekanik modelle birlikte kontrol teorisi ile birleştirilip kullanılması ve gerçek sistemler üzerinde deneylerinin yapılmasıdır. Ayrıca yapılan optimizasyonlarında yine daha ayrıntı analizler (ideal politropik ve kayıpların dahil edildiği) ile denemesi ve deneylerinin yapılması, yapılan çalışmanın gerçek hayatta karşılığı olup olmadığını göstermesi açısından önemli görülmektedir.



A

Denklem Kısaltmaları

$$\psi_1 = - \left(m_p * \left(r * \sin(\theta) + \frac{r^2 * \cos(\theta) * \sin(\theta)}{(l^2 - r^2 * \sin(\theta)^2)^{\frac{1}{2}}} \right) - \frac{I}{r * \cos(\phi - \theta) * \cos(\phi)} \right) \quad (\text{A.1})$$

$$\psi_2 = \left(-c_p * \left(r * \sin(\theta) + \frac{r^2 * \cos(\theta) * \sin(\theta)}{(l^2 - r^2 * \sin(\theta)^2)^{\frac{1}{2}}} \right) + \frac{c}{r * \cos(\phi - \theta) * \cos(\phi)} \right) \quad (\text{A.2})$$

$$\psi_3 = -m_p * \left(r * \cos(\theta) + \frac{r^2 * \cos(\theta)^2}{(l^2 - r^2 * \sin(\theta)^2)^{\frac{1}{2}}} - \frac{r^2 * \sin(\theta)^2}{(l^2 - r^2 * \sin(\theta)^2)^{\frac{1}{2}}} + \frac{r^4 * \cos(\theta)^2 * \sin(\theta)^2}{(l^2 - r^2 * \sin(\theta)^2)^{\frac{3}{2}}} \right) \quad (\text{A.3})$$

$$Z_1 = Ar \left(\cos \left(\theta - \text{asin} \left(\frac{r}{l} \cos(\theta) \right) \right) + \sin \left(\theta + \text{asin} \left(\frac{r}{l} \sin(\theta) \right) \right) \right) \quad (\text{A.4})$$

$$Z_2 = \left(- \frac{\dot{y} - \dot{x}}{y - x + \frac{V_0}{A}} \right) \quad (\text{A.5})$$

$$J_1 = \frac{R}{[(y - x)A + V_0]c_p} \quad (\text{A.6})$$

$$\begin{aligned} M(\theta) = & \left(I_1 - \frac{I_4 * r_4^2 * \sin(\theta_1)^2}{r_4^2 * \cos(\theta_1)^2 - l_4^2} + \frac{I_2 * r_2^2 * (\sin(\theta_1)^2 - 1)}{r_2^2 * \sin(\theta_1)^2 - l_2^2} \right. \\ & - \frac{4 * m_3 * r_2^2 * \sin(\theta_1)^2 * \left((l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} + r_2 * \cos(\theta_1) \right)^2}{4 * r_2^2 * \sin(\theta_1)^2 - 4 * l_2^2} \\ & \left. - \frac{4 * m_5 * r_4^2 * \cos(\theta_1)^2 * \left(r_4^2 * \sin(\theta_1)^2 - r_4^2 * \cos(\theta_1)^2 + l_4^2 + 2 * r_4 * \sin(\theta_1) * (l_4^2 - r_4^2 * \cos(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} \right)}{4 * r_4^2 * \cos(\theta_1)^2 - 4 * l_4^2} \right) \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

$$\tau_d = \frac{g * \sin(\theta_1) * \left(\begin{aligned} &2 * m_3 * r_2 * (l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{5}{2}} - m_4 * r_4 * (l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{5}{2}} + \\ &2 * l_2^4 * m_2 * r_2 * (l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} - 2 * l_2^2 * m_2 * r_2^4 * (\cos(\theta_1) - \cos(\theta_1)^3) - \\ &4 * l_2^2 * m_3 * r_2^4 * (\cos(\theta_1) - \cos(\theta_1)^3) + l_2^4 * m_2 * r_2^2 * \cos(\theta_1) + 2 * l_2^4 * m_3 * r_2^2 * \cos(\theta_1) \\ &+ m_2 * r_2^6 * \cos(\theta_1) * \sin(\theta_1)^4 + 2 * m_3 * r_2^6 * \cos(\theta_1) * \sin(\theta_1)^4 + \\ &2 * m_2 * r_2^5 * \sin(\theta_1)^4 * (l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} - \\ &4 * l_2^2 * m_2 * r_2^3 * \sin(\theta_1)^2 * (l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \right)}{2 * (l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{5}{2}}} \quad (\text{A.8})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_m(\theta, \dot{\theta}) = & \begin{pmatrix} \dot{\theta}_1 \left(\frac{l_2 * r_2^2 * \sin(2 * \theta_1) * (l_2^2 - r_2^2)}{2 * (l_2^2 + r_2^2 * \cos(\theta_1)^2 - r_2^2)^2} \right. \\ \\ m_3 * r_2^2 * \sin(\theta_1) * \left(\frac{l_2^4 * \cos(\theta_1) + r_2^4 * \cos(\theta_1) - 2 * r_2^4 * \cos(\theta_1)^3 + r_2^4 * \cos(\theta_1)^5}{-r_2 * (l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{3}{2}} + 3 * r_2 * \cos(\theta_1)^2 * (l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{3}{2}} +} \right. \\ & \left. \left. \frac{4 * l_2^2 * r_2^2 * \cos(\theta_1)^3 + r_2^4 * \cos(\theta_1) * \sin(\theta_1)^4 - 3 * l_2^2 * r_2^2 * \cos(\theta_1)}{+ r_2^3 * \cos(\theta_1)^2 * \sin(\theta_1)^2 * (l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}}} \right) \right. \\ & - \frac{(r_2^2 * \sin(\theta_1)^2 - l_2^2)^2}{(r_2^2 * \sin(\theta_1)^2 - l_2^2)^2} \\ & - \frac{l_4 * r_4^2 * \sin(2 * \theta_1) * (l_4^2 - r_4^2)}{2 * (r_4^2 * \cos(\theta_1)^2 - l_4^2)^2} - \frac{2 * l_4 * r_4^2 * \cos(\theta_1) * \sin(\theta_1)}{r_4^2 * \cos(\theta_1)^2 - l_4^2} + \frac{2 * l_2 * r_2^2 * \cos(\theta_1) * \sin(\theta_1)}{r_2^2 * \sin(\theta_1)^2 - l_2^2} \\ & - \frac{2 * l_4 * r_4^4 * \cos(\theta_1) * \sin(\theta_1)^3}{(r_4^2 * \cos(\theta_1)^2 - l_4^2)^2} + \frac{2 * l_2 * r_2^4 * \cos(\theta_1)^3 * \sin(\theta_1)}{(r_2^2 * \sin(\theta_1)^2 - l_2^2)^2} \\ & + m_5 * r_4^2 * \cos(\theta_1) * \left(r_4 * \sin(\theta_1) + (l_4^2 - r_4^2 * \cos(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} \right) * \\ & + \frac{(2 * \sin(\theta_1) * (l_4^2 - r_4^2 * \cos(\theta_1)^2)^{\frac{3}{2}} + 2 * r_4^3 * \cos(\theta_1)^4 + 2 * l_4^2 * r_4 - 4 * l_4^2 * r_4 * \cos(\theta_1)^2)}{2 * (r_4^2 * \cos(\theta_1)^2 - l_4^2)^2} \\ & - \frac{2 * m_5 * r_4^4 * \cos(\theta_1)^3 * \sin(\theta_1) * \left(r_4 * \sin(\theta_1) + (l_4^2 - r_4^2 * \cos(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} \right)^2}{(r_4^2 * \cos(\theta_1)^2 - l_4^2)^2} \\ & + \frac{2 * m_3 * r_2^4 * \cos(\theta_1) * \sin(\theta_1)^3 * \left((l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} + r_2 * \cos(\theta_1) \right)^2}{(r_2^2 * \sin(\theta_1)^2 - l_2^2)^2} \\ & + \frac{2 * m_3 * r_2^2 * \sin(\theta_1) * \left((l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} + r_2 * \cos(\theta_1) \right) *}{2 * m_3 * r_2^2 * \sin(\theta_1) * \left((l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} + r_2 * \cos(\theta_1) \right) *} \\ & + \frac{\left(2 * r_2 - 4 * r_2 * \cos(\theta_1)^2 - 2 * \cos(\theta_1) * (l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} + \frac{2 * r_2^2 * \cos(\theta_1) * \sin(\theta_1)^2}{(l_2^2 - r_2^2 * \sin(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}}} \right)}{2 * r_2^2 * \sin(\theta_1)^2 - 2 * l_2^2} \\ & + \frac{2 * m_5 * r_4^2 * \cos(\theta_1) * \left(r_4 * \sin(\theta_1) + (l_4^2 - r_4^2 * \cos(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} \right) *}{2 * m_5 * r_4^2 * \cos(\theta_1) * \left(r_4 * \sin(\theta_1) + (l_4^2 - r_4^2 * \cos(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} \right) *} \\ & + \frac{\left(2 * l_4^2 * \sin(\theta_1) - 4 * r_4^2 * \sin(\theta_1) + 4 * r_4^2 * \sin(\theta_1)^3 - 2 * r_4 * (l_4^2 - r_4^2 * \cos(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} * (2 * \cos(\theta_1)^2 - 1) \right)}{(l_4^2 - r_4^2 * \cos(\theta_1)^2)^{\frac{1}{2}} * (2 * r_4^2 * \cos(\theta_1)^2 - 2 * l_4^2)} \end{pmatrix} \quad (\text{A.9}) \end{aligned}$$

- [1] L. F. Khilyuk ve G. V. Chilingar, “Global warming and long-term climatic changes: a progress report”, *Environ. Geol.*, c. 46, sy 6, ss. 970-979, Eki. 2004, doi: 10.1007/s00254-004-1112-2.
- [2] Y. Xu, V. Ramanathan, ve D. G. Victor, “Global warming will happen faster than we think”, *Nature*, c. 564, sy 7734, ss. 30-32, Ara. 2018, doi: 10.1038/d41586-018-07586-5.
- [3] C. S. Aksay, O. Ketenoğlu, ve L. Kurt, “Küresel Isınma ve İklim Değişikliği”, *Selçuk Üniversitesi Fen Fakültesi Fen Derg.*, c. 1, sy 25, ss. 29-42, Ara. 2005.
- [4] H. Bayrac ve E. Doğan, “Türkiye’de İklim Değişikliğinin Tarım Sektörü Üzerine Etkileri”, *ESKİŞEHİR Osman. ÜNİVERSİTESİ İİBF DERGİSİ*, c. 11, ss. 23-48, Nis. 2016.
- [5] S. Rizwan, B. Nongkynrih, ve S. K. Gupta, ““Air pollution in Delhi: Its Magnitude and Effects on Health””, *Indian J. Community Med. Off. Publ. Indian Assoc. Prev. Soc. Med.*, c. 38, sy 1, ss. 4-8, 2013, doi: 10.4103/0970-0218.106617.
- [6] L. J. Smith, “Diesel cars BANNED - Three major European cities to remove them from the roads”, *Express.co.uk*, 17-Ara-2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.express.co.uk/life-style/cars/1060112/diesel-cars-ban-Europe-EU-Madrid-Paris-Brussels>. [Erişim: 17-Ara-2019].
- [7] C. Rhodes, “Democratic Business Ethics: Volkswagen’s Emissions Scandal and the Disruption of Corporate Sovereignty”, *Organ. Stud.*, c. 37, sy 10, ss. 1501-1518, Eki. 2016, doi: 10.1177/0170840616641984.
- [9] B. Parida, S. Iniyar, ve R. Goic, “A review of solar photovoltaic technologies”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 15, sy 3, ss. 1625-1636, Nis. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2010.11.032.
- [10] M. Uyan, “GIS-based solar farms site selection using analytic hierarchy process (AHP) in Karapınar region, Konya/Turkey”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 28, ss. 11-17, Ara. 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.07.042.
- [11] M. A. Green, Y. Hishikawa, E. D. Dunlop, D. H. Levi, J. Hohl-Ebinger, ve A. W. Y. Ho-Baillie, “Solar cell efficiency tables (version 52)”, *Prog. Photovolt. Res. Appl.*, c. 26, sy 7, ss. 427-436, 2018, doi: 10.1002/pip.3040.
- [12] “Photovoltaics Report”, Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems, Kas. 2019.
- [13] M. M. Aman vd., “A review of Safety, Health and Environmental (SHE) issues of solar energy system”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 41, ss. 1190-1204, Oca. 2015, doi: 10.1016/j.rser.2014.08.086.
- [14] J. Callas, *Full Set of Panels*. 2011.
- [15] D. F. Howard, “Modeling, simulation, and analysis of grid connected dish-stirling solar power plants”, Thesis, Georgia Institute of Technology, 2010.

- [16] A. Z. Hafez, A. Soliman, K. A. El-Metwally, ve I. M. Ismail, “Solar parabolic dish Stirling engine system design, simulation, and thermal analysis”, *Energy Convers. Manag.*, c. 126, ss. 60-75, Eki. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.07.067.
- [17] afloresm, *SOLUCAR PS10*. 2007.
- [18] Kjkolb, *This is a parabolic trough solar thermal electric power plant located at Kramer Junction in California*. 2005.
- [19] “Stirling International - History”. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <http://www.stirlinginternational.org/docs/presentations/history.asp>. [Erişim: 18-Ara-2019].
- [20] D. Erol, “Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları”, *Taşıt Teknol. Elektron. Derg.*, c. 3, ss. 51-74, Tem. 2011.
- [21] H. S. Yücesu, “A Mathematics Model For Determination of Heater and Cooler Dimensions of A Stirling Engine”, *Turk. J. Eng. Environ. Sci.*, c. 23, sy 2, ss. 105-120, May. 1999.
- [22] H. Karabulut, H. S. Yücesu, ve A. Koca, “Manufacturing and Testing of a V-Type Stirling Engine”, *Turk. J. Eng. Environ. Sci.*, c. 24, sy 2, ss. 71-80, Tem. 2000.
- [23] W. R. Martini, “Stirling engine design manual, 2nd edition”, Oca. 1983.
- [24] T. A. Phillips, “Energy for the growing West”, *IEEE Spectr.*, c. 2, sy 9, ss. 89-95, Eyl. 1965, doi: 10.1109/MSPEC.1965.6501394.
- [25] W. T. Beale, “Free Piston Stirling Engines - Some Model Tests and Simulations”, SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 690230, Şub. 1969.
- [26] M. Demiralp, “Güneş enerjisinin tarımsal sulama ve elektrik üretiminde kullanılabilmesi için tasarlanan serbest displacerli bir stirling motorunun çizim ve prototip hesapları.”, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 1994.
- [27] A. Schock, “Stirling engine nodal analysis program”, *J. Energy*, c. 2, sy 6, ss. 354-362, 1978, doi: 10.2514/3.47987.
- [28] G. Brown, “Magnetic stirling cycles—A new application for magnetic materials”, *IEEE Trans. Magn.*, c. 13, sy 5, ss. 1146-1148, Eyl. 1977, doi: 10.1109/TMAG.1977.1059542.
- [29] D. M. Berchowitz, I. Urieli, ve C. J. Rallis, “A Numerical Model for Stirling Cycle Machines”, *J. Eng. Power*, c. 102, sy 4, ss. 756-761, Eki. 1980, doi: 10.1115/1.3230337.
- [30] E. W. Kitzner, “Automotive Stirling Engine Development Program. Quarterly technical progress report, October--December 1977”, Ford Motor Co., Dearborn, MI (USA), COO-4396-1; NASA-CR-135331, Oca. 1978.
- [31] G. T. Reader, O. R. Fauvel, ve G. Walker, “International trends in Stirling engine technology development”, içinde *Proceedings of the 24th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 1989, ss. 2317-2323 c.5, doi: 10.1109/IECEC.1989.74797.
- [32] T. Finkelstein, “A new isothermal theory for Stirling machine analysis and a volume optimization using the concept of ‘ancillary’ and ‘tidal’ domains”, *Proc. Inst.*

- Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, c. 212, sy 3, ss. 225-236, Mar. 1998, doi: 10.1243/0954406981521178.
- [33] M. Cengiz, M. Mamis, ve Y. Yurci, “Cost Comparison of Constant and Tracking System PV Panels with Stirling Motor-Operated Systems”, *Bitlis Eren Univ. J. Sci. Technol.*, c. 6, Haz. 2016, doi: 10.17678/beujst.92728.
- [34] Y. Cengel ve M. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 8 edition. New York: McGraw-Hill Education, 2014.
- [35] D. G. Thombare ve S. K. Verma, “Technological development in the Stirling cycle engines”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 12, sy 1, ss. 1-38, Oca. 2008, doi: 10.1016/j.rser.2006.07.001.
- [36] A. Ross, *Making Stirling Engines*, Third Printing edition. Ross Experimental, 1997.
- [37] M. Babaelahi ve H. Sayyaadi, “A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines”, *Appl. Energy*, c. 141, ss. 143-159, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.12.033.
- [38] M. Craun ve B. Bamieh, “Optimal Periodic Control of an Ideal Stirling Engine Model”, *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, c. 137, sy 7, Tem. 2015, doi: 10.1115/1.4029682.
- [39] “Stirling Cycle Machine Analysis (updated 3/21/2016)”. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/>. [Erişim: 25-Ara-2019].
- [40] F. W. Lewis, S. Jagannathan, ve A. Yesildirak, *Neural Network Control Of Robot Manipulators And Non-Linear Systems*. CRC Press, 1998.
- [41] N. Ulusoy, “Dynamic analysis of free piston Stirling engines”, Case Western Reserve University, 1994.
- [42] M. İşcan ve K. Kadipaşaoğlu, “Optimization of the heart pump geometry based on multiple gradient descent algorithm”, içinde *2017 Electric Electronics, Computer Science, Biomedical Engineerings' Meeting (EBBT)*, 2017, ss. 1-4, doi: 10.1109/EBBT.2017.7956773.
- [43] A. Yesildirek ve F. L. Lewis, “Feedback linearization using neural networks”, içinde *Proceedings of 1994 IEEE International Conference on Neural Networks (ICNN'94)*, 1994, c. 4, ss. 2539-2544 c.4, doi: 10.1109/ICNN.1994.374620.
- [44] M. H. Ahmadi, M.-A. Ahmadi, ve F. Pourfayaz, “Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: A review”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 68, ss. 168-184, Şub. 2017, doi: 10.1016/j.rser.2016.09.033.

Tezden Üretilmiş Yayınlar

İletişim Bilgisi: mahmutazanpa@gmail.com

Konferans Bildirileri

1. M. Azanpa, M. İşcan, ve A. Koyun, “Modified Beta Type Stirling Motor Control Based On Lyapunov Theory”, program adı: 5TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING ISTANBUL 2019, 2019, ss. 578-589.

Makaleler

1. M. Azanpa, M. İşcan, ve A. Koyun, “Alfa Tipi Stirling Motorunun Lyapunov Tabanlı Optimal Kontrolü”, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi* (Değerlendirilme aşamasında)