



**BETA TİPİ BİR STİRLİNG MOTORUNDA
REJENERATÖR UYGULAMALARI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MEHMET ERDEM

DANIŞMAN

Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

EYLÜL 2019

Bu tez çalışması 16.FEN.BİL.02 numaralı proje ile Afyon Kocatepe Üniversitesi
Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından desteklenmiştir.

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**BETA TİPİ BİR STİRLİNG MOTORUNDA REJENERATÖR
UYGULAMALARI**

MEHMET ERDEM

DANIŞMAN
Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

EYLÜL 2019

TEZ ONAY SAYFASI

Mehmet ERDEM tarafından hazırlanan “Beta Tipi Bir Stirling Motorunda Rejeneratör Uygulamaları” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 26 / 09 /2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN

Başkan : Prof. Dr. Fatih AKSOY
Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, 

Üye : Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN
Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, 

Üye : Doç. Dr. Ahmet UYUMAZ
Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi,
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi 

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
...../...../..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....
Prof. Dr. İbrahim EROL
Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI

Afyon Kocatepe Üniversitesi

**Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım
bu tez çalışmada;**

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

26/09/2019

Mehmet ERDEM

ÖZET
Yüksek Lisans Tezi

BETA TİPİ BİR STİRLİNG MOTORUNDA REJENERATÖR UYGULAMALARI

Mehmet ERDEM
Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN

Stirling motorları her türlü ısı enerjisiyle çalışan ısı makineleridir. Dünyada var olan temiz enerji kaynakları olan güneş enerjisi ve jeotermal enerji kaynakları Stirling motorlarının çalıştırılmasında kullanılmaktadır. Stirling motorlarının temel işleyiş prensibi sıcaklık farkı sayesinde mekanik enerji elde etmeye dayanır. Stirling motorlarında ısı enerjisinden mekanik enerji dönüşümü yapılmasında en başta gelen etkenler ısı kayıplarının giderilmesi ve mekanik kayıpların azaltılmasıdır. Bu çalışmada sıcak ve soğuk bölge arasında bulunan soğutucu kanatçıkların etrafına rejeneratör sargılarının yerleştirilmesiyle motor momenti ve motor güçlerinin değişimleri incelenmiştir. En yüksek motor momenti ve güç değerleri sık sarımlı rejeneratörlü uygulamada alınmıştır. En yüksek motor gücü 8 bar şarj basıncında, 940 d/dak.'lık motor devrinde 64,715 W olarak ölçülmüştür.

2019, viii+70 sayfa

Anahtar Kelimeler: Enerji, Stirling motoru, Rejeneratör uygulamaları, motor gücü.

ABSTRACT
M.Sc.Thesis

REGENERATOR APPLICATIONS IN A BETA TYPE STIRLING ENGINE

Mehmet ERDEM

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Automotive Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Yaşar Önder ÖZGÖREN

Stirling engines are all heat energy heat engines. Solar energy and geothermal energy sources, which are the cleanest energy sources in the world, are used in the operation of Stirling engines. The basic operation principle of Stirling motors is based on obtaining mechanical energy thanks to the temperature difference. The most important factors in the mechanical energy conversion from heat energy in Stirling engines are the removal of heat losses and the reduction of mechanical losses. In this study, motor moment and motor power changes are investigated by placing the regenerator mesh around the cooling fins between the hot and cold region. The highest motor torque and power values are taken in the application with the rewinder of the knitting. The highest engine power was measured as 64,715 W at 940 rpm engine speed at 8 bar charge pressure.

2019, viii+70 pages

Keywords: Energy, Stirling engine, Regenerator applications, Engine power.

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmam süresince, başından itibaren çalışmalarımın yönlendirilmesinde, uygulamalarımın gerçekleştirilmesinde, sonuç ve yazım aşamasında değerli katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN'e , yine çalışmam süresince yardımlarını esirgemeyen Doç. Dr. Fatih AKSOY'a, bilgi ve tecrübeleriyle yardımını esirgemeyen Çay Meslek Yüksek Okulu Öğr. Gör. Muhammed ARSLAN'a, ders aşamasında değerli bilgilerinden faydalandığım Prof. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN, Prof. Dr. İbrahim MUTLU ve Dr. Öğr. Üyesi Mehmet ÇAKMAKKAYA hocalarım ile bu çalışmam boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme sonsuz teşekkür, saygı ve sevgilerimi sunarım.

Bu çalışma 16.FEN.BİL.02 numaralı proje ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından desteklenmiştir.

Mehmet ERDEM

AFYONKARAHİSAR 2019

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
RESİMLER DİZİNİ.....	viii
1.GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ.....	5
2.1 Stirling Motorlarının Tarihi.....	14
2.2 Stirling Motoru Çeşitleri.....	14
2.2.1 Tek Etkili Stirling Motorları.....	15
2.2.1.1 Beta (β) Tipi Stirling Motorları	16
2.1.1.2 Gama (γ) Tipi Stirling Motorları	18
2.1.1.3 Alfa Tipi Stirling Motorları	19
2.2.2 Çift Etkili Stirling Motorları.....	20
2.2.3 Düşük Sıcaklık Farklı Stirling Motorları.....	21
2.2.4 Serbest Pistonlu Stirling Motorları	24
2.3 Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları.....	26
2.3.1 Altı Kenar (Rhombic) Hareket İletim Mekanizması	26
2.3.2 Krank-Biyel Tip Hareket İletim Mekanizması	27
2.3.3 Eğik Plaka Döndürme Tip Hareket İletim Mekanizması	28
2.3.4 Zwaiauer-Wankel Hareket İletim Mekanizması.....	29
2.3.5 Hibrit Tip Hareket İletim Mekanizması	30
2.3.6 Sallanan Sürücü Tip Hareket İletim Mekanizması.....	31
2.4 Stirling Motorlarında Kullanılan Çalışma Akışkanları	32
2.5 Stirling Motorlarının Uygulama Alanları	33
2.6 Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları	34
2.6.1 Stirling Motorlarının Avantajları.....	34
2.6.2 Stirling Motorlarının Dezavantajları	35

3. TERMODİNAMİK ANALİZLER	36
3.1 Stirling Çevriminin Teorik Analizi	36
3.2 Rejeneratörlü Stirling Çevrimi	39
4. MATERYAL ve METOT.....	42
4.1 Stirling Motoru ve Test Düzeneği	42
4.1.1 Stirling Motoru Bloğu	42
4.1.2 Stirling Motoru Ön ve Arka Kapakları.....	43
4.1.3 Stirling Motoru Yan Kapakları.....	43
4.1.4 Yer Değiştirme Pistonu (Displacer).....	44
4.1.5 Displacer Silindiri.....	44
4.1.6 Biyel Kolları ve Bağlantı Elemanları.....	45
4.1.7 Yer Değiştirme Pistonu Rodu.....	46
4.1.8 Güç Silindiri	47
4.1.9 Yataklar	49
4.1.10 Soğutucu	49
4.1.11 Rhombic Mekanizma Dişlileri	50
4.1.12. Stirling Motoru Silindiri ve Soğutucu Kanalları	52
4.1.13 Rejeneratör Tel Sargılar.....	52
4.1.14 Rejeneratör sargılı soğutucu	53
4.2 Stirling Motoru Test Düzeneği.....	54
4.2.1 Encoder.....	54
4.2.2 Yük hücresi (Load-cell).....	55
4.2.3 Sıcaklık alıcıları (Termocouple).....	55
4.2.4 Infrared Termometre.....	56
4.2.5 Dijital Basınç Göstergesi	57
4.3 Motor Test ve Kayıt Programı	57
5. TARTIŞMA VE SONUÇLAR	59
5.1 Rejeneratörsüz Deneyler.....	59
5.2 Rejeneratörlü Deneyler	60
6. SONUÇLAR.....	62
7. KAYNAKLAR.....	63
ÖZGEÇMİŞ.....	70

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

c_p	Sabit basınçta özgül ısı (J/kgK)
c_v	Sabit hacimde özgül ısı (J/kgK)
h	Konvektif ısı taşınım katsayısı (W/m ² K)
L	Biyel boyu
n	Devir
R	Karakteristik gaz sabiti
S	Entropi
T	Sıcaklık
T_c	Soğuk kaynak sıcaklığı
T_h	Sıcak kaynak sıcaklığı
V	Hacim
q_s	İçeri sürülen ısı
q_R	Dışarı atılan ısı
Q_{NET}	Net ısı
η_T	Termik verim
η_{tot}	Motorun genel verimi
Δt	Zaman aralığı (s)

Kısaltmalar

AMR	Aktif manyetik rejenerasyon
AÖN	Alt Ölü Nokta
COP	Güç tüketimi ve performans katsayısı
COP21	Birleşmiş Milletler iklim değişikliği konferansı
INDC	Ulusal Olarak Belirlenmiş Katkılar
LCC	Düşük yaşam döngüsü maliyeti (Life Cycle Cost)
LPG	Sıvılaştırılmış petrol gazı
LTDSE	Düşük sıcaklık farkı olan Stirling motoru
PA	Faz ayarlayıcı
TASHE	Termoakustik Stirling ısı motoru
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
VISR	V tipi integral Stirling buzdolabı
WEO	World Ekonomik Outlook

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1 Robert Stirling tarafından imal edilen Stirling motoru	14
Şekil 2.2 Beta tipi Stirling motorunun şematik resmi	16
Şekil 2.3 Beta tipi Stirling motorunun çalışma prensibi şeması.....	17
Şekil 2.4 Gama tipi motorun temel parçaları	19
Şekil 2.5 Alfa tipi motorun temel parçaları	20
Şekil 2.6 Çift Etkili Stirling motorları.....	21
Şekil 2.7 Ringbom Stirling motoru	22
Şekil 2.8 Yaylı ve yaysız yer değiştirme piston bağlantısının motor çıkış gücüne olan etkileri.....	23
Şekil 2.9 P-19 Modeli.....	24
Şekil 2.10 Serbest pistonlu Stirling motoru	25
Şekil 2.11 Benvenuto ve Filippo'nun tasarladığı serbest pistonlu Stirling motoru.....	26
Şekil 2.12 Altı kenar (rhombic) hareket iletim mekanizması	27
Şekil 2.13 Krank-biyel mekanizmalı Stirling motorları	28
Şekil 2.14 Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motoru	29
Şekil 2.15 Zwaiauer-Wankel mekanizması.....	30
Şekil 2.16 Hibrit Stirling motoru.....	31
Şekil 2.17 Sallanan sürücü mekanizmalı Stirling motoru	32
Şekil 3.1 Teorik Stirling çevriminin P-V ve T-S diyagramları	36
Şekil 3.2 Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-S diyagramı.....	39
Şekil 4.1 İmalatı yapılan Stirling motor bloğu.	42
Şekil 4.2 İmalatı yapılan Stirling motorunun ön ve arka kapağı.	43
Şekil 4.3 İmalatı yapılan Stirling motorunun yan kapakları.....	43
Şekil 4.4 İmalatı yapılan yer değiştirme (displacer) pistonu ve katı model çizimi.	44
Şekil 4.5 Yatak ve kesit alınmış görüntüsü.	49
Şekil 4.6 Rhombic dişlileri.....	51
Şekil 5.1 Rejeneratörsüz deneylerde motor momenti değişimleri.....	59
Şekil 5.2 Rejeneratörsüz deneylerde motor gücü değişimleri	60
Şekil 5.3 Rejeneratörlü deneylerde motor momenti değişimleri.....	61
Şekil 5.4 Rejeneratörlü deneylerde motor gücü değişimleri	61

RESİMLER DİZİNİ

	Sayfa
Resim 4.1 İmalatı yapılan yer değıştirme (displacer) silindiri.	45
Resim 4.2 Biyel kolu ve bağlantı elemanları.	46
Resim 4.3 Displacer ve rodu.	47
Resim 4.4 Güç silindiri.	48
Resim 4.5 Güç silindiri soğutma kanalları.	48
Resim 4.6 Soğutucu kabı.....	50
Resim 4.7 Rhombic dişlilerinin montaj hali	51
Resim 4.8 Silindir üst görünüşü	52
Resim 4.9 Rejeneratör malzemesi bakır tel örgüsü.....	53
Resim 4.10 Rejeneratör malzemesinin soğutucu kanallar arasına yerleştirilmiş hali	53
Resim 4.11 Test düzeneği	54
Resim 4.12 Encoder.	55
Resim 4.13 Yük hücresi.	55
Resim 4.14 Sıcaklık algılayıcıları (Termocouple)	56
Resim 4.15 Infrared termometre	56
Resim 4.16 Dijital basınç göstergesi	57
Resim 4.17 Bilgisayarda sürekli kayıt görüntüsü.....	58

1.GİRİŞ

Dünya üzerindeki bütün ülkelerin en önemli problemlerinden biri, ekonomilerini direk olarak etkileyen enerji konusudur. Dünyadaki hemen hemen bütün enerji kaynakları petrol, kömür ve doğalgaz gibi fosil yakıtlara dayanmaktadır. Bunların gelecekte tükeneyeceği gerçeği önemli bir sorundur. Buda alternatif enerji kaynaklarına yönelmeyi gerektirmektedir (Şimşek 1998).

Birleşmiş Milletler'in 2015 İklim Değişikliği Konferansı (COP21) her yönden başarılı sonuçlar vermiştir. Dünya üzerindeki bütün ülkeler, Sera Gazı Emisyonlarını Ulusal olarak belirlenmiş katkılarla (INDCs) azaltmayı taahhüt etmişlerdir. COP21 sonrası bugün gündem bu katkılarının uygulanmasına yöneliktir. Bu uygulamanın temelinde, enerji geçiş döneminde, kullanılan fosil yakıtlardan (petrol, kömür ve doğalgaz) uzaklaşma ve küresel ekonomiye güç verecek olan temiz, yenilenebilir enerjiye doğru yönelme bulunmaktadır (Anonim 2016).

Yenilenebilir enerjinin tanımı ise, her zaman aynı şekilde bulunabilen enerji kaynağıdır. Yenilenebilir enerji kaynaklarını; “rüzgar enerjisi, güneş enerjisi, jeotermal ısı enerjisi, hidrojen enerjisi, hidrolik enerji, deniz kaynaklı enerjiler ve biyolojik enerji” olarak sınıflandırabiliriz. Bu enerji kaynakları, doğaya zararlı olan ve tükenme tehlikesi bulunan fosil yakıtların yerini alabilecek kaynaklardır (Önal ve Yarbay 2010).

Türkiye, yenilenebilir enerji kaynakları açısından dünya üzerindeki konumu yönünden gayet uygun bir noktada bulunmaktadır. Ülkemiz, enerji yönünden büyük oranda dışa bağımlı bir ülke olup ihtiyacının çoğunluğunu ithal etmektedir. Bu da ekonomik yönden ülkemize büyük maliyet getirmektedir. Ülkemizin sahip olduğu fosil enerji kaynakları (petrol, kömür ve doğalgaz) ise ihtiyacı karşılayacak yeterlilikte ve kalitede değildir (Önal ve Yarbay 2010).

Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması konusunda, Stirling motorları büyük bir öneme sahiptir.. Stirling motorları biyokütle ve güneş enerjisi gibi yenilenebilir enerji

kaynaklarının kullanımına çok uygundur. Teorikte, rejeneratörlü Stirling motorlarının termik veriminin Carnot çevrimi termik verimi kadar yüksek olduğu kabul edilir. Ancak gerçekte ise Carnot çevrimine göre çok düşüktür (Luo *et al.* 2016).

İlk defa 1816'da İngiliz Rahip Robert Stirling tarafından buluşu gerçekleştirilen Stirling motorları, daha sonraları birçok araştırmacı tarafından geliştirilmiştir (Uğurlu 2014). Stirling motorları, silindir şekilleri yönünden alfa, beta ve gama olarak sınıflandırılabilir. Stirling çevrimini oluşturan ve çalışma gazının hareket etmesini sağlayan tahrik sistemleri açısından, kinetik, termoakustik, serbest pistonlu ve sıvı pistonlu şeklinde sınıflandırabiliriz (Kai *et al.* 2016).

Enerjinin bu kadar önemli, elde edilmesi güç ve pahalı olduğu günümüzde enerji tasarrufu da büyük önem kazanmıştır. Bir yanda yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelirken bir yandan da enerji tasarrufu ve geri kazanımı yönünden çeşitli çalışmalar yapılmaktadır. Çeşitli alanlarda kullanılan rejenerasyon da (rejeneratörlerde) enerji kazanımı konusunda başarılı sonuçlar vermiştir. Stirling motorlarında da rejeneratör kullanımı başarılı sonuçlar vermiştir.

Rejeneratör kullanım amacı; sıcak bölge ile soğuk bölge arasına yerleştirilerek, çalışma gazının sıcak bölge ile soğuk bölge arasında hareketi sırasında ısıyı geçici olarak üzerine alır. Rejeneratör veriminin çalışma sırasında %100 olduğu şartlarda çalışma gazının soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçişi sırasında üzerine aldığı ısıyı tekrar çalışma gazına vermektedir. Bu da ısı tasarrufu sağlayarak termik verimin artmasını sağlamaktadır. Bu ise rejeneratör üzerinde tutulan ısıнын tamamının çalışma gazına, soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçişi sırasında verildiği anlamına gelmektedir (Özgören vd. 2012).

Burada rejeneratör etkinliği ne kadar yüksek olursa o oranda da elde edilen verim yüksek olacaktır. Bu nedenle rejeneratör verimliliğini artıracak hususların belirlenip ona göre rejeneratör tasarımı yapılmalıdır. Rejeneratör verimini ve sıcaklık dağılımını etkileyen bazı belirleyici hususlar vardır. Bunlar matris malzemesi, ısı katsayısı, özgül

ısı kapasitesi, kanal geometrisi, rejeneratör uzunluğu, akışkan ısıl kapasitesi, akışkan debisi, rejeneratör devir sayısı” olarak sıralanabilir (Ünal 1996).

Rejeneratör malzemesi olarak farklı malzemeler kullanılmaktadır. Bunlardan bazıları; paslanmaz çelik, bakır, foam ve incoloy malzemelerdir.

Paslanmaz çelik malzeme, içerisinde %10,5 veya daha fazla miktarda krom ve %1,2 veya bu değerden daha düşük miktarda karbon içeren demir alaşımıdır. Bu alaşım sayesinde, malzemede korozyona karşı dayanım ve kendini onaran bir yüzey tabakası (passive layer) elde edilmiştir (İnt. Kyn. 1).

Paslanmaz çeliğin bazı temel özellikleri bulunmaktadır. Bunlar: korozyona karşı dayanım, estetik bir görünüm, ısıya karşı dayanım, yaşam döngüsündeki düşük maliyet (Life Cycle Cost / LCC), tamamen geri dönüştürülebilir olması, biyolojik olarak nötr olması, üretiminin ve temizliğinin kolay olması, ağırlık / dayanıklılık oranı gibi özelliklerdir (İnt. Kyn. 1).

Bakır malzeme insanlar tarafından kullanılan ilk metal malzemedir ve asırlardır demirden sonra ikinci sırada kullanılan metal durumundadır. Çok eski dönemlerde bulunmuş, M.Ö.4000’li yıllardan itibaren, hatta bu tarihten daha öncesinde kullanıldığı varsayılmaktadır. Bakır-kalay bronzu M.Ö. 2400’lü yıllardan bu yana kullanılmaktadır. Bakır çinkonun alaşımından elde edilen pirincin ise Roma İmparatorluğu dönemlerinden daha öncesinde kullanıldığı düşünülmektedir. Bakır ve alaşımları; korozyon dayanımlarının iyi olması, elektrik iletiminin ve ısıl iletiminin çok iyi olması, görünüm güzelliğinin olması, sünekliliği ve şekillendirmedeki kolaylığının olması gibi özellikleri sayesinde mühendislik alanlarında vazgeçilmez bir malzeme olarak kalmaktadır (İnt. Kyn. 2).

Incoloy serisi alaşımlar, nikel-demir-krom alaşımı malzemelerdir ve ilk defa 1950’li yıllarda korozyon ve ısıya dayanım istenen alanlarda kullanımı için düşük nikel içeriği olan bir alaşım şeklinde satışa sunulmuştur. Incoloy serisi alaşımlar, yüksek sıcaklık

dayanımları, oksidasyon, sementasyon ve diğer yüksek sıcaklık korozyonuna karşı dayanımları nedeni ile tercih edilmektedir. Fırını oluşturan ögeler ile donanımlarında, petrokimya sanayisi fırın boruları ve daha farklı bir çok alanda kullanımı bulunmaktadır (İnt. Kyn. 3).

Incoloy serisi malzemelerin; yüksek sıcaklığa karşı dayanım, sürünme kopma dayanımının yüksekliği, yüksek sıcaklıklarda oksidasyon ile sementasyona karşı dayanım, asidik ortamlara karşı yüksek dayanım, sülfür içerikli çeşitli ortamlara karşı yüksek dayanım gibi özellikleri bulunmaktadır (İnt. Kyn. 3).

Foam malzeme çeşitli gazların metal malzeme içerisinde dağılarak boşluk meydana getirdiği duruma metal köpük denmektedir. Metal köpük imalatında alüminyum, demir, kurşun, nikel, çinko ile titanyum kullanılmaktadır. Günümüzde alüminyum, düşük yoğunluğa sahip olması, korozyon direncinin yüksek olması ve ergime sıcaklığının düşük olması gibi özellikleri sebebi ile metal köpük yapımında kullanımı en çok olan metaldir (Sertkaya 2013).

Bu çalışmada Beta tipi bir Stirling motorunda rejeneratörsüz ve rejeneratör uygulamasının Stirling motorunun güç ve performansına olan etkileri araştırılacaktır.

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

McGreavy ve Smith (1986), alternatif kontrol metodlarının etkinliğinin araştırılmasına olanak tanıyacak şekilde, genel işletme özelliklerini tanımlamak için gerekli olan dinamik bir modelin temel özelliklerini tanımlamak amacı ile akıcı bir katalitik parçalayıcının modellenmesi çalışması yapmışlardır. Rejeneratörün frieboard bölgesindeki yanmada önemli rol oynadığını belirtmişlerdir. Burada rejeneratörün tasarımının önemli olduğunu, performans üzerinde özellikle kararlılıkla ilgili olarak önemli bir etkiye sahip olabileceğini söylemişlerdir (McGreavy and Smith 1986).

Varol (1991), dönel rejeneratif tip ısı değiştiricilerini klima tesislerinde kullanılmasıyla elde edilecek enerji tasarrufunun belirlenmesiyle ilgili bir yüksek lisans tez çalışması yapmış ve cihaz maliyetinin 1,5 yılda telafi edilebileceğini göstermiştir (Varol 1991).

Ünal (1996), enerji tasarrufu amacıyla çeşitli alanlarda kullanılan döner tip rejeneratör etkinliğini nümerik olarak hesaplamıştır. Rejeneratör akışkan ve duvar sıcaklıklarını hesaplamaya yarayan iki diferansiyel denklemi birlikte çözerek rejeneratördeki sıcaklık dağılımını hesaplamıştır (Ünal 1996).

Yücesu (1997), alfa tipi rejenetatorlü bir Stirling motorunda, ısıtıcı ile soğutucu boyutlarını belirleme amacı ile hız ve sıcaklık dağılım eğrilerini sonlu farklar yöntemini kullanarak incelemiştir. Rejeneratörü, ısıtıcı ile soğutucu arasına ısıtıcı çıkışına yerleştirmiş, rejeneratör ile soğutucu arasındaki bağlantıda bakır boru kullanmıştır. Stirling motorunda termodinamik analizleri yaparak motoru oluşturan bölümler içerisinde çevrim süresince çalışma gazının basınç, kütle ve yoğunluk değişimlerini incelemiş, kütle ve yoğunluk değişimlerini kullanarak ısıtıcı ve soğutucu içerisinde meydana gelen hız ve sıcaklık profillerini belirlemiştir (Yücesu 1997).

Büyükalaca ve Doğruyol (1998), alüminyum levhalar kullanımı ile rejeneratör imal edilerek, döner rejeneratör etkinliğini ve meydana gelen basınç kaybını deneysel olarak araştırmışlardır. 2 ila 7 devir/dakika arasındaki dönme hızlarında, $0,83 \text{ m}^3/\text{s}$ ile $0,92$

m³/s hava debisinde ve 45 °C ile 60 °C arasında döner rejeneratör etkinliğini ve basınç kaybını araştırarak bütün durumlarda %60 civarında etkinlik elde etmişlerdir (Büyükalaca ve Doğruyol 1998).

Hsu vd. (2002), fırının enerjisini kullanarak Stirling motorunda enerji üretiminin ısı transfer özellikleri konulu çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, rejeneratörlü serbest pistonlu bir Stirling motorunun, doğrusal alternatör ve bir fırınla entegrasyonunu sağlayarak atık enerjinin geri kazanımı ile elektrik enerjisi üretmeyi amaçlamışlardır (Hsu *et al.* 2002).

Ataer vd. (2003), V tipi Stirling soğutucunun termodinamik analizi çalışmasını düğüm yöntemini kullanarak yapmışlardır. Burada pistonlar arasındaki faz açısı 90⁰ olan ve çalışma akışkanı olarak da hava kullanılan rejeneratörlü bir Stirling motoru kullanmışlardır. Bu analizde soğutucuyu ondört kontrol hacmine bölmüşlerdir. Bu kontrol hacminin 4-11 arası rejeneratördür. Her bir kontrol hacmi için enerji ve kütlenin korunumu denklemlerini yazarak bilgisayar programı yardımıyla çözmüşlerdir. Elde edilen verilere göre net iş hesaplanmış ve diyagramlar halinde sonuçlarını vermişlerdir (Ataer vd. 2003).

Varol ve Türkbay (2004), karşıt akışlı rejeneratör etkinliğini nümerik olarak hesaplamışlardır. Bu amaçla rejeneratör akışkan ve duvar sıcaklıklarını implicit değişen yönler yöntemiyle çözerek sıcaklık dağılımlarını belirleyerek karşıt akışlı rejeneratör etkinlik değerini hesaplamış ve elde edilen sonuçları grafikte göstermişlerdir (Varol ve Türkbay 2004).

Sevilgen (2004), kojenerasyon Sisteminin Ekserjoekonomik Analizi çalışmasında rejeneratörlü bir gaz türbin sistemli kojenerasyon tesisine ekserjoekonomik analiz uygulamıştır. Yapmış olduğu analizde kompresör basınç oranını, rejeneratör verimini ve atık ısı kazanı minimum sıcaklık farkını değişkenler olarak almıştır. Değişkenlerin, teknik performans ölçütleri olarak seçilen ekserji verimi ve net iş ile buharın ekserji toplamı olarak tanımlanan toplam ekserji üzerine etkilerini incelenmiştir. Ayrıca

değişken durumların tesisin ürün maliyetlerine etkilerini incelemiştir. Kojenerasyon tesisine yaptığı ekserjoekonomik analizde basınç oranını ikiden başlayarak otuza kadar, rejeneratör verimini 0.4'den 0.9'a kadar, En düşük sıcaklık farkını 10'dan başlayarak 90'a kadar değiştirmiş ve tesisin toplam ekserjisi, ekserji verimi ve ürün maliyetlerine olan etkilerini inceleyerek maliyeti minimum seviyeye getiren en uygun basınç oranı, rejeneratör verimi ve minimum sıcaklık farkını belirlemiştir (Sevilgen 2004).

Andersen vd. (2005), matris sıcaklık salınımlarının etkilerini göz önüne alarak optimal Stirling motor rejeneratör matris tasarımları üzerine sayısal bir çalışma yapmışlardır. Mevcut bir SM5 Stirling motorunun sayısal çalışmasında, Stirling motorunun verimliliğini artıran yeni bir rejeneratör matris tasarımı geliştirmişlerdir. Yeni tek boyutlu Stirling motor modelinde, deney verileriyle iyi bir uyum sağlayan sonuçlar bulmuşlardır. İlk salınım modunun motorun verimliliğini geliştirdiğini, ancak ikinci modun motorun verimini ve çalışma verimini düşürdüğünü tespit etmişlerdir. Tekli rejeneratör matris özellikleri ile % 33'lük bir verim elde edilebileceğini belirtmişlerdir. SM5 motorunun bir performans eşlenmesinin de, daha büyük bir doldurma faktörü olan ve mevcut rejeneratörden daha kalın telden yapılmış bir matris seçerek, güç çıkışı artışının orta bir verim kaybıyla başarılabileceğini söylemişlerdir (Andersen *et al.* 2005).

Nam ve Jeong (2005), cyro soğutucu için paralel tel tip rejeneratörün geliştirilmesi çalışması yapmışlardır. Bu çalışmada basit ve özgün imalat yöntemi geliştirilmiş ve tam olarak açıklanmıştır. Hidrodinamik ve termal deneyler, paralel tel tip rejeneratörün yapılabirliğini göstermek için gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, paralel tel tip rejeneratörün konseptinin hem deneysel hem de teorik olarak verimli kriyo soğutucu geliştirilmesi için ideal bir teknoloji olduğu sonucuna varmışlardır (Nam and Jeong 2005).

Kongtragool ve Wongwises (2005), çalışmalarında Stirling motorunun termodinamik analizine ilişkin teorik bir araştırma yapmışlardır. İzotermal bir modeli, ölü hacimlerde sıcak bölge, soğuk rejeneratörlü, yetersiz rejenerasyon olan Stirling motoru için geliştirilmişlerdir. Sayısal simülasyon gerçekleştirmiş ve rejeneratör etkinliği ile ölü

hacimlerin etkilerini incelenmişlerdir. Sonuç olarak, motor yapısının yalnızca ölü hacimlerden etkilendiğini, ısı girdisinin ve motor verimliliğinin, hem rejeneratörün etkililiğinden hem de ölü hacimlerden etkilendiğini belirtmişlerdir. Motorun net işinin, ölü hacim arttıkça azaldığı, ölü hacim arttığında ve rejeneratör etkinliği azaldığında motor verimliliğinin düştüğü sonucuna varmışlardır (Kongtragool and Wongwises 2005).

Durmaz (2007), ısı değiştiricilerin bilgisayar yardımı ile optimizasyonunu araştırmıştır. İki adet kanatlı yüzeyli ısı değiştiricinin birleştirilmiş olarak çalıştığı atık ısı geri kazanım sistemini anlatarak bilgisayar ile hesaplarını yapmış ve ısı optimizasyonlarını ortaya koymuştur (Durmaz 2007).

Tavakolpour vd. (2007), rejeneratörsüz, düz plakalı bir güneş kolektörü kullanılan, güneş enerjisi ile çalışan iki silindirli Stirling motorunun simülasyonu, yapımı ve test çalışması yapmışlardır. Dahili ısı kaynağı olarak düz plakalı bir güneş kolektörü kullanmışlardır. Sistem tasarımı 80 ° C sıcaklık farkına dayanmaktadır. Sonuç olarak termal verimliliği arttırmak için etkili bir rejeneratör uygulaması gerektiği kanısına varmışlardır. İdeal koşullarda rejeneratör verimliliği için motor termal verimini 0.069, rejeneratör olmadan termal verimliliği ise yaklaşık 0.0122 olarak bulmuşlardır. Bu durumla rejeneratör kullanılmasıyla verimin altı kat artacağı sonucuna varmışlardır (Tavakolpour et al. 2007).

Bolattürk vd. (2007), Evaporatif soğutmanın, ara soğutmalı ve tekrar ısıtmalı basit ve rejeneratif çevrim dikkate alınarak gaz türbini çevriminin performansına olan etkisi araştırılmıştır. Evaporatif soğutma, basit rejeneratif çevrimde giriş havasına uygulanırken, yeniden ısıtmalı rejenerasyon çevriminde kompresör giriş havasına ve kompresör kademeleri arasındaki havaya uygulanmıştır. Basit bir rejeneratif çevrimde 1400 K türbin giriş sıcaklığında ve 20 basınç oranındaki basit rejeneratif çevrim ile ilgili olarak, basit rejeneratif çevrimde giriş soğutması ile ısı verimliliği ve net iş sırasıyla yüzde 1,5 ve 4 artarken, tekrar ısıtmalı rejeneratif çevrimde giriş soğutma ve ara soğutmada sırasıyla yüzde 18,3 ve yüzde 12,2 arttığı ayrıca Evaporatif soğutmanın, kuru

ve sıcak iklim bölgelerinde daha etkili olduğu ve gerçek gaz türbinlerinde kullanımının artacağı sonucuna varmışlardır (Bolattürk vd. 2007).

Le'an vd. (2008), bu araştırmada bir genleşme silindiri, bir sıkıştırma silindiri ve arasında bir rejeneratör içeren V tipi integral Stirling buzdolabı (VISR) geliştirmiş ve test etmişlerdir. Burada kullanılan rejeneratörün malzemesi paslanmaz çelik, örgü gözeneği 200 ve tel çapı 0.1mm olarak alınmıştır. Buzdolabının yarı hermetik bir yapısı bulunmaktadır. Güç tüketimi ve performans katsayısı (COP) gibi parametreler çeşitli devir ve yüklü basınçlar altında araştırılmıştır. Sonuç olarak, ev tipi soğutma sistemine uygulandığında, V tipi entegre Stirling buzdolabının en uygun tasarımı ve çalışması için yardımcı olacaktır. VISR prototipinin karakteristik eğrileri diğer kullanımlara uygulanabilir olduğu görülmüştür (Le'an *et al.* 2008).

Aydın (2009), ardsöğütucu ve rejeneratörün Huntorf sıkıştırılmış havalı enerji depolama tesisi üzerinde etkilerini araştırmıştır. Bu amaçla sürekli akışlı makineler için öncelikle izotropik durum hesabı sonrasında da gerçek durum hesabı için makine verimi üzerinden entalpilerini belirlemiş, bulunan değerler yardımıyla da türbin ve kompresör işi ile rejeneratördeki kazanılan ısıyı hesaplamıştır. Sonuç olarak rejeneratörlü gerçek çevrimin ısı verim artışının yüksek olduğunu tespit etmiştir (Aydın 2009).

Yılmaz (2009), aktif manyetik rejenerasyonlu (AMR) soğutma tasarımında spiral rejeneratör yatak geometrisinin incelenmesi konusunda deneysel çalışmalar yapmış ve sonuçları karşılaştırmıştır. Deneyleri basınç farkı ölçüm cihazı kullanarak küresel ve spiral rejeneratör yatağı üzerinde yapmıştır (Yılmaz 2009).

Eid (2009), rejeneratif yer değiştiriciye sahip bir beta konfigürasyonlu ısı motorunun performansını incelemiştir. Bu çalışmada, kare tel kafeslerin homojen yüzeyleri yer değiştiriciyi beta motorunun aynı anda bir yer değiştiricisi ve bir rejeneratörü haline getirmiştir. Bu çalışma, rejeneratif yer değiştiriciye sahip beta tipi Stirling motorunun performansını göstermiştir. Motorun teorik analizi Schmidt teorisine dayandırılmıştır (Eid 2009).

Puech ve Tishkova (2010), rejeneratör ölü hacmi de dahil olmak üzere bir Stirling motorunun termodinamik analizi çalışmasında hacmin doğrusal ve sinüzoidal varyasyonları olan termodinamik analizine ilişkin teorik bir araştırma yapmışlardır. Rejeneratörde depolanan ısıyı ve net işi analiz etmek için izotermal bir model kullanmışlardır. Mükemmel rejenerasyona sahip motor verimliliğinin rejeneratörün ölü hacmine bağlı olmadığını ancak bu ölü hacmin, kusurlu rejenerasyon etkisini kuvvetli bir şekilde artırdığını belirtmişlerdir (Puech and Tishkova 2010).

De Boer (2009), Stirling motorlarında optimum rejeneratör performansı konulu bir çalışma yapmıştır. Stirling motorunun ana bileşeninin rejeneratif ısı eşanjörü olduğunu belirterek bu parçanın, rejeneratör materyali ile gaz arasındaki kusurlu ısı transferinden dolayı olduğu gibi, rejeneratör içerisindeki akıştan kaynaklanan dağılım nedeniyle kayıplara maruz kaldığını söylemiştir. Rejeneratörün performansını hem dağılıma hem de termal kayıpları dikkate alarak analiz etmişlerdir (De Boer 2009).

Leu (2010), dikey akışlı gazlaştırmacı ve Stirling motor yanma sisteminin doğrudan entegrasyonu yoluyla biyokütle enerjisi üretimi çalışması yapmıştır. Bu çalışmasında, rejeneratörlü bir Stirling motoru ile modifiye edilmiş sabit yataklı gazlaştırmacının doğrudan bağlantısının uygulanabilirliğini araştırmak amacı ile küçük ölçekli katı biyokütle enerji sistemi tasarlanmış ve başarıyla uygulamıştır. Yanma borusunun içindeki sentetik gazın yanmasıyla üretilen baca gazını doğrudan Stirling motorunun ısıtıcı kafasına yönlendirmiştir. Pistonların ileri geri hareketi bir eğri plaka sürücüsü vasıtasıyla döner harekete dönüştürülmüş ve daha sonra güç jeneratör tarafından üretilmiştir. Verimi arttırmak için motorun sıcak ve soğuk kısımları arasında bir rejeneratör kullanmıştır (Leu 2010).

Özgören vd. (2010), yer değiştirme pistonu içerisinde rejeneratör bulunan beta tipi bir Stirling motorunun nodal analizi çalışması yapmışlardır. Stirling mototundaki ölü hacmi azaltmak ve motor gücünü artırmak için rejeneratörü yer değiştirme pistonunun içerisine yerleştirmişlerdir. Öncelikle hacim bölgelerinin sıcaklık değerlerindeki

değişim, sonrasında ise giren ve çıkan entalpiler hesaplanmıştır. Sonuç olarak rejeneratörün yer değiştirme pistonu içerisinde bulunmasıyla bağlantı borularına gerek kalmadığı, bu sayede güç kayıplarının azaltıldığı, ayrıca yer değiştirme pistonu ve silindir arasındaki hacmin 300 cm^2 den 3000 cm^2 ye çıktığı görülmüştür (Özgören vd. 2010).

Özgören ve Aksoy (2011), beta tipi bir Stirling Motorunda rejeneratördeki konvektif ısı taşınım katsayısı değerlerinin belirlenmesi konusunda çalışma yapmışlardır. Rejeneratör kanalındaki konvektif ısı taşınım katsayılarını ile basınç düşmesini rejeneratif kanaldaki yüzeylerin pürüzlülük değerlerini, kanal boşluğunu ve rejeneratör uzunluğunu dikkate alarak hesaplamalar yapmıştır. Motorun çalışma şartlarında rejeneratör boşluğunun konvektif ısı taşınım katsayısını ortalama $200 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak belirlemişlerdir. Rejeneratörde iş gazının geçtiği alandaki boşluk miktarının artışına bağlı olarak konvektif ısı taşınım katsayısı değerinin azaldığı, yüzey pürüzlülüğünün artışı basınç farkını bir miktar artırmakla beraber önemsizlenecek durumda bir değer olduğu, rejeneratör kanalını meydana getiren yüzeylerin pürüzlü olmasının konvektif ısı taşınım katsayısı değerini artırabileceğini bu sayede de motorun verimini artırabileceği sonuçlarını elde etmişlerdir (Özgören ve Aksoy 2011).

Özbay (2011), Stirling çevrimi ile çalışan rejeneratörün termal analizi amacı ile tel örgü disklerle oluşturulmuş bir rejeneratör, gözenekli bir yapı kabul edilmiş ve enerjinin korunumu yasası ile süreklilik denklemini kullanarak matriks yapı ve akışkan için termal denklemler çıkartmıştır. Böylece rejeneratör parametrelerinin verim kaybı ve termal kayıplara olan etkileri ayrıntılı olarak incelemiştir (Özbay 2011).

Ece (2011), ara ısıtmalı ara soğutmalı rejeneratörlü gaz türbinli bir tesisin güç üretim sisteminin ekserjoekonomik analizini yapmıştır. Gerekli olan bütün verileri belirleyerek bu veriler doğrultusunda sistemin analizini yaparak grafiklerle yorumlamıştır. Ayrıca sistemde üretilen elektriğin birim ekserji maliyeti hesaplanmış, minimum birim elektrik ekserji maliyeti için en uygun değerleri belirlemiştir (Ece 2011).

Kato ve Baba (2013), düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motoru için rejeneratör verimliliğinin ampirik olarak tahmin edilmesi çalışması yapmışlardır. Rejeneratörün değerlendirilmesinde deneysel yöntem kullanılmıştır. Düşük sıcaklık farkı olan Stirling motoru (LTDSE) için rejeneratör matrisi olarak #18 paslanmaz çelik hasır kullanmışlardır. Çalışma akışının akış hattına paralel olarak yerleştirilen poliüretan köpük ve #18 paslanmaz çelik tel ayrı ayrı test edilmiştir. Çalışma akışkanının akış hattına paralel olarak yerleştirilen paslanmaz çelik kafesin rejeneratör verimliliği, normal örgü katmanlarına kıyasla önemli ölçüde daha az olduğu, Poliüretan köpükte basınç kaybı gözlendiği sonucuna varmışlardır (Kato and Baba 2013).

Yang ve Liu (2014), bir faz ayarlayıcının (PA) termo-akustik Stirling ısı motoruna etkisinin hesaplanması çalışması yapmışlardır. Stirling ısı motoru (TASHE) performansını arttırmak için, faz ayarlayıcı (PA)'nın iç çapının basınç genliği, hacim akış hızı ve aralarındaki faz açısı üzerindeki etkileri ile akustik gücü sistematik olarak analiz etmişler ve PA'sız vakalarla karşılaştırmışlardır. PA'nın özellikle de rejeneratörde faz ayarlamasında kullanışlı olduğu, rejeneratördeki faz açısının yaklaşık değişimi, iç çapı 30 mm olan PA için % 60'a kadar ulaştığı, PA iç çapı sırasıyla 50 mm ve 70 mm olduğunda, rezonatördeki akustik gücün sırasıyla % 10 ve % 8 oranında arttığı sonucuna varmışlardır (Yang and Liu 2014).

İpek (2015), ısı değiştiricilerinde ASBHY yaklaşımı ile malzeme seçimi konusunu araştırmıştır. Isı değiştiricilerin üretim aşamasında doğru malzeme seçiminin önemli bir adım olması nedeni ile çok sayıdaki mühendislik malzemesi içinden en uygun malzemenin seçilmesi amacı ile karar verme unsurlarını incelemiştir. Bu amaçla birbirinden farklı üç adet ısı değiştiricinin malzemelerini seçmiştir. Sonuç olarak ASBHY yaklaşımının bu konuda uygun olduğuna karar vermiştir (İpek 2015).

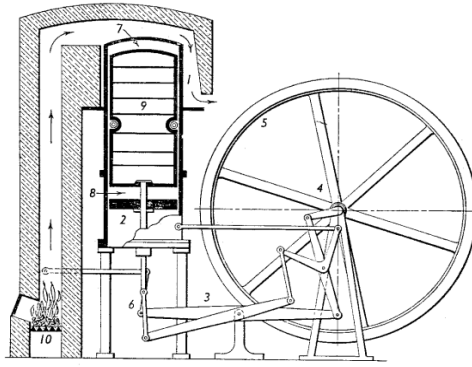
Hachem vd. (2016), beta tipi bir Stirling motor prototipinin hem enerji hem de exerji verimi değerlendirmesi çalışmasını yapmışlardır. Çalışma basıncı atmosfer basıncına yakın ve maksimum son sıcaklığı 650 °C olan bir beta tipi rejeneratörlü Stirling motoru kullanmışlardır. Prototipi ısı yalıtımlı ve ısı yalıtımsız olarak denemişlerdir. Exerji

kayıpları ölçülerek analiz edilmiş ve sebeplerini açıklamışlardır. Ayrıca dönme hızının motor performansına etkilerini araştırmışlardır. Kullanılan rejeneratörün iç çapı 22 mm dış çapı 60 mm yüksekliği 59 mm gözenekliliği 0,79 ölçülerindedir (Hachem *et al.* 2016).

Luo vd. (2016), Stirling motorunun tasarımını iyileştirmek için çok amaçlı optimizasyon üzerine bir dizi çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada optimizasyon için; motor frekansı, ortalama efektif basınç, ısıtma kaynağının sıcaklığı, rejeneratör matrisindeki tel sayısı ve rejeneratörün tel çapı gibi beş değişken çok kriterli karar verme yöntemi ile göz önünde bulundurulmuştur. Pareto optimal sınırı elde edilerek nihai optimal çözüm, çeşitli çok kriterli karar verme yöntemleri kullanılarak seçilmiştir. Çok amaçlı optimizasyonun, GPU-3 Stirling motorunun 3 kW'den daha fazla bir çıkış gücü elde etmek için bir yol gösterdiğini ve akış direncine bağlı güç kaybında belirgin azalmayla birlikte termik verimlilikte % 5 artış sağladığını ortaya koymuştur. Burada kullanılan regenerator değerleri; Uzunluğu 2.26 cm Rejeneratör çapı (iç) 2.26 cm, Silindir başına rejeneratör sayısı 8, Rejeneratör tel çapını 0,004 cm ve Matrix tel sayısını 79 x 79 cm (200 x 200 in.) olarak alınmıştır (Luo *et al.* 2016).

2.1 Stirling Motorlarının Tarihi

Stirling motoru, kullanılan çalışma akışkanının değişik sıcaklık aralıklarında sıkıştırılıp genleştirilmesi ile çalışan kapalı bir rejeneratif çevrim motorudur. İngiliz Rahip Robert Stirling tarafından 1816 yılında icat edilmiştir (Walker 1980). Bugünde Stirling motoru ile ilgili araştırma ve geliştirme çalışmaları, Stirling motorunun ilk imalatından beri devam etmektedir. Şekil 2.1’de Robert Stirling tarafından üretimi yapılan Stirling motoru görülmektedir.



Şekil 2.1 Robert Stirling tarafından imal edilen Stirling motoru (Walker 1980).

Sıcak hava motorları değişik şekillerde imal edilmiş ve 19. yüzyılın sonlarına kadar mekanik güç elde edilme amacı ile kullanılmıştır. Stirling motorları değişik tiplerde tasarlanmış ve genel olarak, dizayn edenlerin isimleri ile veya sıcak hava motorları olarak isimlendirilmişlerdir (Finkelstein 1959).

2.2 Stirling Motoru Çeşitleri

Çalışma maddesi sıcak hava veya gaz olan ve sıcak hava motoru olarak isimlendirilen Stirling motorları çalışma akışkanı kontrolü açısından değerlendirildiğinde;

A- Valf ile akış kontrollü motorlar

B- Hacim değişimi ile akış kontrollü motorlar

olarak iki çeşittir.

Ericsson motorları valf ile akış kontrolünün yapıldığı motorlardır. Ericsson motorları avantajlarına rağmen çeşitli dezavantajları nedeni ile çok yaygın olarak kullanılamamıştır. Avantaj olarak, Ericsson motorlarının akış kontrolü etkili ve yüksek basınçlıdır. Kullanımının sınırlanmasına sebep olan dezavantajları ise; maliyetlerinin yüksek olması, gürültülü çalışmaları ve imalatının karmaşık olmasıdır.

Akış kontrolünün bir yöntemi olan hacim değişimi ise Stirling motorlarında kullanılmaktadır. Hacim değişimi yönteminin bazı avantajları Stirling motorunu üstün hale getirmektedir. Bu avantajları; sessiz çalışmaları, maliyet düşüklüğü ve kolay imal edilebilmeleridir. Ancak avantajlı yönlerine rağmen, akış kontrolünün hacim değişimi ile yapılmasıyla elde edilen işin sınırlı olması bu motorların bir dezavantajıdır (Walker 1980).

Stirling motorları birçok şekilde sınıflandırılabilir. Genel olarak Stirling motorları,

- Tek etkili Stirling motorları
- Çift etkili Stirling motorları
- Düşük sıcaklık farklı Stirling motorları
- Serbest Pistonlu Stirling motorları

olarak sınıflandırılmaktadır (Erol 2011).

2.2.1 Tek Etkili Stirling Motorları

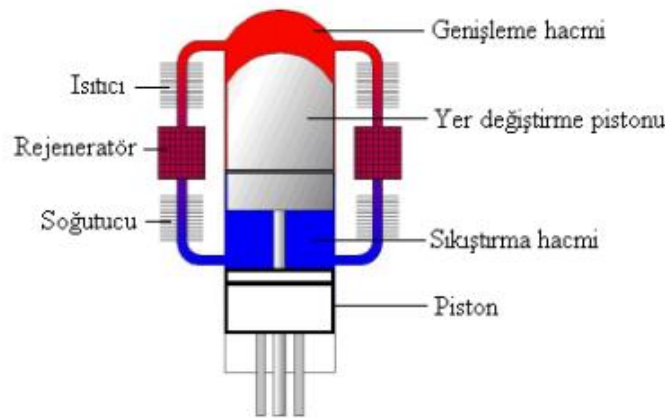
Tek etkili Stirling motorları, bir genişleme bölgesi, bir sıkıştırma bölgesi ve bu bölgeler arasında bağlantı kuran bir ısı değiştiricisinden (rejeneratör) oluşmaktadır. Tek veya daha fazla silindirden oluşabilen bu motorlarda, piston çifti kullanılabildiği gibi, piston ve yer değiştirme (displacer) çiftide kullanılabilmektedir (Walker 1980). Bu motorlarda hareket iletim mekanizması olarak genellikle rhombic, krank-biyel, swash plate, wankel, sallanan sürücü tip ve hibrit hareket iletim mekanizmaları kullanılmaktadır (Erol 2011).

Tek etkili Stirling motorları (α) Alfa, (β) Beta ve (γ) Gama olarak üç ana grupta sınıflandırılmaktadır (Yücesu 1996).

2.2.1.1 Beta (β) Tipi Stirling Motorları

Şekil 2.2.'de görülmekte olan beta tipi Stirling motorları aynı silindir içerisinde çalışan çift pistonlu yapıya sahip ve kapalı tür Stirling motorlarıdır. Çalışma akışkanının sıcaklığı artırıldığında güç pistonu genişleme etkisiyle itilerek krank milini hareket ettirir ve bu sayede krank milinden mekanik güç elde edilir. Çalışma akışkanının soğuk olduğu hallerde, güç pistonu sıkıştırma işlevi görür. Diğer piston ise yer değiştirme pistonu olarak çalışma akışkanının sıcak bölgeden soğuk bölgeye rejeneratör üzerinden taşınmasını sağlar. Bu sırada sıcak çalışma akışkanının rejeneratör üzerinden geçmesiyle ısının bir kısmı rejeneratör üzerinde tutulur. Çalışma basıncının düşük olduğu Stirling motorlarında rejeneratör yer değiştirme pistonu çevresine yerleştirilebilir. Ancak yüksek basınçlı motorlarda gaz kütlesinin fazla olması nedeni ile ısı transfer yüzeyinin de artırılmasını gerektirmektedir. Böyle bir durumda da ayrı bir rejeneratör, ısıtıcı ve soğutucu kullanılması gerekmektedir (Walker 1973).

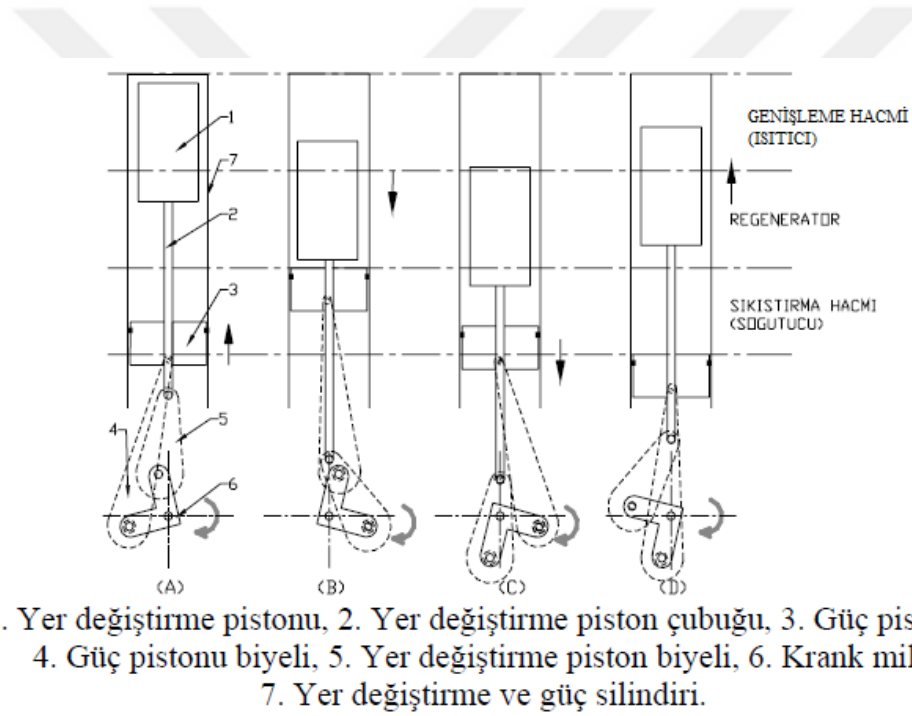
β tipi motorlarda eğer rejeneratör yer değiştirme pistonu üzerinde ise “Stirling Tip”, rejeneratör ayrı bir şekilde dışarıdan kullanılıyorsa “Rankine Tip” olarak isimlendirilir (Walker 1980).



Şekil 2.2 Beta tipi Stirling motorunun şematik resmi (Erol 2009).

Şekil 2.3’de görülmekte olan şematik resim, beta (β) tipi bir Stirling motorunun çalışma prensibini göstermektedir.

Şekil 2.3.’de görülmekte olan (A) durumu çalışma akışkanından, sabit sıcaklıkta ısı alma işlemidir. Yer değiştirme pistonu üst ölü nokta (ÜÖN) civarında sabit durduğu kabul edilirken güç pistonu alt ölü noktadan (AÖN) üst ölü noktaya doğru hareket ederek çalışma akışkanını sıkıştırmaktadır. Güç pistonu etkisiyle çalışma akışkanında sıkışma meydana gelirken sıkıştırma hacminin dış cidarlarından çalışma akışkanından ısı çekilmektedir. Sıkıştırma işlemi olduğu sırada meydana gelen ısı transferi nedeni ile çalışma akışkanının sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilir (Özgören 2004).



Şekil 2.3 Beta tipi Stirling motorunun çalışma prensibi şeması (Özgören 2004).

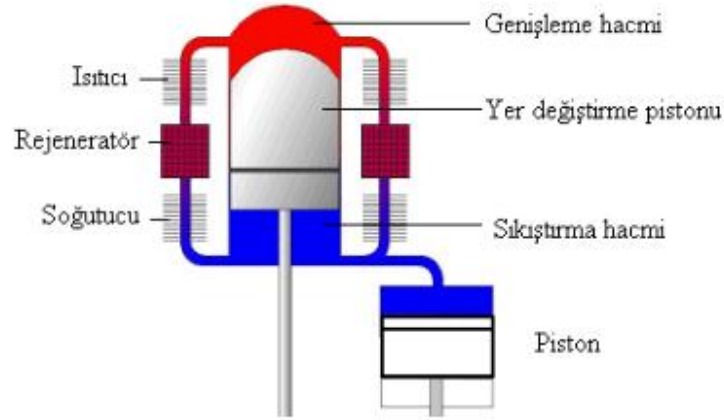
(B) durumunda, sabit hacimde çalışma akışkanına ısı verme sürecidir. Şekildeki B durumunda yer değiştirme pistonu ÜÖN’den AÖN’ye doğru hareket etmekte olup çalışma akışkanını genişleme bölgesine göndermektedir. Bu sırada güç pistonunun ÜÖN’ da sabit kaldığı kabul edilmektedir. Bu süreçte çalışma akışkanı dışarıdan ısı almakta olup basıncı ve sıcaklığı artarak maksimum seviyeye ulaşmaktadır (Özgören 2004).

(C) durumunda, sabit sıcaklıkta genişleme olayının meydana geldiği süreçtir. Bu süreç meydana gelirken çalışma akışkanının basıncıda maksimum seviyeye ulaşmış durumdadır. Çalışma gazının basıncı maksimum seviyeye ulaşarak güç pistonunu AÖN'ya doğru hareket ettirir ve bu sayede iş üretilmesini sağlar. Güç pistonunun AÖN'ya hareket ederek iş elde edildiği sırada, genişleme pistonu AÖN' da sabit kalmaktadır. Genişleme olayının meydana geldiği süreçte çalışma akışkanı, bir taraftan dışarıdan ısı alırken diğer taraftan da hacim genişlemesi meydana gelmesiyle ısısının sabit kaldığı kabul edilir (Özgören 2004).

(D) durumunda, sabit hacimde soğutma işleminin meydana geldiği süreçtir. Bu süreç meydana geldiği sırada yer değiştirme pistonu AÖN' dan ÜÖN' ya doğru hareket ederken güç pistonu ise AÖN'da sabit kalmaktadır. Bu süreçte çalışma akışkanı genişleme pistonu tarafından rejeneratör üzerinden soğuk bölgeye doğru gönderilmektedir. Çalışma akışkanı sıkıştırma bölgesine doğru hareketi esnasında dışarıya ısı vermektedir (Özgören 2004).

2.1.1.2 Gama (γ) Tipi Stirling Motorları

Şekil 2.4' de gama (γ) tipi Stirling motorları görülmektedir. Gama (γ) tipi motorlarda kullanılan yer değiştirme pistonu ile güç pistonu ayrı silindirler içerisinde yerleştirilmiştir. Bu silindirler birbirine çalışma maddesinin geçişini sağlayan bir kanal vasıtasıyla bağlanmıştır. Çalışma maddesinin ısıtılması işleminin yapıldığı silindir içerisinde bulunan yer değiştirme pistonu vasıtasıyla çalışma maddesi sıcak ve soğuk hacimler arasında hareket ettirilmektedir. Bu sayede soğutucu bölge silindir içerisindeki güç pistonu meydana gelen basınç değişikliği ile harekete geçerek güç elde edilmesini sağlar. Burada rejeneratör farklı şekillerde silindir içerisine veya silindir dışına yerleştirilebilir (Walker 1980).

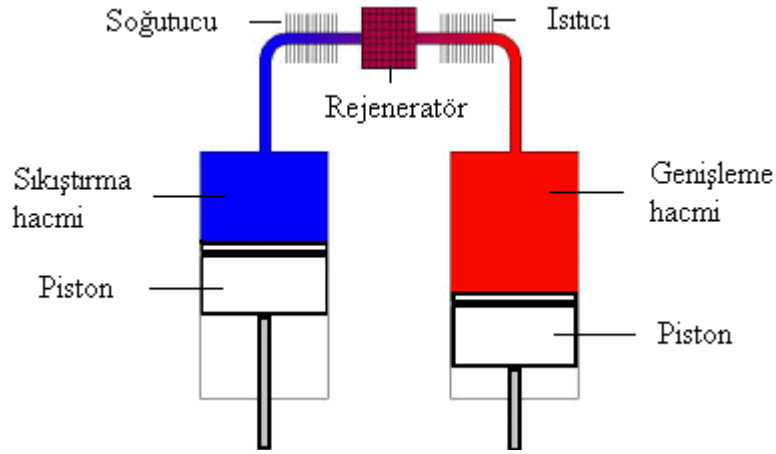


şekil 2.4 Gama tipi motorun temel parçaları (Erol 2009).

2.1.1.3 Alfa Tipi Stirling Motorları

şekil 2.5’ de alfa (α) tipi Stirling motoru görölmektedir. Alfa (α) tipi Stirling motorunda iki ayrı silindir bulunmaktadır ve bu iki ayrı silindir ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör tarafından birleştirilmektedir. Bu iki silindirden soğuk hacimli silindir “sıkıştırma hacmi” olarak, sıcak hacimli silindir ise “genleşme hacmi” olarak isimlendirilmektedir. Bu iki silindir arasında çalışma akışkanının hareket etmesi ve sıkıştırma ile genleşme zamanlarının oluşabilmesi için silindirler arasında bir faz açısı olması gerekmektedir. Bu faz açısı genellikle 90^0 olmakta ve bu nedenle alfa (α) tipi Stirling motorları “V tipi” motorlar olarak da adlandırılmaktadır (Üştün 2000).

Düşük güç üreten alfa (α) tipi Stirling motorlarında, ısıtma ve soğutma olayları ayrı bir ısı değiştirici kullanılmasına gerek kalmadan silindir cidarları ile yapılabilmektedir. Bu tip motorlar üretim kolaylığı bakımından en kolay imal edilebilen motorlardır. İki silindir birbirine 75^0 ile 100^0 arasında bir faz açısı ile birleştirilebilmekte, ayrıca krank kol muyluları ayrı ayrı ve açılı olarak birleştirilerek sıkıştırma ve genleşme olayları meydana getirilebilmektedir. Sıcak silindir ile soğuk silindir birbirinden bağımsız olduğu için aralarında ısıl yönden etkileşim olmamakta ve bu nedenle ısı verme işlemi daha verimli olmaktadır (Hoehn and McDaugal 1978).

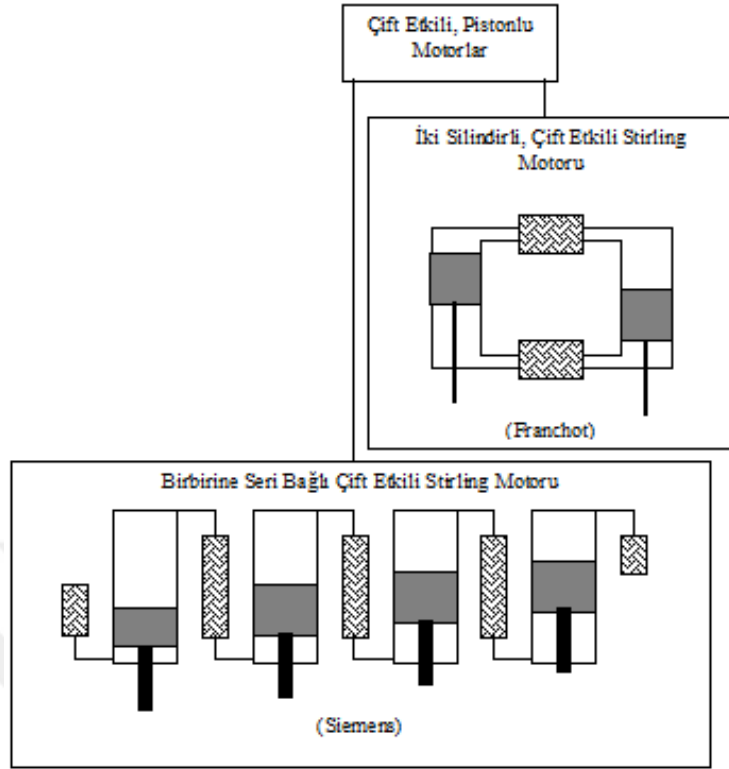


Şekil 2.5 Alfa tipi motorun temel parçaları (Erol 2009).

2.2.2 Çift Etkili Stirling Motorları

Şekil 2.6. da çift etkili Stirling motorları görülmektedir. Bu tip Stirling motorlarında her silindir için bir piston ile bir rejeneratör bulunmaktadır. Silindirlerin genişleme ve sıkıştırma bölgeleri rejeneratör ile birbirine bağlanmaktadır. Çift etkili Stirling motorlarında sınıflandırma yapılırken silindir sayılarına göre sınıflandırılma yapılmaktadır.

Çift etkili Stirling motorlarının en önemli avantajı hareket eden eleman sayısının azlığıdır. Çift etkili Stirling motorlarında hareket eden eleman sayısı tek etkili Stirling motorlarının yarısı kadar olmaktadır. Bu durum hareketli parçaların kinematiğinin basit olmasını ve üretim maliyetlerinin azaltılmasını sağlamaktadır. Ancak bu avantajlarının yanında motor boyutlarının küçültülmesi yapılarına uygun olmadığından önemli bir dezavantaja sahiptirler (Walker 1980).



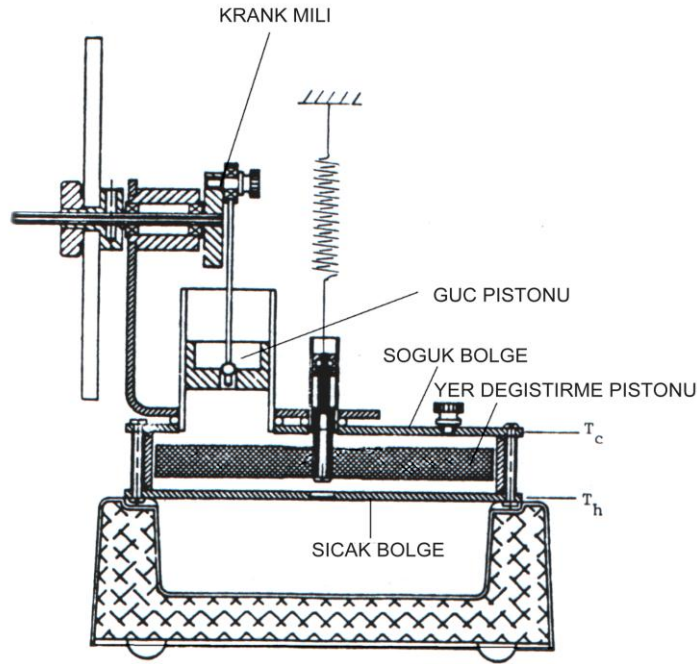
Şekil 2.6 Çift Etkili Stirling motorları (Walker 1980).

2.2.3 Düşük Sıcaklık Farklı Stirling Motorları

Düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorlarının uygulama alanları çok geniş olmamakla beraber bu tip Stirling motorları ile ilgili yapılan çalışmalar, çok önemli teorik bilgiler elde edilmesini sağlamıştır. Maliyeti düşük olan Ringbom Stirling motorunun performans verileri geniş bir kapsamda değerli bilgiler elde edilmesini sağlamıştır (Fauvel 1992).

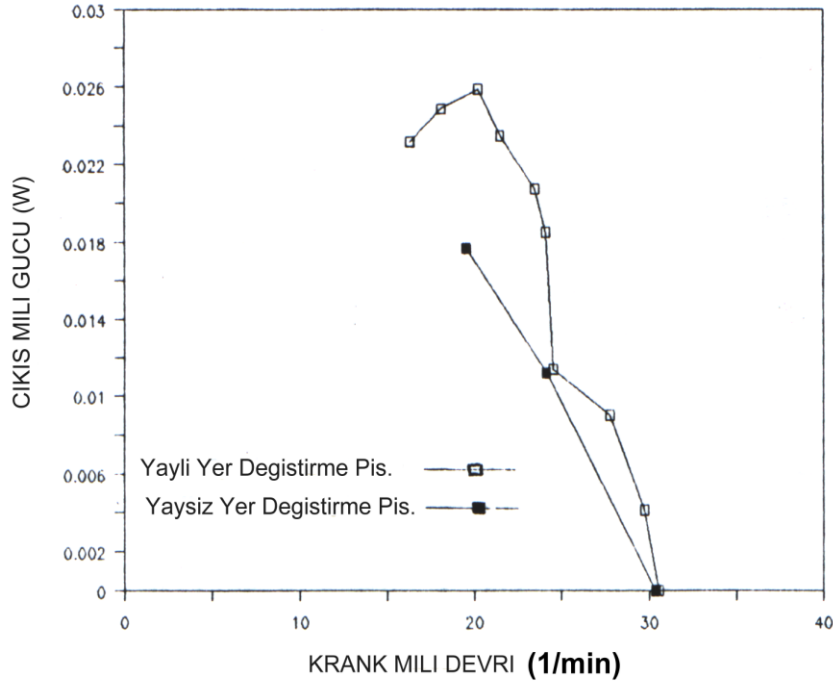
Senft ve Fauvel, düşük sıcaklık farklı Ringbom Stirling motorlarının deneysel çalışmalarını yapmışlardır. Ancak bu test çalışmalarında, Ringbom tip Stirling motorlarının bütün çeşitleri değil yalnızca küçük bir kısmı kullanılmıştır. Motorun imalatı için gerekli olan teorik bilgiler Senft tarafından ayrıntılı bir çalışma yapılarak ortaya çıkartılmıştır (Senft 1984).

Şekil 2.7.'de Ringbom Stirling motoru görülmektedir. Ringbom Stirling motorunda; yay kullanımı, ısı aktarımı ve motor sıcaklık farkının motor gücünü ne kadar etkilediğini belirlemek için çeşitli ölçümler yapılmış ve sonuçları elde edilmiştir (Fauvel 1992). Motorda yer değiştirme pistonunun salınım yapmasını sağlayan yayın sarım sayısı 35 mm, dış çapı 10,9 mm ve tel çapı 0,33 mm dir. Yay metre başına yaklaşık olarak 2,53 N. zorlanmaktadır. Yay, yer değiştirme pistonunu kursun orta konumunda tutacak şekilde konumlandırılmıştır (Fauvel 1992). Motorun çıkış gücünü ölçmek için kullanılan değerler; giriş gücü, çıkış torku ve sıcak bölge ile soğuk bölge sıcaklık değerleridir. Sonuç olarak yapılan deneylerde yer değiştirme pistonunun yaylı ve yaysız bağlantılarının motor gücüne etkileri elde edilmiştir.



Şekil 2.7 Ringbom Stirling motoru (Fauvel 1992).

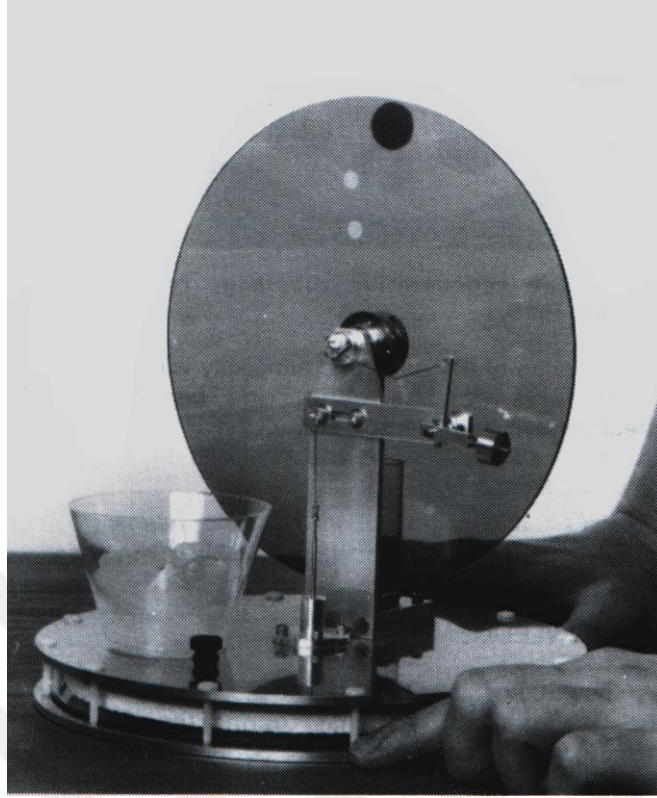
Şekil 2.8.'de verilen diyagramda, piston süpürme hacmi $24,9 \text{ cm}^3$ ve sıcaklık farkı 39°C olan yaylı ve yaysız çalışma şekilleri için devir sayısına bağımlı çıkış mili güç eğrileri görülmektedir. Diyagramdan da anlaşılacağı gibi yay kullanımının faydalı olmakta ve genel olarak çıkış gücünü artırmaktadır (Özgören 2004).



Şekil 2.8 Yaylı ve yaysız yer değıştirme piston bağlantısının motor çıkış gücüne olan etkileri (Fauvel 1992).

Senft Wisconsin Üniversitesinde yaptığı araştırmada düşük sıcaklık farklı motoru 100⁰C sıcaklık farkı ile optimum noktada çalışacak durumda imalatını yapmıştır. Düşük sıcaklık farklı P-19 modeli şekil 2.9.'da görölmektedir (Senft 1992).

Bir Stirling motorunun taşınması gereken en önemli özelliklerinden bir tanesi, çalışma gazının soğuk ile sıcak bölgelerini birbirinden ayırmak ve termal yönden ısı kayıplarını önüne geçmektir. Böylece sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru düşük bir ısı iletimi meydana gelebilir. Sıcaklık farkının azaltılması için yer değıştirme pistonunun boyunun da azaltılması gerekir. Böyle bir durumda sıcaklık farkının azalmasıyla sıkıştırma oranı da azalacaktır. Sonuç olarak yer değıştirme pistonunun kısalmasıyla silindirde gerekli olan hacmin elde edilebilmesi için silindir çapı ile yer değıştirme piston çapının büyütölmesi gerekecektir. Genel anlamda bir değerlendirme yapıldığında, düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorlarında yer değıştirme pistonunun yüzey alanının geniş ve kurs boyunun düşük olmasının uygun olacağı söylenebilir (Senft 1992).



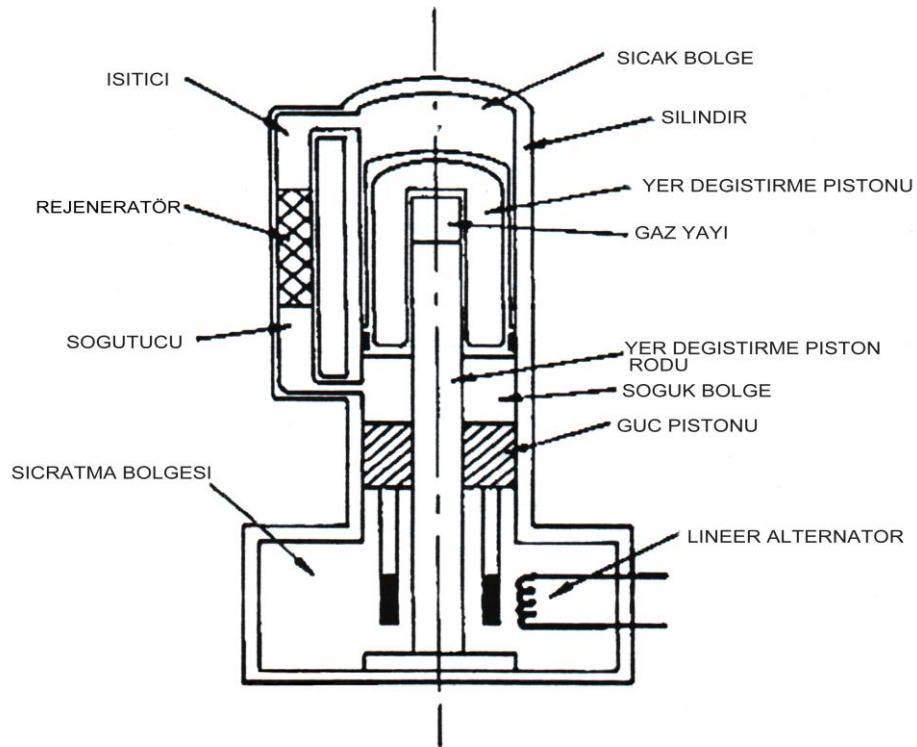
Şekil 2.9 P-19 Modeli (Senft 1992).

2.2.4 Serbest Pistonlu Stirling Motorları

Fu ve Nasar, lineer alternatör güç üretme sistemleri ile serbest pistonlu bir Stirling motorunun kararlı çalışma şartlarını incelemişlerdir. Lineer alternatörlü serbest pistonlu Stirling motorunun tasarım amacı, ısı enerjisinden faydalanarak elektrik enerjisi elde edilmesini sağlamaktır. Serbest pistonlu Stirling motorunun çalışması sırasında oluşan mekanik salınım, gaz yayları etkisiyle gerçekleşmektedir. Salınımı etkileyen diğer bir faktör de, lineer alternatörün çalışma şartlarıdır (Fu 1992).

Şekil 2.10.'da serbest pistonlu olan bir Stirling motorunun şeması görülmektedir. Yer değiştirme pistonunun salınımı, şematik görünüşü incelediğimizde gaz yayı tarafından kontrol edildiği görülmektedir. Burada güç pistonunun salınımını belirleyen şartlar ise; soğuk ve sıcak bölge arasındaki basınç değişimleri, sıçratma bölgesindeki gaz basıncı (gaz yayı) ve lineer alternatördür (Fu 1992).

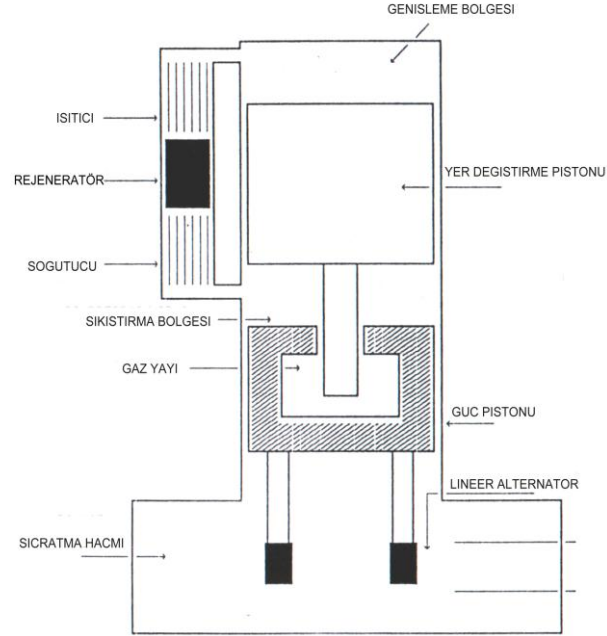
Serbest pistonlu Stirling motorlarında iki hareket bölümünden oluşmaktadır; bu bölümler güç pistonu ile yer değiştirme pistonu bölümleridir. Bu pistonlar, gaz basıncı ve gaz yayları basıncının değişimlerine bağlı olarak hareket etmektedir. Burada gazın basıncını değiştiren faktör güç pistonu ile yer değiştirme pistonunun yaptığı harekettir. Çalışma gazının sıcak ve soğuk bölgeler arasındaki hareketi yer değiştirme pistonu tarafından sağlanmaktadır. Böylece gaz basıncında çevrime uygun olarak değişim meydana gelir ve bu değişim pistona güç vermektedir (Fu 1992).



Şekil 2.10 Serbest pistonlu Stirling motoru (Fu 1992).

Motorun çevrimi mekanik salınımlar sonucu meydana geldiğinden gerekli olan çalışma koşullarının sağlanması için sistemin dengesi çok önemlidir. Motorun tasarımında dikkate alınan kriter olan salınım genlikleri değişimi kararlı çalışmayı sağlayan en önemli faktördür. Burada kararlı bir çalışmayı etkileyen faktörler; çıkış gücü, güç dağılımları ve çalışma frekansıdır (Fu 1992).

Şekil 2.11’de Benvenuto ve Filippo tarafından tasarlanmış olan serbest pistonlu stirling motoru görülmektedir. Yer değıştirme pistonu ile güç pistonu arasındaki hareket ilişkisi gaz yayları ile sağlanmaktadır (Özgören 2004).

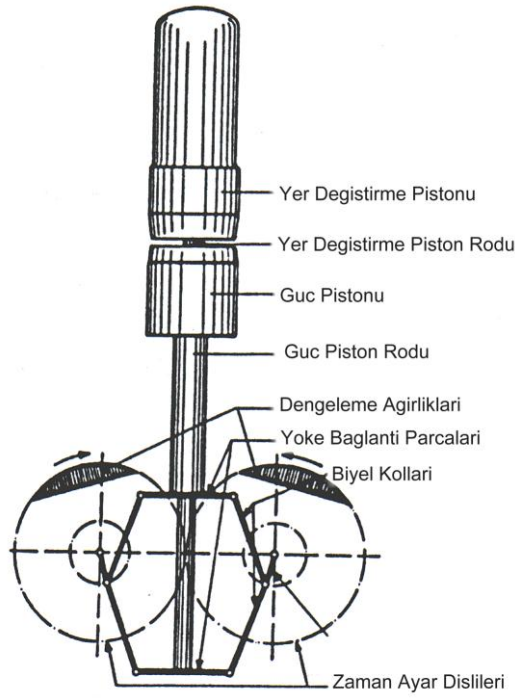


Şekil 2.11 Benvenuto ve Filippo’nun tasarladığı serbest pistonlu Stirling motoru (Benvenuto and Filippo 1992).

2.3 Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları

2.3.1 Altı Kenar (Rhombic) Hareket İletim Mekanizması

Rhombic tip hareket iletim mekanizması Şekil 2.12’de görülmektedir. Yer değıştirme pistonu ile güç pistonu yoke bağlantı parçaları birbirlerine 90° faz açısı ile çalışacak şekilde biyel kolları ve zaman ayar dişlileriyle bağlanmıştır (Walker 1973).



Şekil 2.12 Altı kenar (rhombic) hareket iletim mekanizması (Walker 1973).

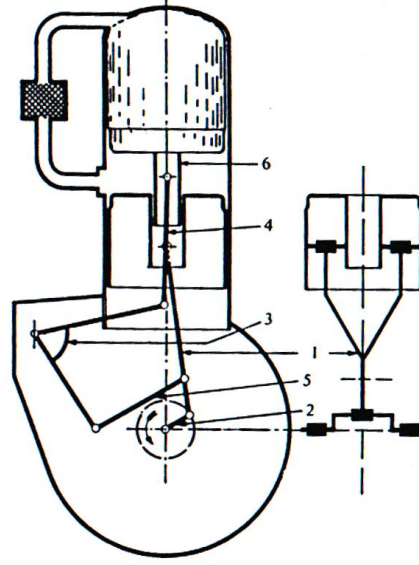
Yer değıştirme pistonu ile güç pistonunun birbiri ile çalışması basit harmonik bir hareket olarak gerçekleşmektedir ve bu tür hareket mekanizmalarında yanıl kuvvetler karşılıklı olarak dengelenmiştir. Bu nedenle piston ile silindir arasında ve yer değıştirme pistonu rodı ve güç pistonu rodı arasında yanıl sürtünme direnci bulunmamaktadır. Bu sayede sürtünme direnci azaltılmış ve parçalar arasındaki aşınmada en aza indirilmiştir (Meijer 1960).

2.3.2 Krank-Biyel Tip Hareket İletim Mekanizması

Krank-biyel mekanizmalı Stirling motorları şekil 2.13’de görölmektedir. Krank-biyel mekanizmalı Stirling motorlarında karter basıncının yüksek olması motor çıkış gücünü olumsuz yönde etkileyeceğı için krank haznesi (karter) içerisindeki basınç atmosfer basıncına yakın en düşük seviyede olmalıdır (Walker 1973).

Bu tip hareket iletim mekanizmaları yapımı oldukça basittirler. Bu nedenle tek silindirli küçük Stirling motorlarında kullanıma uygundur. Büyük motorlarda ise, ağırlığın artmasına sebep olması bir dezavantaj olduğu için kullanışlı değildir (Meijer 1960).

Yer değiştirme pistonuna yanal olarak gelen sşrtşnme direnç kuvvetleri, biyel kolları ve salınım kolları vasıtasıyla en aza indirilmiştir. Fakat, gşç pistonu yanal yşndeki sşrtşnme direnç kuvvetlerinden etkilenmektedir (Walker 1973).

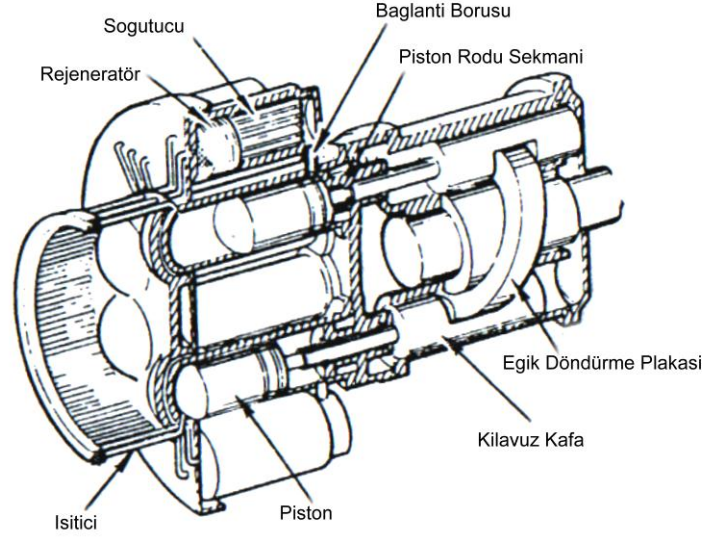


şekil 2.13 Krank-biyel mekanizmalı Stirling motorları (Walker 1973).

1-Gşç pistonu biyel kolu, 2-Krank mili, 3-Salınım kolları, 4,5-Yer değiştirme pistonu biyeli, 6-Yer değiştirme pistonu rodu.

2.3.3 Eğik Plaka Dşndşrme Tip Hareket İletim Mekanizması

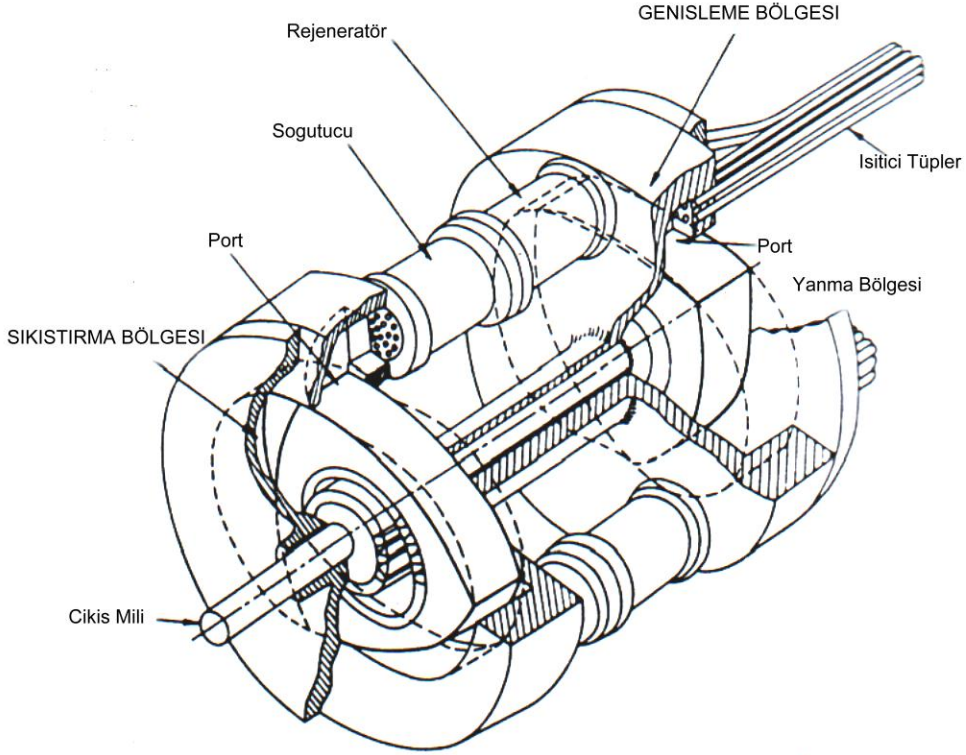
Eğik plaka dşndşrme mekanizmalı Stirling motoru şekil 2.14’de gşrşlmektedir. Eğik plaka dşndşrme mekanizmalı Stirling motorları 1970 li yıllarda otomobillerde kullanım amacıyla Philips lisansı ile şretilmiştir. Bu tşr Stirling motorları United Stirling, Malmo ve MAN-MWM şirketleri tarafından su altı gşç sistemlerinde kullanılmak amacı ile Philips lisansından ayrı olarak şretilmiştir. Eğik plaka dşndşrme mekanizmalı Stirling motoru, Ford ve General motor şirketleri tarafından da denenmiştir (Walker 1980).



Şekil 2.14 Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motoru (Walker 1980).

2.3.4 Zwaiauer-Wankel Hareket İletim Mekanizması

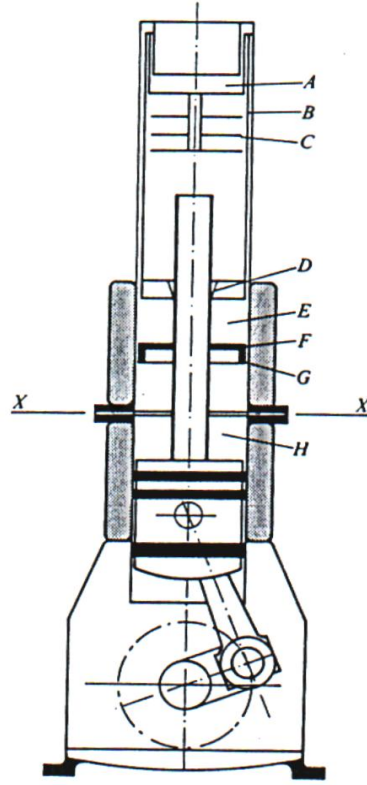
Zwaiauer-Wankel mekanizmalı tip bir Stirling motoru Şekil 2.15’de görülmektedir. Bu tip Stirling motorlarında iki adet wankel mekanizması ortak kullanılan tek bir mil üzerine bağlanmış ve simetrik olarak yerleştirilmiş iki adet rejeneratör de sıcak ve soğuk bölgelere bağlanmıştır. Soğuk bölgede çalışan wankel mekanizmasına sıkıştırma makinesi, sıcak bölgede çalışan wankel mekanizmasına ise genişleme makinesi denilmektedir. Bu motorda iki adet genişleme ve sıkıştırma bölgesi bulunduğu için her çevrimde iki adet sıkıştırma ve iki adet genişleme işi gerçekleşmektedir. Çevrim başına iki sıkıştırma ve iki de genişleme işi meydana geldiği için bu tip hareket mekanizmasına sahip motorların çıkış gücü yüksektir (Walker1973).



Şekil 2.15 Zwaiauer-Wankel mekanizması (Walker 1973).

2.3.5 Hibrit Tip Hareket İletim Mekanizması

Hibrit tip mekanizmalı Stirling motoru şekil 2.16’da görülmektedir. Hibrit mekanizmalı Stirling motorlarında yer değiştirme pistonu serbest halde iken güç pistonu krank mekanizmasına bağlıdır. Şekildeki hibrit Stirling motoru şeması üzerinde görülen X-X bölgesi altında kalan krank biyel mekanizması içten yanmalı motorlarda olduğu gibi imalatı yapılabilir. Yer değiştirme pistonunun alt bölgesi sıkıştırma bölgesi, üst bölgesi ise genişleme bölgesidir. Yapıları basit ve üretim maliyetleri de diğerleriyle kıyaslandığında oldukça düşüktür (Walker 1973).

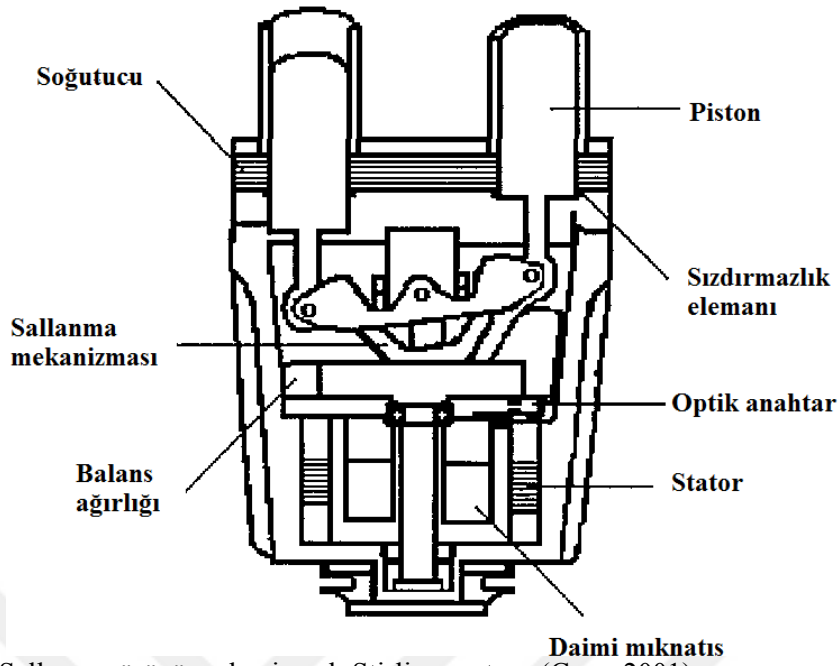


Şekil 2.16 Hibrit Stirling motoru (Walker 1973).

A-Genişleme bölgesi, B-Yer değiştirme pistonu, C-Radyasyon kalkanı, D-Yer değiştirme pistonu Sızdırmazlık contası, E-Sıkıştırma bölgesi, F-Sınırlandırıcı piston, G-Piston sekmanı, Sıçratma bölgesi

2.3.6 Sallanan Sürücü Tip Hareket İletim Mekanizması

Sallanan sürücülü tip hareket mekanizmalı bir Stirling motoru şekil 2.17’de görülmektedir. Sallanan sürücülü tip hareket mekanizmalı motorlarda kullanılan iki adet piston külbütör mekanizması vasıtası ile birbirine bağlanarak yan yana yerleştirilmiştir. Bu tip motorların maliyetleri oldukça düşüktür ve İçten yanmalı motorlar ile kompresörlerde de bu mekanizma kullanılabilmektedir (Çınar 2001, Karabulut 2008, Martini 1978).



Şekil 2.17 Sallanan sürücü mekanizmalı Stirling motoru (Çınar 2001).

2.4 Stirling Motorlarında Kullanılan Çalışma Akışkanları

Stirling motorlarında farklı çalışma akışkanları kullanılmaktadır ve bu çalışma akışkanları 19. yüzyılın sonlarından beri kullanılmaktadır. Bu motorlara sıcak hava motoru denilmektedir ve çoğunun basıncı atmosferik basınca yakın olmaktadır. Atmosferik basınca yakın çalışmakla beraber basınç değerleri atmosferik basıncın üzerinde olmaktadır. Havanın maliyetinin düşük olması bir avantaj olmaktadır ve kapalı bir sistem olmasına da gerek yoktur (Hoehn 1978).

Philips şirketi hidrojen ve helyum gazını, soğutucu olarak kullanılan hava motorlarında çalışma gazı olarak kullanmıştır (Walker 1980). Farklı çalışma akışkanlarının kullanılmaya başlandığı zamanlarda helyum gazı günümüzden daha az bulunmakta ve maliyeti de çok yüksek olmaktadır. Ağır gazlar Stirling motorlarında çalışma akışkanı olarak kullanılabilen ancak hafif gazlardan oluşan sistemlerden elde edilen sonucu vermediği görülmektedir. Philips, yapay kalp sisteminde kullanılan bir Stirling motorunda çalışma akışkanı olarak argon gazı kullanmıştır (Walker 1980).

Diğer taraftan çalışma akışkanı olarak sıvı-gaz çalışması ile ilgili araştırma yapılmış olup, İngiltere’de su, benzin, gliserin vb. çalışma akışkanlarının kullanıldığı Stirling motorları imal edilmiştir (Walker 1980).

Çalışma akışkanı olarak hava ve helyumun kullanıldığı iki çalışmada da motor devri ile gücü, ısıtıcı sıcaklığı ile birlikte artmıştır. Bu çalışmada ısıtıcı sıcaklığı sistemin sıcak bölge dayanım sınırına yakın sıcaklık değeri olan 1000 °C ye kadar yükseltilmiş, bu değerlerde yapılan çalışmalarda elde edilen tork ve güç değeri en yüksek değerine ulaşmıştır (Özgören ve Çetinkaya 2009).

2.5 Stirling Motorlarının Uygulama Alanları

Dünyamızda sürekli olarak meydana gelen gelişmeler ve artan yaşam kalitesi enerjiye olan ihtiyacı bir yandan artırırken, her gün biraz daha tükenmekte olan yenilenemeyen enerji kaynaklarının kullanımı alternatif enerji kaynaklarının bulunup geliştirilmesini oldukça önemli ve zorunlu bir hale getirmiştir. Günümüzde yaygın olarak kullanılmakta olan yenilenemeyen enerji kaynakları (örn. petrol, kömür, doğalgaz vb.) çevre kirliliğinin sürekli olarak artmasına sebep olarak ekolojik dengenin bozulmasına neden olmaktadır. Burada alternatif enerji kaynaklarıyla kullanılabilen Stirling motorlarını güneş enerji sistemleriyle birlikte kullandığımızda çevreye olumsuz etki olarak ortaya sadece yüksek parlaklıkta ışık etkisi çıkmaktadır (Çevre Bakanlığı 1991). Ayrıca emisyon kontrolleri, fosil enerji kaynakları kullanılan içten yanmalı motorlarla kıyaslandığında daha etkili olmaktadır (Walker 1980).

Aşağıda Stirling motorlarının uygulama alanları maddeler halinde verilmiştir.

1. Otomotiv alanında,
2. Deniz araçları alanında (Gemi, Denizaltı),
3. Basınç makinelerinde,
4. Soğutma makinelerinde,
5. Elektrik jeneratörlerinde,
6. Yardımcı güç motoru olarak,

7. Nükleer güç istasyonlarında,
8. Suni kalp cihazlarında,
9. Askeri sistemlerde,
10. Hidrolik pompalarda,
11. İklimlendirme makinelerinde,
12. Güneş enerjisi ile elektrik üretiminde,
13. Uzay araçlarının elektrik ihtiyacını karşılamada,
14. Su pompalamada (Erol 2011).

2.6 Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları

2.6.1 Stirling Motorlarının Avantajları

- Stirling motorlarının çalıştırılması öncesinde sisteme ısı verildiği için ilk hareket oldukça kolaydır.
- Yenilenebilir ve yenilenemeyen her türlü ısı kaynağı ile çalışabilmektedirler.
- İçten yanmalı motorlarla kıyaslandığında ısı verimleri daha yüksek olmaktadır.
- Sistemin ihtiyacı olan ısıyı dışarıdan verilmesi nedeni ile içten yanmalı motorlarda ortaya çıkan kirlenme olayından motor parçaları etkilenmemektedir. Ayrıca içten yanmalı motorlarda olduğu gibi yanma sırasında oluşan ani basınç yükselmelerinin olmaması nedeni ile motor parçaları zarar görmemekte ve parça aşınıları da en aza inmektedir.
- Yardımcı sistemlerin içten yanmalı motorlara göre daha az olması sayesinde imalatları daha kolay ve maliyetleri daha ucuzdur.
- Sisteme verilen ısıyı sürekli olması, emme ve egzoz durumlarının olamaması nedeni ile subaplarının olmaması, basınç değişiminin sinüzoidal olması gibi nedenlerden dolayı motorun çalışması gürültüsüz ve titreşimsizdir.
- İçten yanmalı motorların çalışması için gerekli olan ateşleme ve enjeksiyon sistemleri ile supap sistemleri gibi yardımcı sistemlere ihtiyaç duyulmaması nedeni ile daha az bakım gerektirirler.

- Bu motorlarda, içten yanmalı motorlarda olduğu gibi yağlama yağının soğutucu etkisinin bulunmaması nedeni ile ısı kaybı meydana gelmemektedir. Ayrıca yağın ömrü daha uzun ve yağ sarfiyatı da daha azdır.
- Yanma olayı kontrollü ve dışarıdan olduğu için yanma sonucu ortaya çıkan azotoksit, karbonmonoksit ve yanmamış hidrokarbon gibi zararlı gazlar, içten yanmalı motorlara kıyasla daha az olmaktadır.
- Stirling motorları çok farklı yapıda mekanik düzenleme imkanlarıyla, çok küçük ve çok büyük boyutlarda ve değişik güçlerde imal edilebilmektedir (Yücesu 1996, Benvenuto and Filippo 1992, Çetinkaya 1999) .

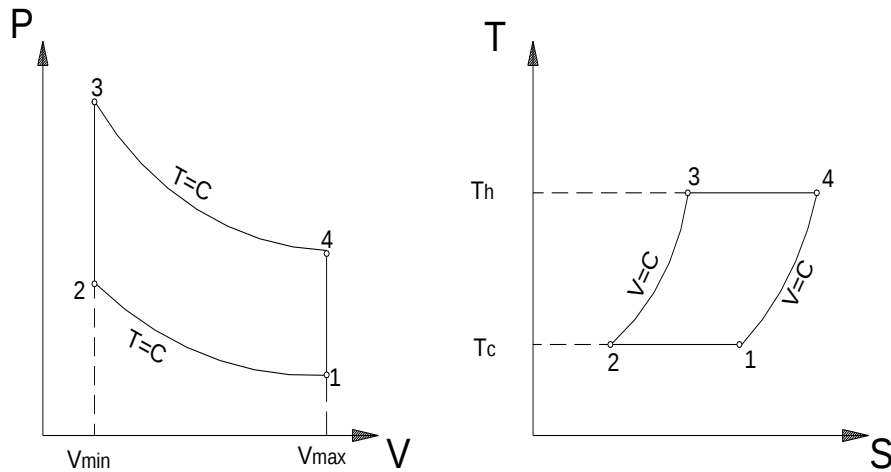
2.6.2 Stirling Motorlarının Dezavantajları

- Güç üretme kapasitesi yönünden kıyaslandığında, içten yanmalı motorlara göre eşit güçte daha büyük boyutlar gerektirmektedir.
- Parçalar arasında sızdırmazlık problemleri ortaya çıkmaktadır.
- Isıtıcı ve soğutucudaki termik ataletler hızlanma ve yavaşlama ivmelerini düşürmektedir.
- Tasarım sürecinde bir çok bölümde güçlükler ortaya çıkmaktadır ve deneysel bilgilere ihtiyaç duyulmaktadır.
- Stirling motorları konusunda yapılan araştırma ve geliştirme çalışmaları devam etmekte olup seri imalatı yapılamamaktadır. Yapılabilenler ise karmaşık yapıya sahiptir ve maliyetleri yüksektir (Çetinkaya 1999, Yücesu 1996).

3. TERMODİNAMİK ANALİZLER

3.1 Stirling Çevriminin Teorik Analizi

Stirling motorlarının teorik çevriminde iki sabit sıcaklık durum ve iki sabit hacim durum değişikliği meydana gelmektedir. Gerekli olan ısı çalışma akışkanına özel bir ısı eşanjörü (ısıtıcı) tarafından sağlanmaktadır. Isının dışarıya atılma olayı özel bir ısı eşanjörü (soğutucu) tarafından sağlanmaktadır. Stirling motorları için gerekli olan ısı bir ısı kaynağından ya da özel bir yanma odası tarafından kesintisiz olarak sağlanmaktadır (Özgören 2004). Teorik Stirling çevrimi basınç-hacim (P-V) diyagramı ile Sıcaklık-entropi (T-S) diyagramları Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1 Teorik Stirling çevriminin P-V ve T-S diyagramları (Özgören 2004).

Teorik Stirling motoru çevriminde;

Diyagramda görülmekte olan 1-2 işleminde, sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemi meydana gelmektedir. 1-2 aralığında çalışma akışkanından T_c sabit sıcaklığında ısı çekilmektedir.

Diyagramda görülmekte olan 2-3 işleminde, sisteme sabit hacimde harici bir ısı kaynağından (T_h) sisteme ısı verilmektedir. 2-3 aralığında çalışma akışkanının sıcaklığı, sabit hacimde ani olarak T_c sıcaklığından T_h sıcaklığına yükselmektedir.

Diyagramda görülmekte olan 3-4 işleminde, sistemde genişleme meydana gelirken sabit sıcaklıkta pistondan iş elde edilmektedir. Bu durum sırasında sisteme ısı verilerek çalışma akışkanının ısısının ideal şartlarda (T_h) sıcaklığında sabit kaldığı kabul edilmektedir.

Diyagramda görülmekte olan 4-1 durumunda, sistemde sabit hacimde dışarıya ısı verilmektedir. Bu durumda çalışma akışkanında ideal şartlarda ani soğuma meydana gelerek sıcaklık (T_h) değerinden (T_c) değerine düşmektedir (Çetinkaya 1999, Walker 1980, Üstün 2000).

Sistemden sabit sıcaklıkta 1-2 işlemi boyunca atılan ısı;

$$q_{1-2} = RT_1 \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.1)$$

Sisteme sabit hacimde 2-3 işlemi boyunca verilen ısı;

$$q_{2-3} = C_v (T_3 - T_2) \quad (3.2)$$

Sisteme sabit sıcaklıkta 3-4 işlemi boyunca verilen ısı;

$$q_{3-4} = RT_3 \ln \left[\frac{V_4}{V_3} \right] \quad (3.3)$$

Sistemden sabit hacimde 4-1 işlemi boyunca çekilen ısı;

$$q_{4-1} = C_v (T_4 - T_1) \quad (3.4)$$

olarak yazılır. Sisteme verilen toplam ısı;

$$q_s = q_{2-3} + q_{3-4} \quad (3.5)$$

Sistemden dışarı atılan toplam ısı;

$$q_R = q_{1-2} + q_{4-1} \quad (3.6)$$

olur. Çevrimde $V_4=V_1$ ve $V_2=V_3$ olduğundan;

$$q_{3-4} = RT_3 \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.7)$$

olarak yazılabilir. Ayrıca $T_1=T_2$ ve $T_3=T_4$ olduğundan

$$(T_h - T_c) = (T_3 - T_2) = (T_4 - T_1) \quad (3.8)$$

alınabilir. İşe çevrilen ısı miktarı ise;

$$q_{NET} = q_s - q_R \quad (3.9)$$

olduğundan

$$q_{NET} = (T_h - T_c)R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.10)$$

olur.

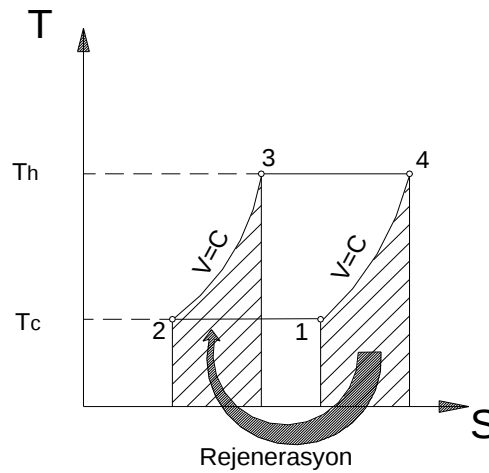
Çevrimin termik verimi ise;

$$\eta_T = \frac{q_{NET}}{q_s} = \frac{(T_h - T_c)R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]}{C_v(T_h - T_c) + RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]} \quad (3.11)$$

olur (Özgören 2004).

3.2 Rejeneratörlü Stirling Çevrimi

Stirling motorunda sıcak bölge ile soğuk bölge arasına yerleştirilen rejeneratör çalışma akışkanının ısısını sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru hareketi sırasında üzerinde depolar. Rejeneratör, üzerinde depoladığı ısıyı çalışma akışkanının soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru hareketi sırasında çalışma akışkanına tekrar vermektedir. Burada rejeneratörün verimliliğinin teorik çevrimde % 100 olduğu kabul edilmektedir. Bu durumda rejeneratör üzerinde depolanan ısıнын tamamı çalışma akışkanının soğuk bölgeden sıcak bölgeye hareketi esnasında akışkana tekrar verilir. Rejeneratör bu şekilde sistemde hem ısı tasarrufu sağlamakta hem de termik verimin artmasını sağlamaktadır (Özgören 2004). Şekil 3.2.'de rejeneratörlü Stirling çevriminin T-S diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.2 Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-S diyagramı (Özgören 2004).

Rejeneratörlü Stirling çevriminde 4-1 aralığında sabit hacimde soğuma işlemi durumunda çalışma akışkanının sıcak bölgeden soğuk bölgeye hareketi esnasında çalışma akışkanının ısısını üzerine alır. 2-3 aralığında sabit hacimde ısıtma durumunda rejeneratör üzerine aldığı ısıнын tamamını çalışma akışkanına geri verir. Bu durumda işe dönüşecek olan ısı 3-4 aralığında sabit sıcaklıkta genişleme olayı meydana geldiği sırada sisteme verilir. Sıcaklığın sabit tutulduğu 1-2 durumunda sistemden ısı atılmaktadır.

Sisteme verilen ısı;

$$q_s = RT_h \ln \left[\frac{V_4}{V_3} \right] = RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.12)$$

Sistemden atılan ısı;

$$q_R = RT_c \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.13)$$

İşe dönüşen net ısı;

$$q_{NET} = (T_h - T_c) R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.14)$$

olur.

Rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi ise;

$$\eta_T = \frac{q_{NET}}{q_s} = \frac{(T_h - T_c) R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]}{RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]} \quad (3.15)$$

olur. Sadeleştirme yapılırsa;

$$\eta_T = \frac{(T_h - T_c)}{T_h} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (3.16)$$

olur (Çetinkaya 1999, Üstün 2000).

Stirling çevriminde T_c sıcaklığı $T_{\min}$ ve T_h sıcaklığı $T_{\max}$ sıcaklığına eşit olduğu durumda maksimum ve minimum sıcaklık arasında çalışan rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi Carnot çevriminin termik verimine eşit olmaktadır (Özgören 2004).



4. MATERYAL ve METOT

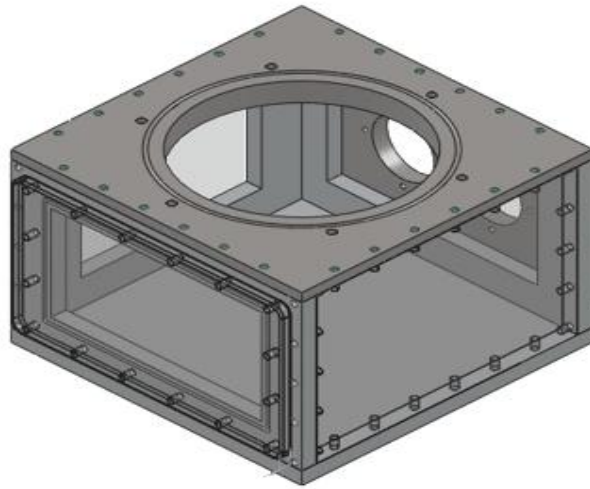
4.1 Stirling Motoru ve Test Düzeneği

İmalatı yapılan Stirling motoru; motor bloğu, motor bloğu ön ve arka kapakları, motor bloğu yan kapakları, iki adet düz dişli, güç silindiri ve güç pistonu ile yer değıştirme silindiri ve pistonu, yer değıştirme pistonu rodu, krank mili yatakları, rhombic biyel kolları ile ara bağlantı elemanları ve su soğutma haznesinden oluşmaktadır.

4.1.1 Stirling Motoru Bloğu

Şekil 4.1’de motor bloğu gövdesi görölmektedir. Gövde 6000 serisi alüminyum alaşımından çok parçalı olarak üretilmiştir. Parçalar gömme başlı cıvatalar yardımıyla birleştirilmiştir. Birleşme yüzeylerinin arasına O-ring kanalları açılmış ve montajda bu kanallara O-ring yerleştirilmiştir. Sızdırmazlık için yapılan bu işleme ek olarak blok parçaları birleştirilmeden önce aralarına sıvı conta sürölmüştür.

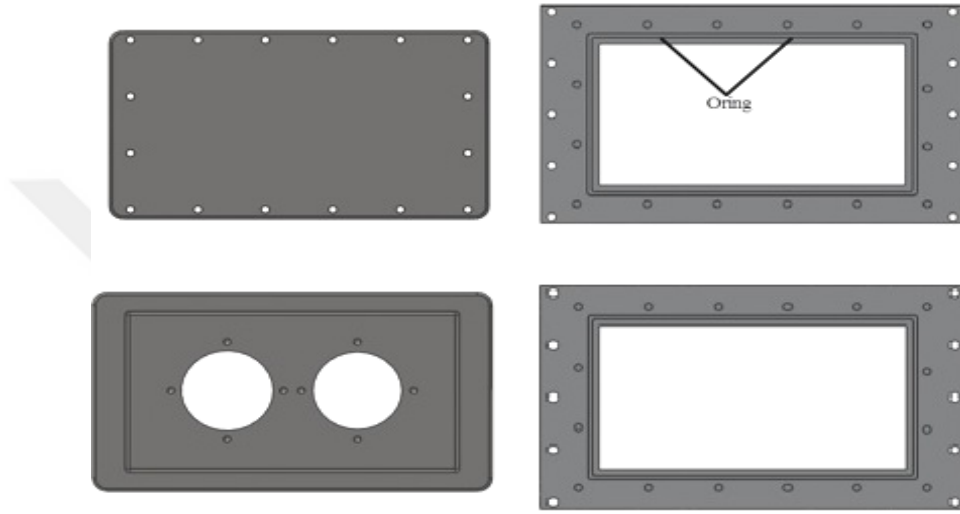
Motorda silindir, krank mili ve gövde eksenlerinin istenilen ölçülerde olması büyük öneme sahiptir. Bunun için birleşim yüzeyleri 0,01 mm hassasiyetinde ölçölmüş ve freze tezgâhında işlenerek ölçüsüne getirilmiştir.



Şekil 4.1 İmalatı yapılan Stirling motor bloğu.

4.1.2 Stirling Motoru Ön ve Arka Kapakları

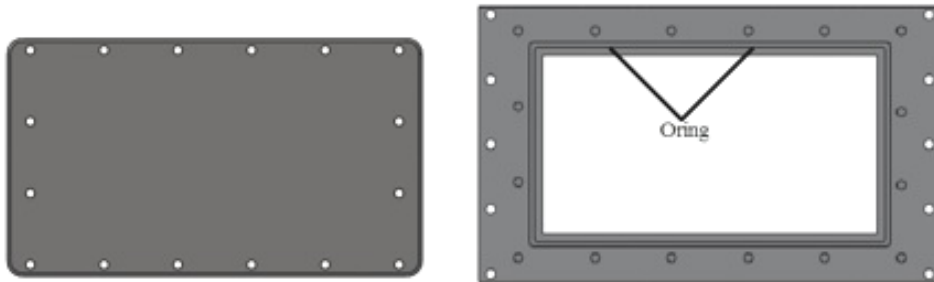
Ön ve arka kapaklar 6000 serisi alüminyum alaşımından üretilmiştir. Şekil 4.2’de motor bloğu ön ve arka kapakları görülmektedir. Sızdırmazlığı sağlamak amacıyla kapak birleşme yüzeylerine O-ring kanalları açılmış ve birleştirme esnasında sıvı conta sürülerek sızdırmazlık sağlanmıştır.



Şekil 4.2 İmalatı yapılan Stirling motorunun ön ve arka kapağı.

4.1.3 Stirling Motoru Yan Kapakları

Yan kapaklar 6000 serisi alüminyum alaşımından üretilmiştir. Sızdırmazlık sağlamak için bloğa temas eden kısmına oring yuvası açılmıştır. Şekil 4.3’te motor bloğu yan kapakları görülmektedir.



Şekil 4.3 İmalatı yapılan Stirling motorunun yan kapakları.

4.1.4 Yer Değiştirme Pistonu (Displacer)

Yer değiştirme pistonu iki ayrı parçadan oluşmaktadır. Birinci parça 303 paslanmaz çelik olup içi dolu malzemeden imal edilmiştir. Silindir içinde çalışma akışkanında akış kayıplarını azaltmak ve ısı transferi yüzey alanını artırmak için pistonun tepe bölümü bombeli olacak şekilde üretilmiştir. İkinci parça ise alüminyum malzemeden üretilmiş ve delikleri birinci parçayla eşmerkezli olacak şekilde delinmiştir. Bu iki parça daha sonra birbirine vidalı bir şekilde bağlanmıştır.

Yer değiştirme pistonunun iki parçası arasında boşluk oluşmaması için birleşim yüzeyleri hassas olarak işlenmiş ve biraz sıkı geçecek şekilde ayarlanmıştır. Ayrıca birleşim yüzeylerinin basınç kaçağını önlemek amacıyla ısıya dayanıklı sıvı silikon ve teflon bant kullanılmıştır. Şekil 4.4'te yer değiştirme pistonunun imal edilmiş resmi görülmektedir.



Şekil 4.4 İmalatı yapılan yer değiştirme (displacer) pistonu ve katı model çizimi.

4.1.5 Displacer Silindiri

Resim 4.1'de yer değiştirme (displacer) silindiri görülmektedir. Displacer silindiri 303 kalite içi dolu paslanmaz çelikten üretilmiştir. Yer değiştirme silindiri torna tezgâhında

işlendikten sonra, düşey vargel tezgâhında silindir içindeki kanallar açılmıştır. Motor silindirine gelecek oturma yüzeyi hassas bir şekilde taşlanarak işlenmiştir.

Yer değiştirme silindirinin üstünde bulunan bombeli yapı yer değiştirme pistonu üzerinde bulunan bombeli bölüme paralel şekilde tasarlanmıştır. Yer değiştirme silindirinde ısı transferi yüzey alanını artırmak amacıyla silindirin iç yüzeyine 1 mm derinlik ve 1mm genişliğe sahip kanallar açılmıştır.



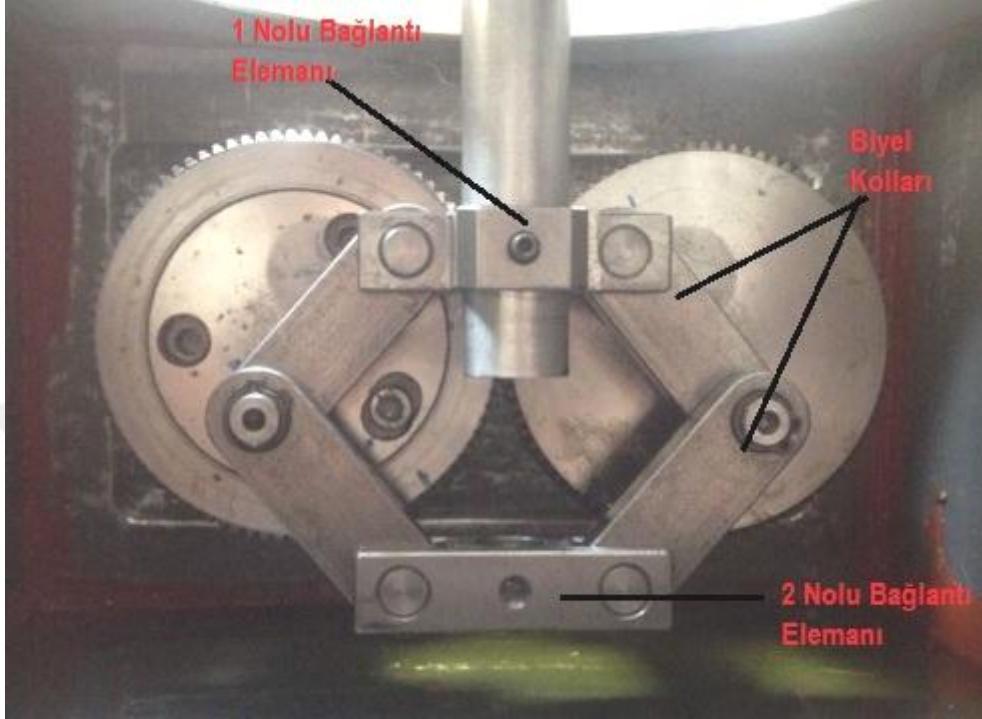
Resim 4.1 İmalatı yapılan yer değiştirme (displacer) silindiri.

4.1.6 Biyel Kolları ve Bağlantı Elemanları

Resim 4.2’de rhombic hareket iletim mekanizması biyel kolları ve ara bağlantı elemanlarının katı model resimleri görülmektedir. Rhombic biyelleri ve ara bağlantı elemanları Ç1040 malzemeden hassas bir şekilde imal edilmiştir. Biyeler dişli muylusu ve ara bağlantı parçalarına bronz yataklar ile yataklandırılmıştır.

4 adet biyel kolu kranka ve dişliye yataklar vasıtasıyla monte edilmiş ve diğer uçları ile de bağlantı elemanlarına yataklandırılmışlardır. 1 no’lu bağlantı elemanı ise yatay konumdaki deliklerden biyel kollarına düşey konumdaki delikten ise güç pistonuna bir pim sayesinde montajlanmıştır.

2 nolu bağlantı elemanı da yine yatay konumdaki deliklerinden biyel kollarına düşey konumdaki delikten ise displacer roduna yine bir pim sayesinde bağlanacaktır.



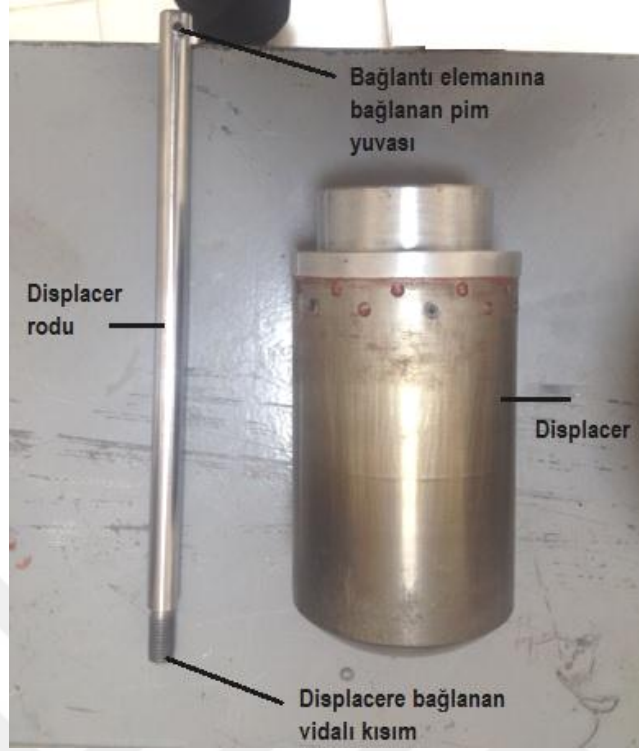
Resim 4.2 Biyel kolu ve bağlantı elemanları.

4.1.7 Yer Değiştirme Pistonu Rodu

Yer değiştirme pistonu rodı cıva çeliğinden hassas olarak imal edilmiştir. Rodun bir ucu yer değiştirme pistonuna diğer ucu ise alt bağlantı parçasına (Resim 4.2’de ki 2 no’lu bağlantı elemanına) bağlanmaktadır. Yer değiştirme pistonu rodunu yer değiştirme pistonuna sıkı bir şekilde bağlamak için rod üzerine diş açılmıştır. Resim 4.3’te yer değiştirme pistonu rodı görülmektedir.

Rod, yer değiştirme pistonuna vida ile bağlandıktan sonra güç silindirin tam ortasından geçerek Resim 4.2’de ki 2 no’lu bağlantı elemanına pim vasıtasıyla bağlanır.

Motorun çalışması esnasında rod sürekli olarak güç pistonu içerisinde hareket halinde olacağından taşlanarak yüzey kalitesi artırılmıştır.



Resim 4.3 Displacer ve rodu.

4.1.8 Güç Silindiri

Resim 4.4’te güç pistonu silindiri görülmektedir. Güç pistonu silindiri 8360 sement çeliğinden üretilmiştir. Normalize ısıtıl işleminden sonra torna tezgâhında ana ölçülerine getirilmiştir. Silindir içinde bulunan soğutma kanalları tel erozyon yöntemiyle açılmıştır. Resim 4.5’te bu soğutma kanalları gösterilmektedir. Kanallar açıldıktan sonra silindir yüzeyleri freze tezgâhında silindirik olarak taşlanmıştır.

Sızdırmazlık için bağlantı yüzeylerine O-ring kanalları açılmıştır. Motor silindirindeki oturma yüzeyleri de taşlanarak ölçüsüne getirilmiştir. Taşlama işlemlerinden sonra yüzeylerin birbirine olan dikliği kontrol edilmiştir.



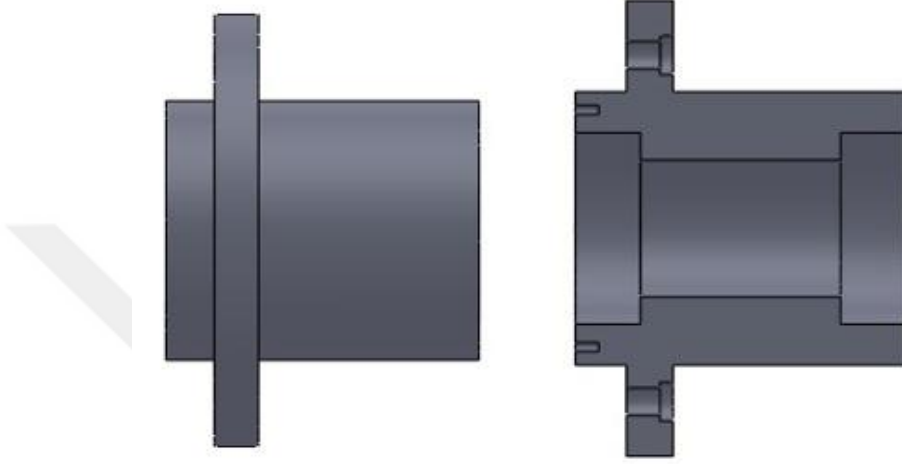
Resim 4.4 Güç silindiri.



Resim 4.5 Güç silindiri soğutma kanalları.

4.1.9 Yataklar

Yataklar Ç1040 malzemeden hassas bir şekilde üretilmiştir. Dişliler yataklara rulman kullanılarak yataklandırılmıştır. Şekil 4.5'te yatakların katı model resimleri görülmektedir.



Şekil 4.5 Yatak ve kesit alınmış görüntüsü.

4.1.10 Soğutucu

Resim4.6'da imalatı gerçekleştirilen soğutucu görülmektedir. Soğutucu 6000 serisi alüminyum alaşımından üretilmiştir. Sızdırmazlık için alt oturma yüzeyine O-ring kanalı açılmıştır. Su giriş ve çıkışı için rekor bağlantısı yapılmıştır. Rekorlardaki sızdırmazlık teflon conta ile sağlanmıştır.

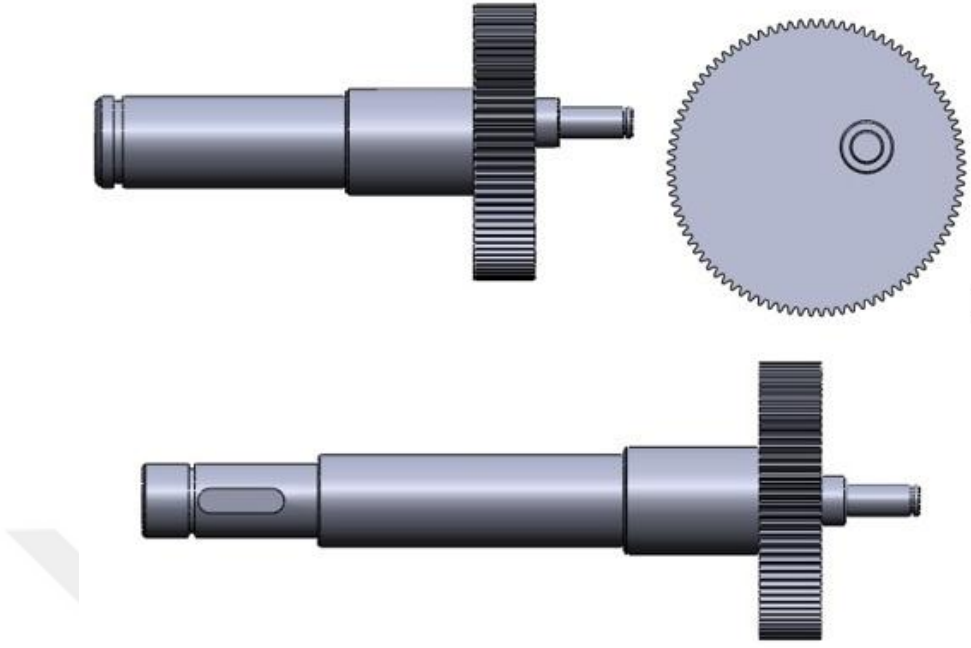


Resim 4.6 Soğutucu kabı

4.1.11 Rhombic Mekanizma Dişlileri

Şekil 4.6’da 8360 sement çeliğinden tek parça olarak imal edilmiş dişliler görülmektedir.

Krank miline normalize ısıtıl işlemi uygulanarak gerginlikleri giderilmiştir. Dişliler imal edildikten sonra dayanıklılığı artması ve aşınmaması için sertleştirilmiştir. Sertleştirme işleminden sonra dişliler taşlama tezgâhında yüzeyler taşlanarak istenilen ölçülere getirilmiştir ve daha sonra dişliler rulmanlı yataklarla yataklandırılmıştır.



Şekil 4.6 Rhombic dişlileri.

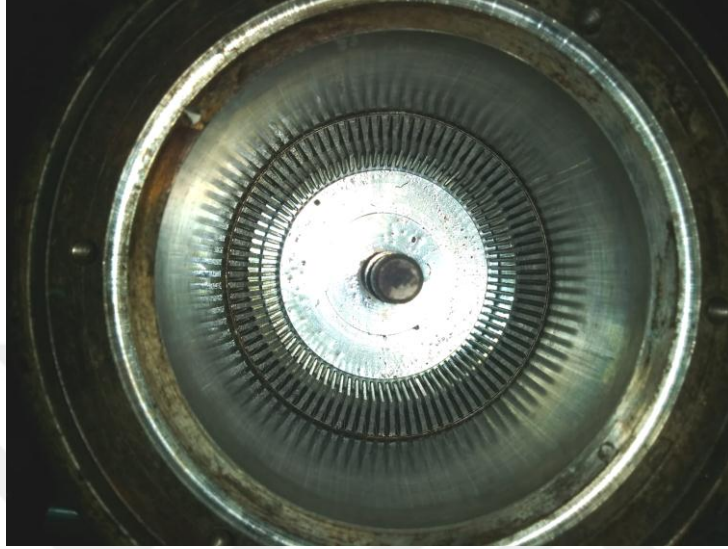
Resim 4.7’de imalatı gerçekleştirilmiş olan dişlilerin motordaki montaj hali görülmektedir.



Resim 4.7 Rhombic dişlilerinin montaj hali

4.1.12. Stirling Motoru Silindiri ve Soğutucu Kanalları

Resim 4.8’de motor silindiri içinde yer alan soğutucu kanalları görülmektedir. Rejeneratör tel sargılar resimde görülen kanallara yerleştirilmiştir.



Resim 4.8 Silindir üst görünüşü

4.1.13 Rejeneratör Tel Sargılar

Resim 4.9’da bakır tel örgüsünden imal edilmiş rejeneratör malzemesi görülmektedir.

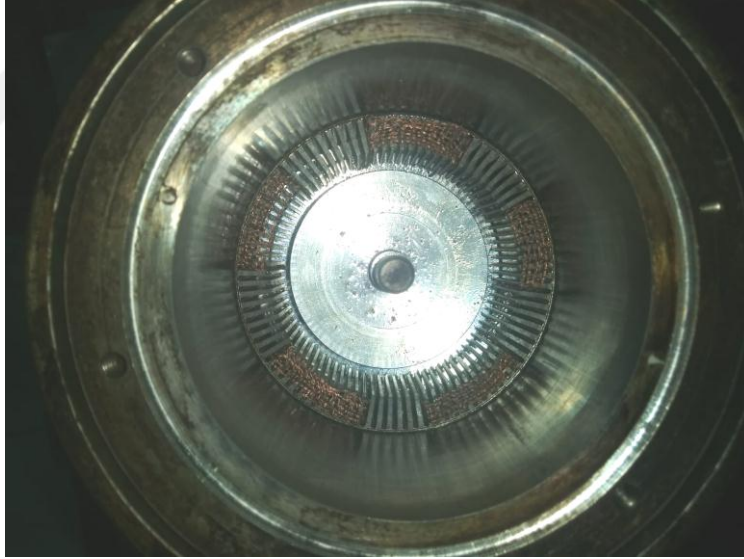
Rejeneratör tel sargılar 0,25 mm kalınlığında bakır tellerin el ile dokunması ile üretilmiştir. Soğutucu kanalların arasına ve üst bölgesine yerleştirilen tel sargıların sayısı 5 tanedir. Her bir rejeneratör takımında rejeneratörün üst bölgesinde 25 mm uzunluğunda ve 8 mm genişliğinde örgü bulunmaktadır. Soğutucu bölgesinde yer alan soğutucu kanalların arasında ise 8 mm genişliğinde ve 28 mm uzunluğunda toplam 10 adet örgü bulunmaktadır.



Resim 4.9 Rejeneratör malzemesi bakır tel örgüsü

4.1.14 Rejeneratör sargılı soğutucu

Resim 4.10’da soğutucu kanallar arasına yerleştirilmiş rejeneratör malzemesi görülmektedir.

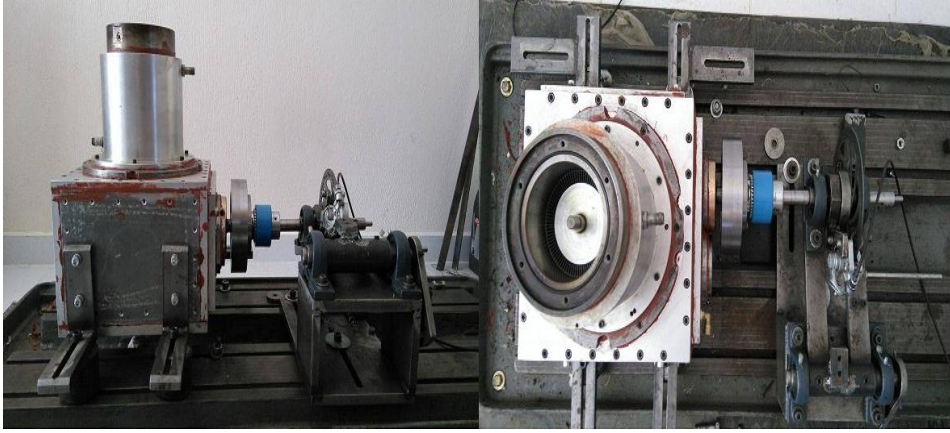


Resim 4.10 Rejeneratör malzemesinin soğutucu kanallar arasına yerleştirilmiş hali

Soğutucu kanalların üst tarafı ve kanalların arasına yerleştirilen bakır tel örgü rejeneratör malzemesinin ısıtma ve soğutmada kazanç sağlayabileceği öngörülmektedir. Bu amaç doğrultusunda Rejeneratörsüz ve rejeneratörlü deneyler gerçekleştirilmiştir.

4.2 Stirling Motoru Test Düzeneği

Resim 4.11’de motorun komple test düzeneği görölmektedir. Motor titreşim damperleri ile rijit bir tabla üzerine bağlanmıştır. Dinamometre de tablaya rijit bir şekilde bağlanmıştır. Motor ve dinamometre mili esneme özelliğine sahip plastik freze dişli bir flanş ile birbirine bağlanmıştır. LPG hortum bağlantısı üzerine iki adet alev geri tepmesini önleyen ventiller yerleştirilmiştir. Motor ve dinamometre üzerinde bulunan sensörler Şekilde görölen ara yüz bağlantısı ile bilgisayara bağlanmıştır. Testler Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakötesi, Otomotiv Laboratuvarında yapılmıştır. Tüm sensörler ve dinamometre mili eksenine değişken geometrilere uyacak şekilde konumlandırılmıştır.



Resim 4.11 Test düzeneği

4.2.1 Encoder

Encoder test sisteminde önemli bir göreve sahiptir. Encoder’in üretici firması LİKA’dır. Hem motor devrinin d/dk cinsinden ölçölmesini hem de 0-360 derece aralığında 5000 veri göndedererek basınç sensörü, load-cell ve termocouple sıcaklık alıcılarından bilgisayara veri aktarımında taşıyıcı rol oynamaktadır. Basınç sensörü, load-cell ve iki adet termocouple encoder aracılığı ile 1 devirde gönderilen 5000 adet veriyi paylaşmaktadır. Resim 4.12’de encoder görölmektedir.



Resim 4.12 Encoder.

4.2.2 Yük hücresi (Load-cell)

Resim 4.13'te yk hücresi grlmektedir. SENSIT marka olan yk hücresi 0 ile 20 kg arasında ölçüm yapabilmektedir. Yük hücresinin bir tarafı sabit diğr tarafı ise dinamometre kuvvet kolunun kasıntısız olarak baskı uygulaması için kuvvet koluna bağlantı yapmayacak şekilde sadece kuvvet kolunun yük uygulandığında serbestçe baskı yapmasına olanak tanıyacak konumda bağlanmışır.

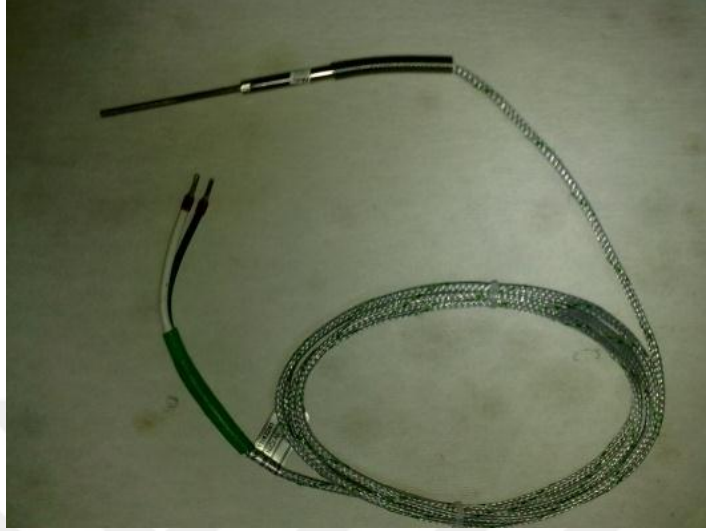


Resim 4.13 Yük hücresi.

4.2.3 Sıcaklık alıcıları (Termocouple)

Resim 4.14'de sıcaklık algılayıcıları grlmektedir. ELİMKO firmasının ürettiği sıcaklık alıcıları 1000 °C'ye kadar ölçüm yapabilme yeteneğine sahip "K" tipidir. Sıcak

ve soğuk bölgelerdeki yüzeylere temas edebilecek şekilde motorun sıcak ve soğuk bölgelerine bağlantıları yapılmıştır.



Resim 4.14 Sıcaklık algılayıcıları (Termocouple)

4.2.4 Infrared Termometre

Test esnasında motorun çeşitli noktalarındaki sıcaklık ölçümleri için 60 °C ile 1000 °C arasında ± 0.2 hassasiyete kadar ölçüm yapabilen TFA ST-490 marka bir infrared termometre kullanılmıştır. Resim 4.15’de infrared termometre görülmektedir.



Resim 4.15 Infrared termometre

4.2.5 Dijital Basınç Göstergesi

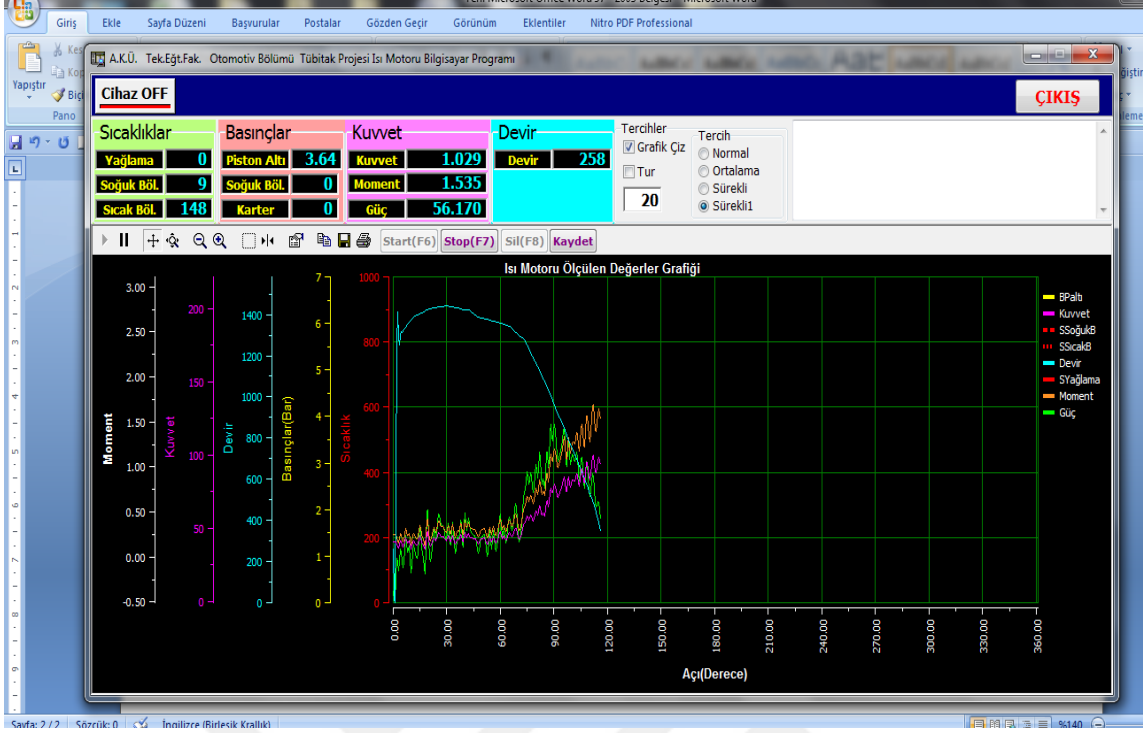
Resim 4.16’da görülen dijital basınç göstergesi şarj basıncını göstermektedir. Stirling motorunda şarj basıncı karterden verildiği için karterle bağlantılı olan dijital basınç göstergesi test süresince şarj basıncının bilgisayardan bağımsız olarak görülmesini sağlamaktadır.



Resim 4.16 Dijital basınç göstergesi

4.3 Motor Test ve Kayıt Programı

Motor ve dinamometreden elde edilen verilerin değerlendirilebilmesi ve kaydedilmesi amacıyla motor test ve kayıt programı hazırlanmıştır. Basınç sensörü, yük hücresi, encoder ve sıcaklık sensörlerinden elde edilen bilgiler ara yüz bölümünden geçtikten sonra bilgisayarda motor test ve kayıt programı tarafından kayıt altına tutulmaktadır. Motorun 1 turunda encoder aracılığı ile 5000 data gönderilmektedir. Bu dataları basınç sensörü, yük hücresi, encoder ve sıcaklık sensörleri paylaşmaktadır. Resim 4.17’de dataların sürekli olarak kaydedildiği durumdaki ekran görüntüsü gösterilmiştir. Bu görüntüde kaydedilen sıcaklıklar, basınç, motor moment, motor gücü ve motor devri ve motor dönüş açısı bilgileri akan çizgiler şeklinde görülmektedir.



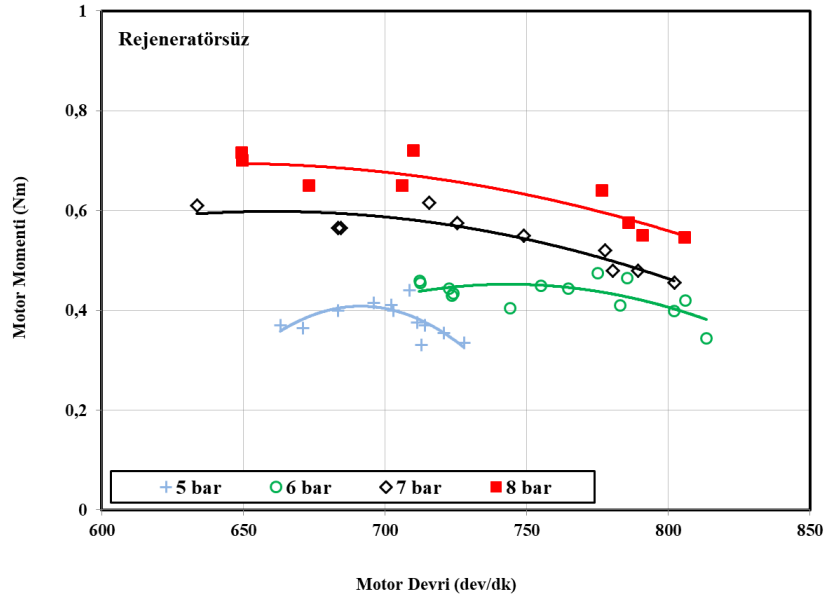
Resim 4.17 Bilgisayarda sürekli kayıt görüntüsü

Elde edilen bu veriler excel programında kullanılacak şekilde kaydedilmektedir. Motorun tüm test şartlarındaki kaydedilen verilere geri dönüş yapmak mümkündür. Elde edilen verilerin büyüklüğüne göre ekran görüntüsü otomatik olarak ayarlanmaktadır.

5. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

5.1 Rejeneratörsüz Deneyler

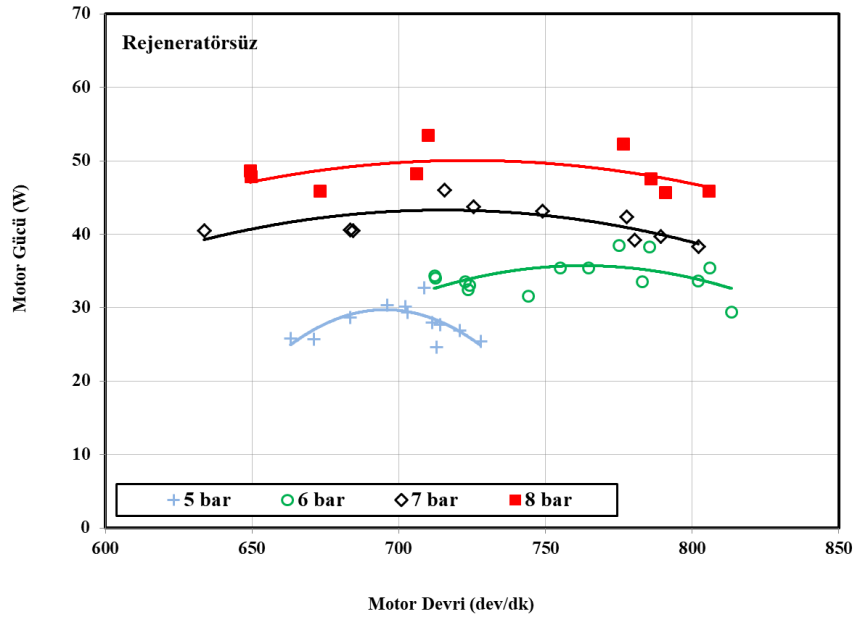
Rejeneratörsüz deneylerde 5-8 bar şarj basınçları aralığında şarj basınçları 1 bar aralıklarla değiştirilmiştir. Motor momenti eğrileri incelendiğinde şarj basıncı arttıkça motor momentinin arttığı görülmektedir. Yapılan değişik motor devri testlerinde motor devrinin artışına bağlı olarak motor momenti değerlerinin azaldığı görülmektedir. Motor devrinin artışı sonucunda yeterli ısı transferi için zaman dilimi daralmakta ve yeterince ısı enerjisi çalışma akışkanına verilememektedir. Benzer bir durum soğutma sürecinde de gerçekleşmektedir. Soğutma sürecinde çalışma akışkanından yeterince ısı çekilememektedir. Isıl kayıpların yanı sıra devrin artışına bağlı olarak sürtünme gücü de artmaktadır. Bu durumda motor momenti azalmaktadır. Yapılan rejeneratörsüz deneylerde en yüksek motor momenti 8 bar şarj basıncında ve 710 dev/dak'lık motor devrinde 0,72 Nm olarak ölçülmüştür.



Şekil 5.1 Rejeneratörsüz deneylerde motor momenti değişimleri

Rejeneratörsüz deneylerin motor gücü eğrileri incelendiğinde motor momenti değişimlerinde olduğu gibi motor güçlerinin de şarj basıncının artışına bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir. Motor gücü birim zamanda yapılan iş olarak tanımlanabilir.

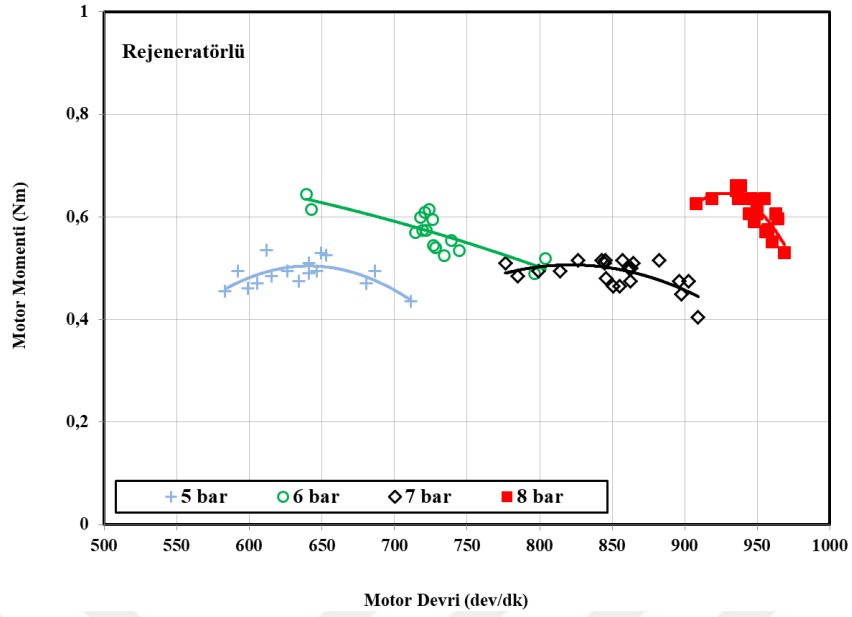
Motor gücünü etkileyen iki parametreden biri motor momenti diğeri ise motor devridir. Motor moment ve devrindeki değişimler güç değişim eğrisini oluşturmuştur. Rejeneratörsüz deneylerde en yüksek motor gücü 710 dev/dak'lık motor devrinde 53,40 W olarak ölçülmüştür.



Şekil 5.2 Rejeneratörsüz deneylerde motor gücü değişimleri

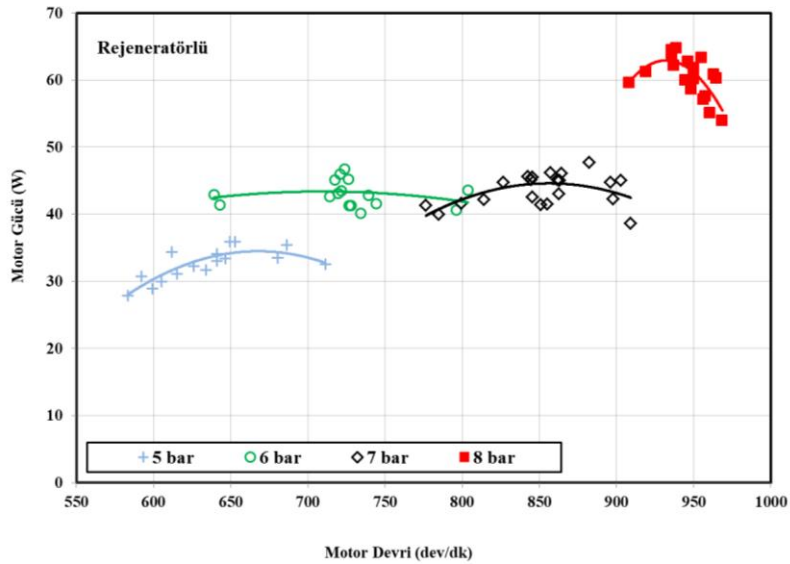
5.2 Rejeneratörlü Deneyler

Yapılan rejeneratörlü deneylerde motor moment değişimleri incelendiğinde şarj basıncının artışına bağlı olarak motor moment değerlerinin arttığı görülmektedir. Rejeneratör sargılarının kullanımına bağlı olarak devir aralıkları rejeneratörsüz değerlere göre farklı devir aralıklarında çıkmaktadır. Rejeneratörsüz deneylere göre aynı şarj basınçları için daha yüksek motor devirlerinde değerlerin alındığı görülmektedir. En yüksek motor moment 8 bar şarj basıncında ve 940 dev/dak'lık motor devrinde 0,65 Nm olarak ölçülmüştür.



Şekil 5.3 Rejeneratörlü deneylerde motor momenti değişimleri

Rejeneratörlü deneylerde motor güçleri incelendiğinde motor momenti değişimlerine benzer şekilde en yüksek motor güçleri 8 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Rejeneratörsüz deneylere göre motor devirlerinin daha yüksek oluşu motor gücü değerlerini artırmıştır. Rejeneratörlü deneylerde en yüksek motor gücü 8 bar şarj basıncında ve 940 dev/dak'lık motor devrinde 64,715 W olarak ölçülmüştür..



Şekil 5.4 Rejeneratörlü deneylerde motor gücü değişimleri

6. SONUÇLAR

Rejeneratörsüz ve rejeneratörlü test değerlerinin tamamı incelendiğinde motor momenti ve motor gücü değerlerinin tüm şarj basınçlarındaki ortalama değerleri arasında oransal karşılaştırmalar yapılmıştır. Elde edilen tüm verilerin istatistiksel ortalama değerleri % ortalama değer olarak belirlenmiştir. Motor momentlerinin ortalamaları hesaplandığında rejeneratörlü deneylerden elde edilen motor momenti değerlerinin Rejeneratörsüz test değerlerine göre % 7,5 daha yüksek çıktığı tespit edilmiştir. Motor güçleri oranlandığında ise rejeneratörlü test değerlerinin rejeneratörsüz değerlere göre % 15,5 daha yüksek olduğu görülmektedir.

Bu sonuçlara göre soğutucu kanalların arasına ve üst tarafına yerleştirilen bakıl tel örgüden imal edilmiş rejeneratörlerin ısı kazancı sağlaması sonucunda motor gücünü artırdığı sonucuna varılmıştır.

Bakır tel sargıların sarım sayılarının artırılması ile ilerde yapılacak olan çalışmalarda daha yüksek motor gücü artışlarının sağlanabileceği düşünülmektedir. Soğutucu kanalların üzerinde bulunan tel örgüler sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçen çalışma akışkanından bir miktar ısıyı üzerine almıştır. Akışkanın soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçişinde ise üzerine almış olduğu ısının bir bölümünü tekrar çalışma akışkanına vermiştir. Soğutucu kanalların arasında yer alan rejeneratör sargılar ise soğuma periyodunda çalışma akışkanının soğutulmasına yardımcı olmuştur. Özellikle soğutucu kanalların sıcak bölgeye gelen bölümleri ile kanallar arasında yapılacak kapsamlı yenilikler sayesinde motor gücünde artışlar sağlanabilecektir.

7. KAYNAKLAR

- Andersen, S.K., Carlsen, H., and Thomsen P.G. (2005). Numerical Study On Optimal Stirling Engine Regenerator Matrix Designs Taking Into Account The Effects of Matrix Temperature Oscillations. *Energy Conversion and Management*, **47**: 894–908.
- Anonim, (2016). World Economic Outlook April, 2016. International Monetary Fund, Washington.
- Ataer, Ö.E., Tekin, Y. ve Karabulut, H. (2003). V tipi Stirling Soğutucunun Termodinamik Analizi. VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi, Kültürpark Fuar Alanı, İzmir, 15-18 Ekim. 1-23.
- Aydın, A.O. (2009). Ardsöğutucu Ve Rejeneratörün Huntorf Sıkıştırılmış Havalı Enerji Depolama Tesisi Üzerine Etkileri. Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
- Benvenuto, G. and Filippo D.M. (1992). An adiabatic approach for the design and the response-to-load evaluation of free piston Stirling engines. 27th.Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, August 3-7, San Diego, 5.23-5.31.
- Bolattürk, A., Kanoglu M. and Coskun A. (2007). Thermodynamic Evaluation of First and Second Law Performance of Evaporative Cooling Schemes for Regenerative Gas Turbines. *Energy Exploration & Exploitation*, **25**: 227–246.
- Büyükalaca, O. ve Doğruyol, E. (1998). Bir Döner Rejeneratörde Dönme Hızının Performansa Etkisi. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Science*, **22**: 315-322.
- Çetinkaya, S. (1999). Gaz Türbinleri. Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, 33-37, 45-46.
- Çınar, C. (2001). Gama Tipi bir Stirling Motorunun Tasarımı İmalî ve Performans Analizi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- De Boer, P.C.T. (2009). Optimal Regenerator Performance in Stirling Engines. *International Journal of Energy Research*, **33**: 813–832.

- Durmaz, M. (2007). Isı Geri Kazanım Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Yardımıyla Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Ece, E.O. (2011). Ara ısıtılmalı ara soğutmalı Rejeneratörlü bir gaz türbini güç üretim sisteminin ekserjoeekonomik analizi. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Eid, E. (2009). Performance of a Beta-Configuration Heat Engine Having a Regenerative Displacer. *Renewable Energy*, **34**: 2404-2413.
- Erol, D. (2009). Düşük Sıcaklık Farklıyla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Erol, D. (2011). Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları. *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, **3**: 51-74.
- Fauvel, O. R. (1992). Further evaluations of low-temperature difference Stirling engine characteristics. 27th. Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, San Diego, 5.1-5.5.
- Finkelstein, T. (1959). Air engines. *The Engineer*, 492-497.
- Fu, Z.X., Nasar, S.A. (1992). Stability analysis of free piston Stirling engine power generation system. 27th. Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, San Diego, 5.13-5.22.
- Hoehn, F.W., McDaugal, A.R. (1978). Design of a prototype Stirling laboratory research engine. 13th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, San Diego, 1-2.
- Houda Hachem, H., Gheith, R., Aloui F., Nasrallah, S.B. and Dincer, İ. (2016). Exergy assessment of heat transfer inside a Beta type Stirling engine. *International Journal of Exergy*, **20**: No. 2,186–202.
- Hsu, S.T., Lin, F.Y. and Chiou, J.S. (2002). Heat-Transfer Aspects of Stirling Power Generation Using Incinerator Waste Energy. *Renewable Energy*, **28**: 59-69.

- İpek, M.Y. (2015), Isı Değiştiricilerinde ASBHY Yaklaşımı ile Malzeme Seçimi. Yüksek Lisans tezi, Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.
- Kai W., Seth R.S., Swapnil D., Fook H.C., Fei D., (2016). Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **62**: 89-108.
- Karabulut, H. (2008). Doğal Gazla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı, İmalatı ve Testleri. TÜBİTAK 105M256 nolu Proje Raporu, Ankara.
- Kato, Y. and Baba, K. (2013). Empirical Estimation of Regenerator Efficiency For a Low Temperature Differential Stirling Engine. *Renewable Energy*, **62**: 285-292.
- Kongtragool, B. and Wongwises, S. (2005). Thermodynamic Analysis of a Stirling Engine Including Dead Volumes of Hot Space, Cold Space and Regenerator. *Renewable Energy*, **31**: 345-359.
- Le'an, S., Yuanyang, Z., Liansheng, L. and Pengcheng, S. (2009). Performance of a prototype Stirling Domestic Refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, **29**: 210-215.
- Leu, J-H. (2010). Biomass Power Generation through Direct Integration of Updraft Gasifier and Stirling Engine Combustion System. *Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering*, **2**: 1-7
- Luo, Z., Sultan, U., Ni, M., Peng, H., Shi, B. and Xiao, G. (2016). Multi-objective optimization for GPU3 Stirling engine by combining multi-objective algorithms. *Renewable Energy*, **94**: 114-125.
- Martini, W.R. (1978). Stirling Engine Design Manual. U.S. Department of Energy, USA.
- McGreavy, C. and Smith, I. (1986). Modelling of a Fluid Catalytic Cracker. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, **8**: 130-136.
- Meijer, R.J. (1960). The philips Stirling thermal engine. Thesis, Technische Hogeschool Delft, 99-103.

- Nam, K. and Jeong S. (2005). Development Of Parallel Wire Regenerator For Cryocoolers. *Elsevier*, **46**: 278–287
- Önal E., Yarbay R.Z. (2010). Türkiye’de Yenilenebilir Enerji Kaynakları Potansiyeli Ve Geleceği. *İstanbul Ticaret Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, **18**: 77-96
- Özbay, S. (2011). Stirling Çevrimi İle Çalışan Rejenatörlerin Termal Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Özgören Y.Ö., Çetinkaya S., Karabulut H., Çınar C., Bayrakçeken H., Aksoy F. (2012). Stirling Motorlarında Rejeneratörün Yer Değiştirme Pistonu Üzerine Yerleştirilmesi ve Termal Bariyer Kaplama Kullanımının Araştırılması. Tübitak 109M172 nolu Proje Raporu, Afyonkarahisar.
- Özgören, Y. ve Aksoy, F. (2011). Beta Tipi Bir Stirling Motorunda Rejeneratördeki Konvektif Isı Taşınım Katsayısı Değerlerinin Belirlenmesi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, **4**: 65-74.
- Özgören, Y.Ö. (2004). Stirling Motorlarında Isı Kayıplarının Azaltılması İçin Termal Bariyer Kullanımı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Özgören, Y.Ö. ve Çetinkaya S. (2009). Helyum Ve Havanın İş Gazı Olarak Kullanıldığı Beta Tipi Bir Stirling Motorunun Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, **2**: 221-228.
- Özgören, Y.Ö., Karabulut, H., Çetinkaya, S., Çınar, C., Bayrakçeken, H., Aksoy F. (2010). Yer Değiştirme Pistonu İçerisinde Rejeneratör Bulunan β Tipi Bir Stirling Motorunun Nodal Analizi. 11. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Saraybosna 24 – 27 Haziran, 1-8
- Puech, P. and Tishkova, V. (2010). Thermodynamic Analysis of a Stirling Engine Including Regenerator Dead Volume. *Renewable Energy*, **36**: 872-878.
- Senft, J. R. (1984). A low temperature difference ringbom Stirling demonstration engine. 27th. Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, San Diego, August 3-7, 5.1-5.5.

- Senft, J. R. (1992). Mechanical efficiency considerations in the design of an ultra low temperature differential Stirling engine. 27th. Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings, San Diego, August 3-7, 5.7-5.12.
- Sertkaya, A. A. (2013). Metal Köpük Isı Değiştiriciler. *Mühendis ve Makina*, **646**: 22-26.
- Sevilgen, S.H. (2004). Exergoeconomic Analysis Of Cogeneration System. *Journal of Engineering and Natural Sciences*, **4**: 234-248.
- Şimşek N. (1998). Enerji Sorununun Çözümünde Jeotermal Enerji Alternatifi. *Çevre ve Ekoloji Dergisi*, **29**: 15-20.
- T.C. Çevre Bakanlığı (1991). 2000'li Yıllara Doğru Çevre. Çevre Bakanlığı, Ankara, 255-262.
- Tavakolpour, A.R., Zomorodian, A. and Golneshan, A.A. (2007). Simulation, construction and testing of a two cylinder solar Stirling engine powered by a flat plate solar collector without Regenerator. *Elsevier*, **33**: 77-83
- Uğurlu Y. (2014). Stirling Motorunda Gaz Hareketlerinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyonkarahisar.
- Ünal Ş., (1996). Döner Tip Rejeneratörlerin Etkinliğinin Nümerik Olarak Hesaplanması. Doktora Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
- Üstün, S. (2000). Çift yer değiştirme pistonlu V tipi küçük güçlü bir Stirling motorunun tasarımı ve imalatı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Varol Y. (1991). Rejeneratif Isı Değiştiricileri Yardımıyla Enerji Geri Kazanımı. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Varol, Y. ve Türkbay, İ. (2004). Karşıt Akışlı Rejeneratör Etkinliğinin Sonlu Farklar Yöntemiyle Çözümü. *Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları Dergisi*, **1**: 190-198.
- Walker, G. (1973). Stirling-Cycle Machines. *Clarendon Press*, Oxford, University of Calgary, 52-63, 86-102, 128-129.

- Walker, G. (1980). Stirling Engines. *Clarendon Press*, Oxford, 47-71, 73-103, 107-121, 124-156, 160-199, 203-233, 254-287
- Yang, P. and Liu, Y. W. (2014). Computation Of The İnfluence Of A Phase Adjuster On Thermo-Acoustic Stirling Heat Engine. *Journal Of Power and Energy*, **229**: 73-87.
- Yılmaz, R. (2009). Aktif Manyetik Rejenerasyonlu (Amr) Soğutma Tasarımında Spiral Rejeneratör Yatak Geometrisinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Muğla Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Muğla.
- Yücesu, H. S. (1996). Küçük güçlü güneş enerjili bir Stirling motoru tasarımı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Yücesu, H.S. (1997). Bir Stirling Motorunda Isıtıcı Ve Soğutucu Boyutlarını Belirlemesi İçin Bir Matematik Model. *Tr. J. of Engineering and Environmental Science*, **23**: 105-120.

İnternet Kaynakları

- 1) <http://pas-der.com>, 17.02.2017
- 2) <https://www.saglammetal.com>, 18.02.2017
- 3) <http://www.akyaymetal.com.tr>, 18.02.2017



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mehmet ERDEM
Doğum Yeri ve Tarihi : AFYONKARAHİSAR/31.03.1975
Yabancı Dili : İNGİLİZCE
İletişim (Telefon/e-posta) : 0 532 694 20 63/mehmeterdem03@gmail.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Afyonkarahisar Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesi,
(1989-1992)
Lisans : Elazığ Fırat Üniversitesi, Makine Eğitimi Motor
Öğretmenliği Bölümü, (1994-1998)
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, (2015-2019)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl :

İstanbul Bağcılar Teknik Lise ve Endüstri Meslek
Lisesi, (1999-2000)
Afyonkarahisar Şuhut Teknik Lise ve Endüstri
Meslek Lisesi, (2001-2004)
Afyonkarahisar Merkez Mesleki Eğitim Merkezi,
(2005- Devam ediyor)