

**TURBO DÖNGÜSEL BİR MOTORUN
PERFORMANSININ ARTTIRILMASI**

Emre ARABACI

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2009

ANKARA

Emre ARABACI tarafından hazırlanan TURBO DÖNGÜSEL BİR MOTORUN PERFORMANSININ ARTTIRILMASI adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Öğr. Gör. Dr. Melih OKUR

.....

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Selim ÇETİNKAYA

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Öğr. Gör. Dr. Melih OKUR

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. İ. Sinan AKMANDOR

.....

Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü, ODTÜ

Doç. Dr. Bahattin ÇELİK

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Karabük Üniversitesi

Tarih: 22 / 06 / 2009

Bu tez ile Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nail ÜNSAL

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Emre ARABACI

**TURBO DÖNGÜSEL BİR MOTORUN
PERFORMANSININ ARTTIRILMASI
(Yüksek Lisans Tezi)**

Emre ARABACI

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Haziran 2009**

ÖZET

Teknolojinin gelişmesi ile birlikte, günümüzde kullanılan enerji dönüşüm makinelerine her geçen gün daha ekonomik ve daha verimli tasarımlar eklenmektedir. Yeni bir termodinamik çevrime sahip ve prototip aşamada olan turbo döngüsel Pars motor bu tasarımlardan biridir.

Turbo döngüsel Pars motor, özgün tasarımı ve yeni termodinamik çevrimi ile pistonlu, wankel, turbojet, turboprop ve turboşaft motorlardan daha verimli, hafif ve daha güçlü olması hedeflenmektedir. Sağladığı bu avantajlarla, Pars motor küçük ve orta boyutta insansız hava, kara ve deniz araçlarında kullanılabilir.

Bu çalışmada 16 cm^3 türbin hacmine sahip motorda palet kalınlığı, yanma odası boyutu ve şeklinin motor performansına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Belirli hava debileri için yapılan deneylerde motor dinamometre ile yüklenerek veriler elde edilmiştir. Elde edilen veriler neticesine 30 l/min hava debisinde motor gücünde palet değişikliği ile %15, yanma odası değişikliği ile % 40'a varan artışlar sağlanmıştır.

Bilim Kodu : 708.3.026

Anahtar Kelimeler : Döngüsel Motor, İçten yanmalı, Turbo

Sayfa Adedi : 101

Tez Yöneticisi : Öğr. Gör. Dr. Melih OKUR

INCREASING THE PERFORMANCE OF A TURBO ROTARY ENGINE

(M. Sc. Thesis)

Emre ARABACI

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
JUNE 2009**

ABSTRACT

With the development of technology, more economical and more effective designs are added everyday to the energy conversion machinery used today. Turbo rotary Pars engine has a new thermodynamic cycle, one of these designs.

Turbo rotary Pars engine has a distinctive design and novel thermodynamic cycle which aims to be more efficient, light and powerful than reciprocating, Wankel, micro turbojet, turboprop and turboshaft engines. Pars engine can be used in unmanned small end middle sized air, land and sea vehicles with these advantages.

In this study, the effect of vane width, combustion chamber size and shape on the performance of an engine having 16 cm³ turbine volume, were investigated experimentally. Data collection have been made at specific mass air flow by loading a dynamometer. As a result, with the change of vanes and combustion chamber, engine power was increased by 15% and 40%, respectively at 30 l/min air flow mass.

Science Code : 708.3.026
Key Words : Rotary engine, Internal combustion, Turbo
Page Number : 101
Adviser : Instructor Dr. Melih OKUR

TEŞEKKÜR

Çalışmanın başlangıcından sonuna kadar hiçbir desteği esirgemeyen tez danışmanım sayın Öğr. Gör. Dr. Melih OKUR hocam ve çalışmanın temelini oluşturan, güler yüzü ile çalışma isteğini aşılayan sayın Prof. Dr. İ. Sinan AKMANDOR hocam başta olmak üzere; ders aşamasındaki yardımlarından dolayı sayın Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU ve sayın Doç. Dr. Can ÇINAR hocalarıma, cumartesi günlerinde atölye çalışmaları esnasında her zaman yardımcı olan ve bilgilerini paylaşan Pars Makine'nin değerli çalışanları sayın Şenol ŞİRİN ve sayın Onur TURAN arkadaşlarıma, manevi desteklerini esirgemeyen Eskişehir'deki tüm atölye çalışma arkadaşlarıma, maddi ve manevi destekleriyle hep yanımda olan canım aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xii
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	5
2.1. Döngüsel Motorlar	5
2.1.1. Buharla çalışan döngüsel motorlar	5
2.1.2. İçten yanmalı çevrimlere göre çalışan döngüsel motorlar	12
2.1.3. Turbo döngüsel Pars motor üzerinde yapılan çalışmalar	29
2.2. Döngüsel Motorların Temelini Oluşturan Pompa ve Kompresörler ...	29
3. MATERYAL METOT.....	45
3.1. Turbo Döngüsel Motorun Genel Yapısı ve Çalışması	45
3.2. Turbo Döngüsel Pars Motorun Termodinamiği.....	48
3.3. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Motorun Özellikleri	50
3.4. Kompresör İçin Debi ve Hidrolik Moment Hesabı.....	52
3.5. Türbindeki Yanma Etkisiyle Elde Edilen Moment	56

Sayfa

3.6. Palet Üzerinde Yapılan Değişikliklerle Motor Performansı Geliştirme Çalışması	57
3.6.1. Palet ve gömlek (rotor) üzerinde oluşan kuvvetler	58
3.6.2. Palet kalınlığının değiştirilmesi.....	63
3.7. Yanma Odası Şeklinin ve Boyutlarının Değiştirilmesinin Motor Performansına Etkisi	65
3.8. Deney Şartları ve Deney Düzenekinin Genel Yapısı.....	70
4. DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	74
4.1. Palet Üzerinde Yapılan Değişikliklerin Motor Performansına Etkileri	74
4.1.1. Palet kalınlık deneyleri	74
4.1.2. Palet ağırlık deneyleri	80
4.2. Yanma Odası Boyut ve Şeklinin Motor Performansına Etkisi.....	87
4.3. Değerlendirme.....	92
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	94
KAYNAKLAR	96
ÖZGEÇMİŞ	100

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Deney motorunun özellikleri	51
Çizelge 3.2. Deneylerde kullanılan paletlerin boyutları	64
Çizelge 3.3. Deneylerde kullanılan paletlerin ağırlıkları	65
Çizelge 3.4. Yanma odası hacimlerinin değişimi.....	67
Çizelge 4.1. Palet kalınlığına göre performans değişimi	76
Çizelge 4.2. Palet ağırlığına göre performans değişimi.....	86

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Dunn'un buharlı döngüsel motor tasarımı	6
Şekil 2.2. Cornelison'un buharlı döngüsel motor tasarımı	7
Şekil 2.3. Henkel'in buharlı döngüsel motor tasarımı	8
Şekil 2.4. Hummel'in buharlı döngüsel motor tasarımı	9
Şekil 2.5. Jensen'in buharlı döngüsel motor tasarımı.....	10
Şekil 2.6. Granberg'in buharlı döngüsel motor tasarımı	11
Şekil 2.7. O'brein'in buharlı döngüsel motor tasarımı.....	12
Şekil 2.8. Petty'nin pistonlu içten yanmalı döngüsel motor tasarımı.....	13
Şekil 2.9. Petty motorunun pistonu ve atalet ağırlıkları	14
Şekil 2.10. Craft'ın tasarımında kullandığı döngüsel valfli mil	15
Şekil 2.11. Craft'ın içten yanmalı döngüsel motor tasarımı	16
Şekil 2.12. Hogguer'in içten yanmalı döngüsel motor tasarımı	17
Şekil 2.13. John Knee'nin eliptik rotorlu motor tasarımı	18
Şekil 2.14. Scott'un gövdeden paletli içten yanmalı motor tasarımı	20
Şekil 2.15. Taylor'un döngüsel motor tasarımı	21
Şekil 2.16. Eells'in iki parçalı rotora sahip döngüsel motor tasarımı	22
Şekil 2.17. Rotary Vee motorunun genel görünümü	23
Şekil 2.18. Crutchfield'in döngüsel motor tasarımı	25
Şekil 2.19. Person'un döngüsel motor tasarımı.....	26
Şekil 2.20. Aksoy'un eliptik motor tasarımı	27
Şekil 2.21. Bir Wankel motorunun parçaları	28
Şekil 2.22. Wankel motorunun yapısı ve çalışması.....	29

Şekil	Sayfa
Şekil 2.23. Galin'in gövdeden paletli kompresör üzerindeki yağlama ile ilgili çalışması	32
Şekil 2.24. Kawaguchi'nin yatakların yağlanması ile ilgili çalışması	33
Şekil 2.25. Hwang'ın muyluların ve yatakların yağlanması ile ilgili çalışması	34
Şekil 2.26. Bagepalli'nin palet üzerindeki çalışması	35
Şekil 2.27. Palet üzerindeki yanal hidrodinamik yükler	36
Şekil 2.28. Kawaguchi'nin pompadaki sesin azaltılması yönündeki tasarımları	37
Şekil 2.29. Sano'nun pompadaki sesin azaltılması yönündeki tasarımı	38
Şekil 2.30. Bagepalli'nin palet nedeniyle oluşan sesin azaltılmasına yönelik tasarımlar	39
Şekil 2.31. Hattori'nin merkezden giriş gazını geçirmesi ile ilgili tasarımı	40
Şekil 2.32. Hattori'nin tasarımı için çeşitli palet piston örneklemeleri	41
Şekil 2.33. Adams'ın palet üzerindeki çalışması	42
Şekil 2.34. Rinehart'ın palet yuvasındaki çalışması	43
Şekil 2.35. Rinehart'ın palet yuvası üzerindeki örneklemeleri	44
Şekil 3.1. Turbo döngüsel Pars motorun genel parçaları	46
Şekil 3.2. Turbo döngüsel Pars motorun çalışma prensibi	47
Şekil 3.3. Turbo döngüsel Pars motorun kısımları	48
Şekil 3.4. Pars motorun termodinamik çevrim için P-V diyagramı	49
Şekil 3.5. Pars motorun termodinamik çevrim için T-S diyagramı	49
Şekil 3.6. Kompresör/türbin için referans çizimi	52
Şekil 3.7. İki kademeli bir kompresörde moment değişiminin gösterimi	54

Şekil	Sayfa
Şekil 3.8. İki kademe ve tek kademe kompresör için hidrolik moment	55
Şekil 3.9. Türbindeki yanma etkisi ile θ açısına göre moment değişimi	57
Şekil 3.10. Etki kuvveti yüzeyi ve kuvvet kolları değişiminin açısal ilişkileri	58
Şekil 3.11. Kompresör için θ açısına göre a ve c açılarının değişimi	60
Şekil 3.12. Palet üzerinde oluşan yanıl kuvvetler	61
Şekil 3.13. θ açısına göre kuvvet ve kuvvet kolu değişimi.....	62
Şekil 3.14. Palet kalınlığı deneyi için yuvada yapılan değişiklik	63
Şekil 3.15. Yanma odası tasarımının motor üzerinde değiştirilmesi	66
Şekil 3.16. Tasarım 1 için akış ve basınç dağılımı	68
Şekil 3.17. Tasarım 2 için akış ve basınç dağılımı	69
Şekil 3.18. Tasarım 3 için akış ve basınç dağılımı	69
Şekil 3.19. Yanma odası soğuk akış basınç dağılımı	70
Şekil 3.20. Motorun deney için düzenlenmiş şematik hali	71
Şekil 3.21. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.....	72
Şekil 4.1. Farklı palet kalınlıkları için 20 l/min hava debisinde güç-motor hızı grafiği	75
Şekil 4.2. Farklı palet kalınlıkları için 25 l/min hava debisinde güç-motor hızı grafiği	76
Şekil 4.3. Farklı palet kalınlıkları için 30 l/min hava debisinde güç-motor hızı grafiği	77
Şekil 4.4. Farklı palet kalınlıkları için 20 l/min hava debisinde basınç-motor hızı grafiği.....	78
Şekil 4.5. Farklı palet kalınlıkları için 25 l/min hava debisinde basınç-motor hızı grafiği.....	79

Şekil	Sayfa
Şekil 4.6. Farklı palet kalınlıkları için 30 l/min hava debisinde basınç-motor hızı grafiği.....	80
Şekil 4.7. 20 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş kalın palet için güç-motor hızı grafiği	81
Şekil 4.8. 25 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş kalın palet için güç-motor hızı grafiği	82
Şekil 4.9. 30 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş kalın palet için güç-motor hızı grafiği	83
Şekil 4.10. 20 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş standart palet için güç-motor hızı grafiği	84
Şekil 4.11. 25 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş standart palet için güç-motor hızı grafiği	85
Şekil 4.12. 30 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş standart palet için güç-motor hızı grafiği	86
Şekil 4.13. 20 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için güç değişimleri	87
Şekil 4.14. 20 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için basınç değişimleri	88
Şekil 4.15. 30 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için güç değişimleri	89
Şekil 4.16. 30 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için basınç değişimleri	90
Şekil 4.17. 40 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için güç değişimleri	91
Şekil 4.18. 40 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için basınç değişimleri	92

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Farklı kalınlıklarda üretilen paletler	64
Resim 3.2. Palet ve yan yastıkların türbin gövdesine montajlanmış hali.....	64
Resim 3.3. İçi boşaltılan paletler	65
Resim 3.4. Deney düzeneğinin genel görünümü	67
Resim 3.5. Üretimi yapılan yanma odası parçaları.....	73

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
a	Gömlek ve gövde merkezi arası uzaklık, m
A	Dengeleyici kuvvet, N
B	İç basınç etkisiyle oluşan kuvvet, N
b	Gömlek dış yarıçapı, m
C	Moment desteği üzerinde oluşan kuvvet, m
d_{em}	Silindirik muylu çapı, m
d_{ep}	Gömlek çapı, m
d_{im}	Gövde iç çapı, m
F_f	Sürtünme kuvveti, N
h	Rotor derinliği, N
H	Hidrolik moment, Nm
h_p	Gömlek derinliği, m
n	Sıkıştırma oranı
P_c	Kompresyon basıncı, bar
P_s	Emme basıncı, bar
Q	Anlık hacimsel debi, l/min
Q_{or}	Ortalama debi, l/min
r_{cr}	Kesme oranı
r	Rotor yarıçapı, m
R	Gövde yarıçapı, m
R_1	Palet üst direnç kuvveti, N
R_2	Palet alt direnç kuvveti, N
t	Palet kalınlığı, m
u	Kuvvet kolu, m
V	Türbin / kompresör hacmi, cm^3

Simgeler**z****1/min** **ρ_{izafi}** **λ** **θ** **μ_f** **ϵ** **Açıklamalar**

Kuvvet kolu, m

Motor Hızı, Bir dakikadaki tur sayısı

İzafi yoğunluk

Rölatif hava/yakıt oranı

Mil dönüş açısı, °

Sürtünme katsayısı

Eksantriklik oranı

Kısaltmalar**CFD****SW****USPTO****WC****Açıklamalar**

Computational Fluid Dynamics

Solidworks CAD Programme

United States Patent and Trademark Office

Tungsten Karbür

1. GİRİŞ

Enerji ve enerjinin verimli kullanılması konuları, su ve gıda sorunlarından sonra araştırılması ve geliştirilmesi gereken en önemli problemlerden biridir. Bilim adamları, insanların gün geçtikçe artan enerji ihtiyaçlarını daha kolay karşılamak ve modern yaşama yollarını bulmak için alternatif enerji kaynaklarını araştırmaktadırlar [1, 2].

Günümüzde her ne kadar rüzgar, güneş ve hidrojen gibi doğal, temiz ve ucuz enerji kaynaklarının tüm endüstri alanlarında yaygınlaştırılma çabaları devam etse de, petrol ve türevi yakıtların kullanımı yoğun olarak devam etmektedir. Bu nedenle alternatif enerji kaynakları ile çalışan enerji dönüşüm makinelerinin tasarımının yanında petrol ve türevi yakıtlarını kullanan çevre dostu ve ekonomik enerji dönüşüm makinelerinin tasarımı da hız kazanmıştır [2, 3].

1588'de Fransız bilim adamı Ramelli'nin döngüsel makine tasarımı, 1759 yılında İskoçyalı bilim adamı James Watt'ın bir buhar makinesi yapması ve ardından 1769 yılında Fransız bilim adamı Nicolas Joseph Cugnot'nun başarı ile çalışmış ilk otomobili olan buharla çalışan Fardier'i yapmasıyla çeşitli enerjilerden mekanik enerji üretme düşüncesi daha da hareketlenmiştir [3-6].

1800'lü yıllara kadar olan bütün çalışmalar hep buhar enerjisi ile ilgili olmuştur. 1796 yılında katı yakıtlardan havagazı elde edilmesi, içten yanmalı motorlar için bir başlangıç noktası olmuştur. 1860 yılında Fransız bilim adamı Jean Joseph Etienne Lenoir'ın havagazı ile çalışan ilk içten yanmalı motorunun ardından, İngiliz bilim adamı William Bennet'in gazların sıkıştırılarak yakılmasıyla güç elde edilmesi fikri ve içten yanmalı motorların geliştirilmesi düşüncesi günümüze kadar gelmiştir. Tüm bu gelişmelerin ardından çeşitli termodinamik çevrimler kabul görmüş ve günümüzde de bu çevrimleri esas alan çalışmalar büyük bir hızla devam etmektedir [7, 8, 9].

Otto, Diesel ve Brayton termodinamik çevrimleri ile çalışan pistonlu motorlar ve gaz türbinleri dünya pazarında büyük bir paya sahiptir. Her ne kadar günümüzde pistonlu motorlar ve gaz türbinlerinin iyileştirilme çalışmaları devam etse de, bu motorların yapısal özelliklerinden dolayı bir takım dezavantajları giderilememektedir. Bu bakımdan pistonlu motorlara ve gaz türbinlerine alternatif olarak yeni yapıda motorlar oluşturulmaya çalışılmaktadır. Geliştirilen bu motorlar arasında, temeli 1500'lü yıllara dayanan döngüsel motorlar önemli bir yere sahiptir. 1951 yılında Alman bilim adamı Felix Wankel'in kendi adıyla patentini aldığı içten yanmalı döngüsel bir motor olan Wankel motoru günümüzde endüstriyel alanda en fazla kullanılan tasarımdır [1, 3].

İçten yanmalı döngüsel motorların avantaj ve dezavantajları aşağıda sıralanmıştır.

Döngüsel motorların avantajları;

- Yüksek güç/ağırlık oranı,
- Düşük ağırlık ve kolay tasarım,
- Kolay balanslama ve az titreşim,
- Daha az hareketli parça (Bağlantı mili, zaman dişlisi, valfler çoğunlukla kullanılmamıştır. Motorun kendine has geometrisi emme ve egzoz zamanlamasını kendisi düzenlemektedir),
- Ayrılmış yanma bölgesi ve dolgu alma bölgesi (Hidrojen vb. yakıtlar için idealdir.),
- Düşük azotoksit emisyonları,
- Düşük üretim maliyeti.

Döngüsel motorların dezavantajları;

- Yanma odasında yüksek yüzey/hacim oranı (termodinamik verimin düşük olması),

- Sızdırmazlık ve kaçak problemleri,
- Yüksek yakıt tüketimi,
- Düşük verim [3, 6].

Turbo döngüsel motorların, tasarım ve performans geliştirme çalışmaları günümüzde de halen devam etmektedir. Yeni bir turbo döngüsel motor olan Pars motorun, dünyada yaygınlaşan küçük ve orta boyutta insansız hava, kara ve deniz araçları için, en uygun motor tiplerinden biri olacağı öngörülmektedir. Ayrıca yeni termodinamik çevrimi ve yapısal avantajları ile günümüzde kullanılan pistonlu, Wankel, mikro turbojet, turboprop ve turboşaft motorlardan çok daha verimli, hafif, ve güçlü bir motor olması amaçlanan özgün bir tasarımıdır.

Pars motorun termodinamik çevrimi ile ilgili patent 2006 yılında Amerika Patent ve Marka Ofisi'nden (USPTO) alınmıştır. Basit yapısı ve birçok avantajlı yönleri ile doğaya ve bilime katkı sağlayacak bir çalışma olarak dünya literatüründe yer alması amaçlanmaktadır [10].

Bu yeni tasarım, üretim ve montaj maliyetlerinin düşük, gaz türbinlerine göre daha modüler, verimli ve düzenli hızlanma özelliğine sahip olmasından dolayı daha avantajlı olduğu düşünülmektedir.

Turbo döngüsel Pars motor genel olarak kompresör ve türbin olmak üzere iki ana kısımdan meydana gelmektedir. Yanma odası ayrı bir parça olabildiği gibi türbin içerisinde de yer alabilmektedir. Motorun her bir bölümü için iyileştirme çalışmaları halen devam etmektedir.

Üzerinde çalışılan turbo döngüsel motorun performansının geliştirilebilmesi için motorun yapısal özelliklerinin ve deneyler sonucunda ortaya çıkan ihtiyaçların iyi belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmanın amacı turbo döngüsel Pars motorun paletinden kaynaklanan sürtünme, basınç vb. kayıpların, ve yanma etkisi ile yanma odası hacmi ve şeklinden dolayı

değişen yanma basıncının elde edilen güç bakımından motor performansına olan etkilerin incelenmesidir. Prototip aşamasında olan Pars motorun endüstriyel bir ürün haline getirilmesine, elde edilen sonuçların katkıda bulunacağı düşünülmektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Döngüsel motorların tarihi gelişimi ile bu gelişim çerçevesinde ortaya çıkan farklı tasarımlar ve karşılaşılan zorluklar, şu an üzerinde çalışılan turbo döngüsel motorun geliştirilmesi için oldukça fayda sağlamaktadır. Geliştirme çalışmaları süren turbo döngüsel motor hakkında literatürde çok sayıda yazılı ve görsel kaynak olmamasına rağmen, bu konu hakkındaki bilimsel çalışmalar hızla devam etmektedir.

2.1. Döngüsel Motorlar

Buhardan güç elde edilmesinin öğrenilmesinden bugüne kadar hayata geçirilmeye çalışılmış yüzlerce döngüsel motor tasarımı vardır. Bu tasarımların bir kısmı belirli endüstriyel alanlarda başarı sağlayarak günümüze kadar gelmiş ve bir kısmı ise birtakım değişiklikler yapılarak farklı alanlarda kullanılmıştır. O günün şartlarına göre kullanım alanı bulamamış olan tasarımlar ise günümüzde halen geliştirilmeyi bekleyen tasarımlar arasındadır.

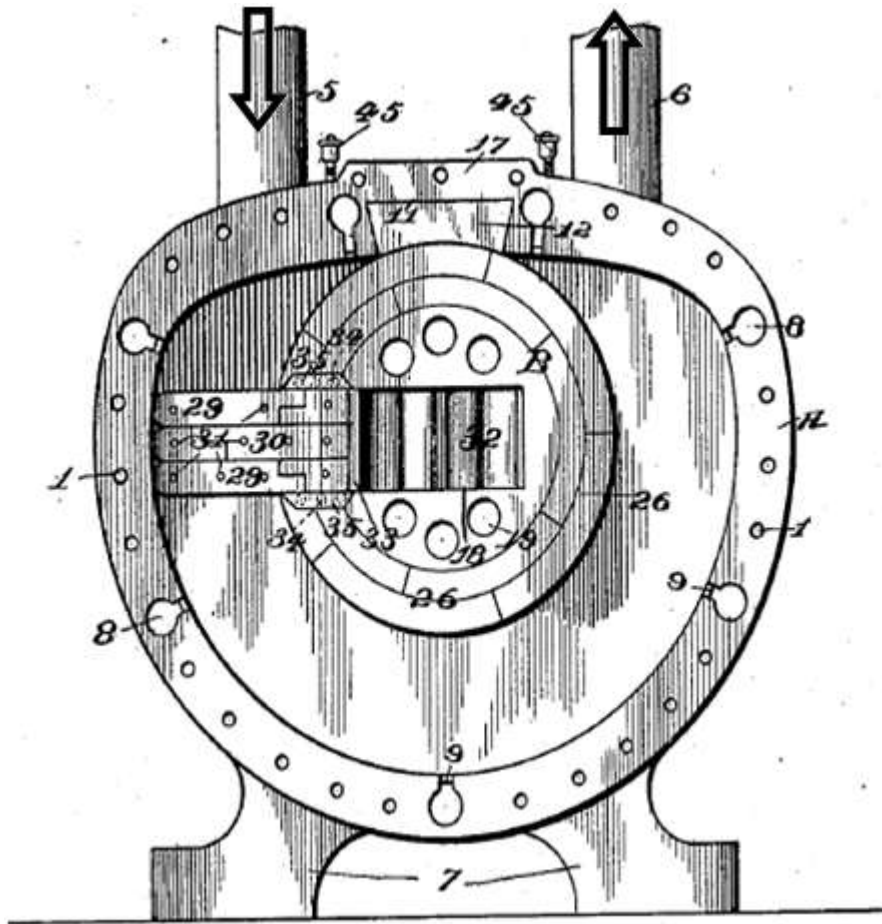
Sözü geçen motorlar genellikle buharla çalışan motorlardır ve tasarımlar hep buhar çevriminin çalışma prensibine göre düzenlenmiştir. Daha sonraları içten yanmalı motorların geliştirilmesiyle döngüsel motorlar konusunda da ilerlemeler elde edilmiştir.

2.1.1. Buharla çalışan döngüsel motorlar

Geçmişten günümüze kadar buharla çalışan birçok döngüsel motor tasarımı ile karşılaşılmaktadır. Bu tasarımlar içerisinde tarih boyunca ön plana çıkmış, patentli ve endüstride farklı kullanım alanları bulmuş olan tasarımlara bu bölümde yer verilmektedir.

1902 yılında Hugh Thomas Dunn'un tasarladığı buharlı döngüsel motorda, rotora yerleştirilmiş bir palet tasarımı bulunmaktadır. Palet, arkasına

yerleştirilen yaprak yaylar yardımıyla, gövde iç yüzeyine sürekli temas etmektedir. Yapısından dolayı motorda büyük bir genleşme evresi oluşmaktadır (Şekil 2.1).

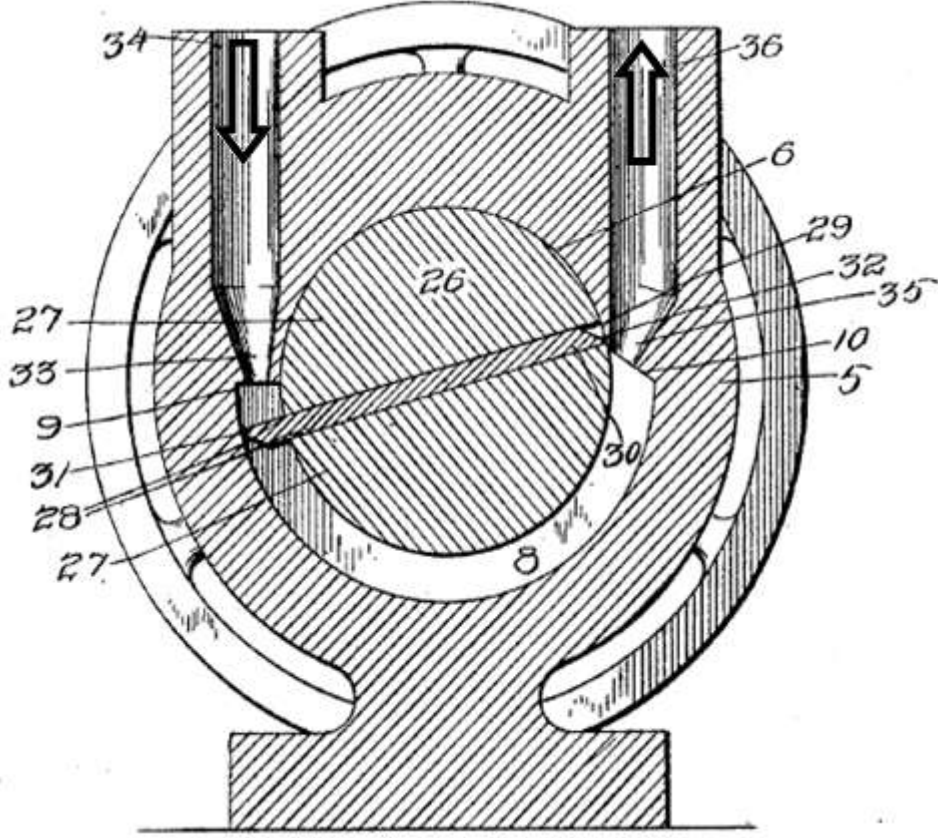


Şekil 2.1. Dunn'un buharlı döngüsel motor tasarımı [11]

Şekil 2.1'de palet "29" ve "30" numaralı parçalarından oluşmaktadır. "31" ile gösterilen kanallar paletin yağlama kanallarıdır. "32" ile gösterilen yaprak yaylar, paleti gövde iç yüzeyine doğru itirmektedir. "5" ile gösterilen kanaldan giren buhar, "26" numaralı rotorun hareketi ile "6" ile gösterilen çıkış kanalına doğru sürüklenmektedir [11].

Clarence M. Cornelison'un 1905 yılında tasarladığı buharlı döngüsel motorda uçları açılı olarak kesilmiş bir palet bulunmaktadır. Silindirik rotor ve palet

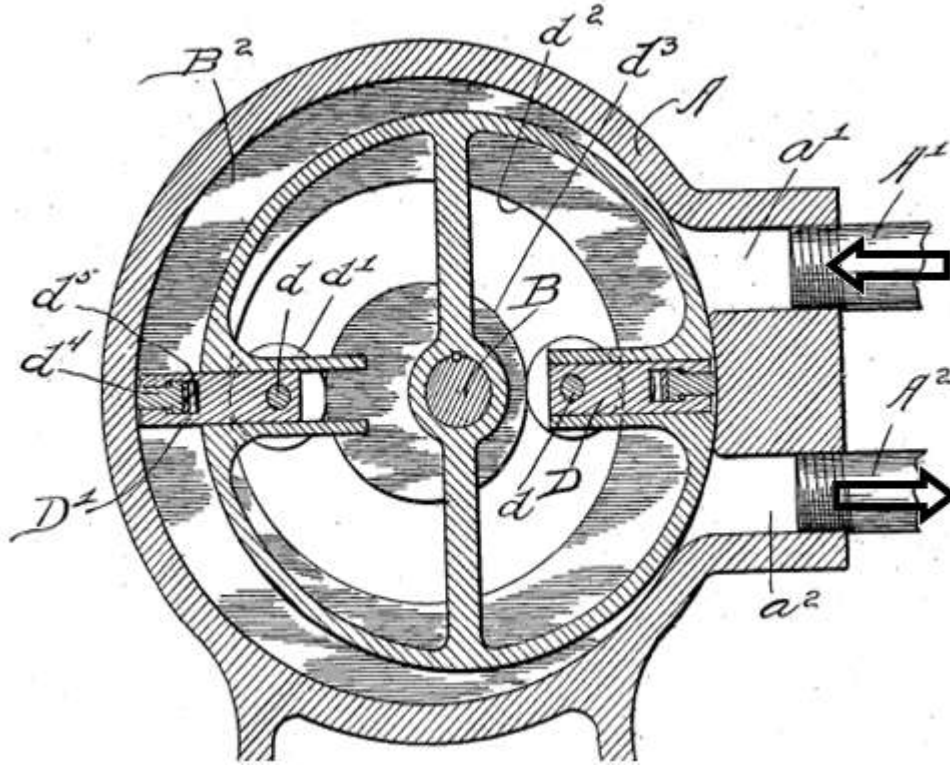
geometrisine uygun stator (gövde) bulunmaktadır. Basit yapısıyla üretimi oldukça kolaydır (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Cornelison'un buharlı döngüsel motor tasarımı [12]

Şekil 2.2'de görüldüğü gibi "30" numaralı palet "26" ile gösterilen rotora yataklandırılmıştır. Stator iç yüzeyine, palet geometrisine uygun bir şekil verilmiştir. "34" ve "36" numaralı giriş ve çıkış kanallarının gövdeye açılan uçları daraltılmıştır. Giriş kanalından giren buhar "8" numaralı hacme dolarak çıkış kanalına doğru sürüklenmektedir. Tasarım, birbirine 90° açı ile yerleştirilmiş iki palet kullanılarak da düzenlenebilmektedir [12].

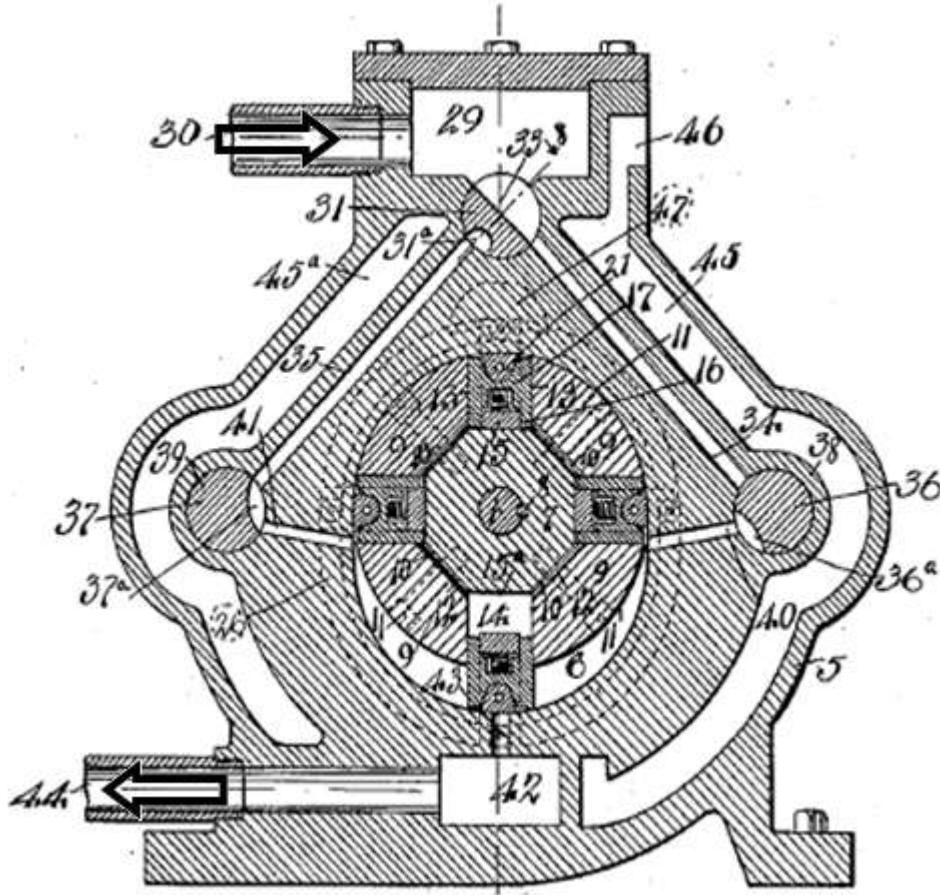
Adolf W. Henkel'in 1907'de tasarladığı motor, eksenden kaçık olarak yerleştirilmiş bir rotor ve iki adet paletten oluşturulmuştur. Paletler, kapak üzerinde bulunan kanal sayesinde herhangi bir yaylı sisteme ihtiyaç duymadan çalışabilmektedir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3. Henkel'in buharlı döngüsel motor tasarımı [13]

Şekil 2.3'te "A¹" ile gösterilen kanaldan giren buhar, saat yönünün tersine dönen rotorun hareketiyle "A²" ile gösterilen kanaldan çıkana kadar sürüklenir. "D" ile gösterilen paletlerin gövde merkezine uzaklığı rotor hareketiyle değişmemektedir. Paletler "d" ile merkezlenmiş "d¹" silindirleri sayesinde "d²" ve "d³" ile gösterilen raylarda hareket etmektedir. Palet üzerindeki "d⁴" ile gösterilen sızdırmazlık segmanı "d⁵" yayının kuvveti ile desteklenmektedir [13].

1912 yılında Franklin P. Hummel'in buharlı döngüsel motor tasarımında yönlendirici valfler kullanılmıştır. Eliptik gövde içerisine yerleştirilmiş silindirik rotor ve üzerine yerleştirilmiş paletler bulunmaktadır. Paletler gövde veya kapak üzerinde bulunan rayda hareket etmektedir. Tasarımda paletler için herhangi bir yaylı sisteme ihtiyaç duyulmamaktadır. Yönlendirici valflerin çalışması için ayrı bir sistem gerekmektedir (Şekil 2.4).

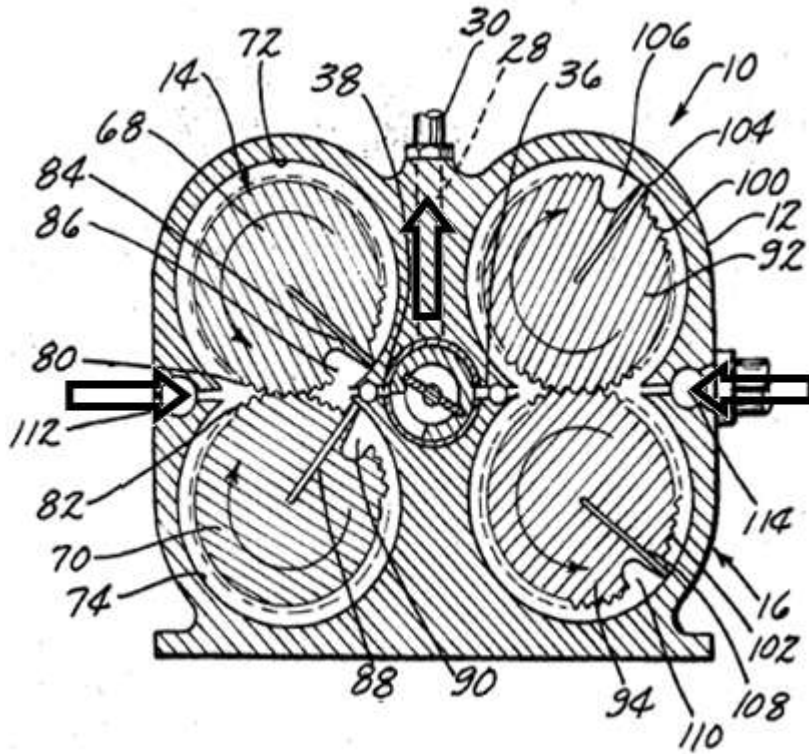


Şekil 2.4. Hummel'in buharlı döngüsel motor tasarımı [14]

Şekil 2.4'te "30" ile gösterilen kanaldan giren buhar "36" ve "37" numaralı valflerin konumuna göre "34" ya da "35" numaralı kanallardan gövdeye ulaşmaktadır. Buhar, rotorun hareketi sayesinde "44" ile gösterilen çıkış kanalından dışarıya atılmaktadır. Paletler "26" ile gösterilen ray üzerinde hareket etmektedir. Motorun üstünde bulunan "31" numaralı yönlendirici valfi, motorun dönüş yönünü belirlemektedir ve bir kol vasıtasıyla elle kontrol edilmektedir. Valfe bağlı bir kol yardımıyla sağa veya sola dönüş sağlanabilmektedir. Diğer iki yönlendirici valf ise içeriye alınan buharın giriş zamanlamasını ayarlamaktadır [14].

1971'de Oluf F. Jensen'in patentini aldığı buharlı döngüsel motoru, günümüzde kullanılan dişli tip pompalarla benzerlik göstermektedir. Dişli ile hareket ileten ve birbirlerine göre zıt yönde dönen rotor çifti ve üzerine

konumlandırılmış paletlerden oluşmaktadır. İki rotor çifti arasında içeriye alınan buharın egzoz zamanında dışarıya atılmasını sağlayan döngüsel valf bulunmaktadır. Tasarım oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir (Şekil 2.5).



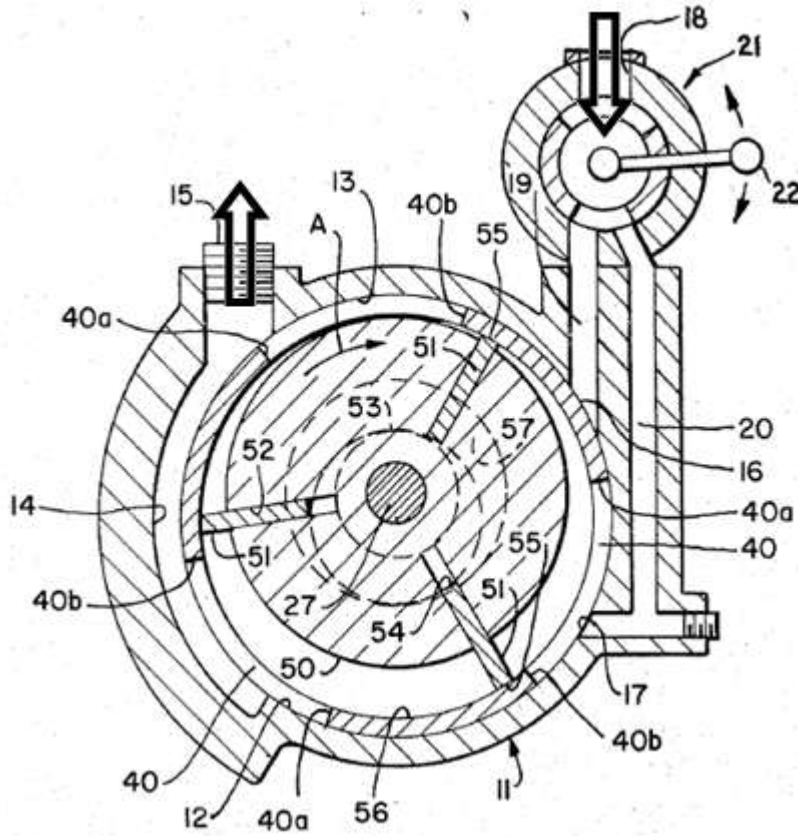
Şekil 2.5. Jensen'in buharlı döngüsel motor tasarımı [15]

Şekil 2.5'te buhar, "112" ve "114" numaralı giriş kanallarından motor içerisine alınmaktadır. Bu sırada rotor üzerindeki "88" ve "84" numaralı paletler giriş kanalına yakın yerde bulunmaktadır. Rotor üzerinde bulunan "90" ve "86" numaralı haznelere dolan buhar, rotorları döndürür ve ortadaki valften dışarıya atılmaktadır. Motorun diğer simetrik kısmı da aynı şekilde çalışmaktadır. Rotorlar birer dişli yapısında olduğundan her rotor grubundaki rotorlar birbirlerine zıt yönde dönmektedir [15].

Jensen'in buharlı döngüsel motoru birçok parçadan oluşmasından dolayı güç kayıpları diğer motorlara göre fazla olmaktadır. Ayrıca karmaşık yapısından dolayı üretim maliyeti de fazladır. Tasarıma dışarıdan bir hareket verildiğinde,

pompa olarak kullanılmaya elverişlidir.

Albert J. Granberg'in 1974 yılında patentini aldığı buharlı döngüsel motor tasarımında, eksenden kaçık bir rotor üzerine konumlandırılmış üç adet palet bulunmaktadır. Paletler rotorun üzerine yataklandırılmıştır (Şekil 2.6).

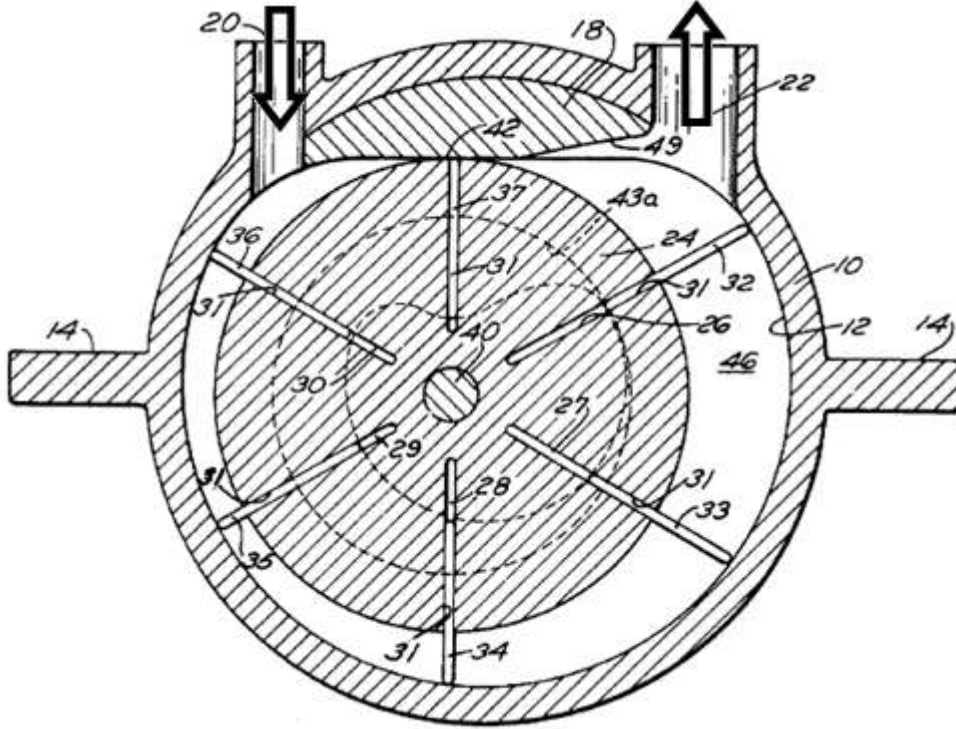


Şekil 2.6. Granberg'in buharlı döngüsel motor tasarımı [16]

Şekil 2.6'da "18" numaralı kanaldan motor içerisine giren buhar, rotor üzerinde bulunan "51" ile gösterilen paletler arasında kalan hacme dolmaktadır. Rotor, buhar basıncı nedeniyle dönmeye başlamakta ve buhar "15" numaralı çıkış kanalından dışarıya atılmaktadır. Giriş kanalının üzerinde bulunan "21" numaralı valf, "22" ile gösterilen kol vasıtasıyla yönlendirilerek motor içerisine gönderilecek buharın miktarını ayarlamaktadır [16].

William J. O'brein in 1975'de patentini aldığı buharlı döngüsel motor

tasarımında silindirik bir rotorun üzerine konumlandırılmış altı adet palet ve rotorun hareket ettiği asimetrik bir gövde bulunmaktadır (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. O'brein'in buharlı döngüsel motor tasarımı [17]

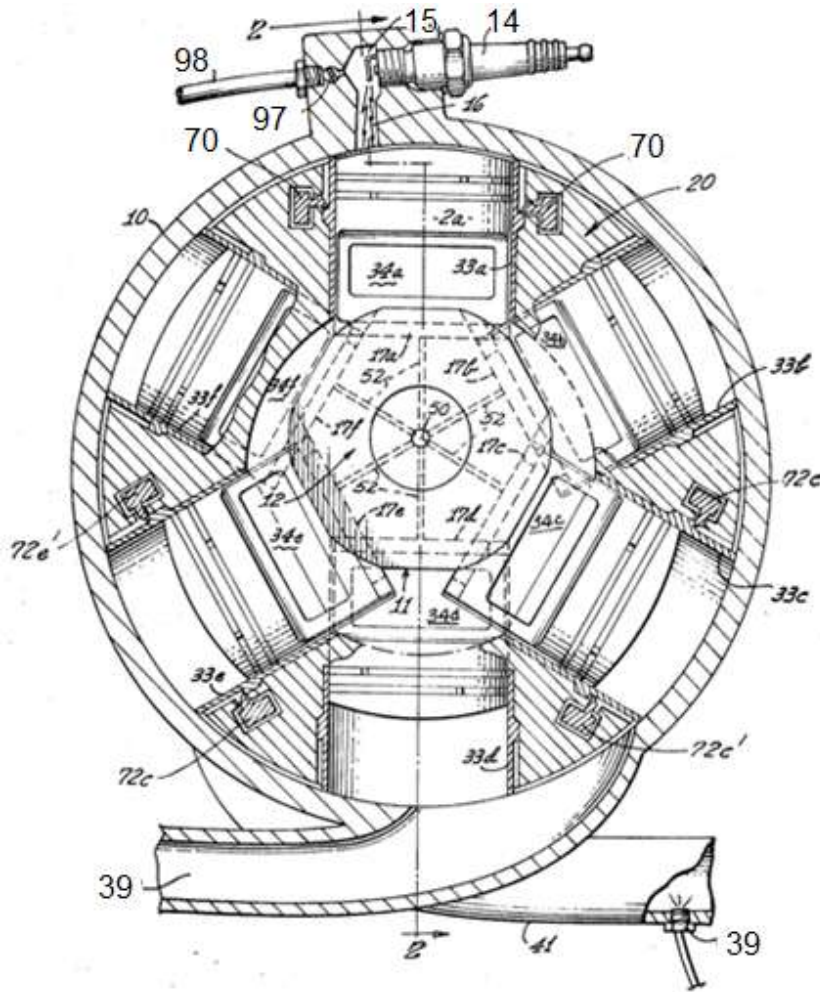
Şekil 2.7'de "34" ile gösterilen paletler, rotor hareketiyle birlikte, asimetrik gövde iç yüzeyini süpürmektedir. Paletlerin hareketi, merkezde bulunan ve gövde ile uyumlu asimetrik bir muylu ile yapılmaktadır. "20" ve "22" numaralı yerler giriş ve çıkış kanallarıdır [17].

2.1.2. İçten yanmalı çevrimlere göre çalışan döngüsel motorlar

Buharlı döngüsel motor tasarımlarının yanı sıra içten yanmalı döngüsel motor tasarımlarıyla ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Bu konu ile ilgili çalışmalar günümüzde de devam etmektedir.

1971 yılında Petty'nin tasarladığı içten yanmalı döngüsel motorda, gövde

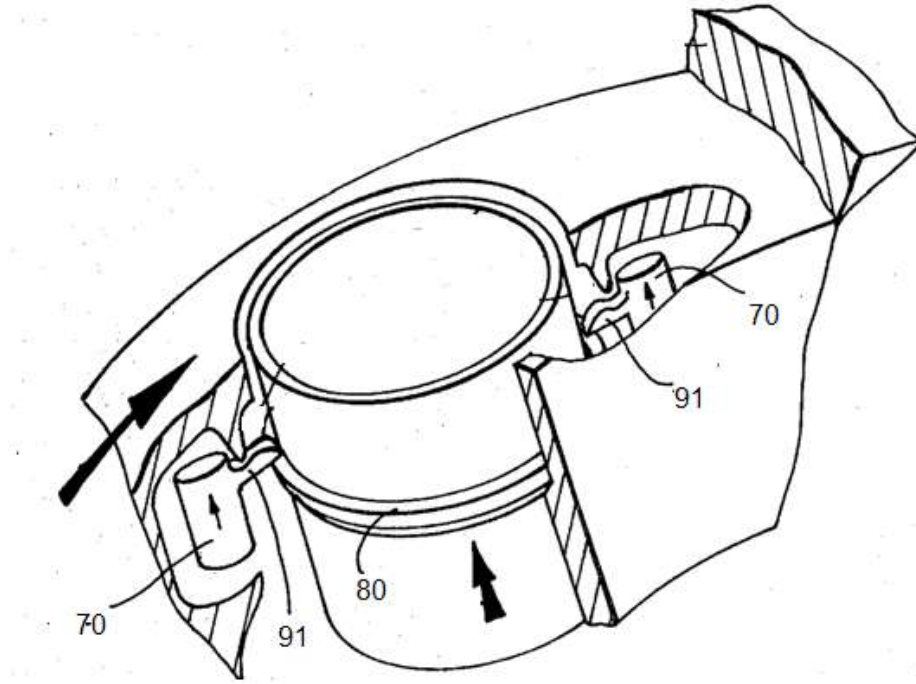
merkezinden kaçık bir mil üzerine yerleştirilmiş pistonlar bulunmaktadır. Bu pistonların silindir içerisindeki hareketi, gövde ekseninden kaçık olan bir mil ile sağlanmaktadır (Şekil 2.8).



Şekil 2.8. Petty'nin pistonlu içten yanmalı döngüsel motor tasarımı [18]

Şekil 2.8'de gösterildiği gibi yakıt veya yakıt-hava karışımı "98" ile gösterilen kısımdan geçerek, "97" numaralı enjektöre gelmektedir. Enjektörden "15" numaralı yanma odasına püskürtülen karışım, piston üst konumdayken "14" ile gösterilen buji ile ateşlenmektedir. Sırası gelen piston üst konuma geldiğinde ateşleme tekrarlanmaktadır. Yanmanın etkisiyle piston aşağıya doğru hareket ederken rotor dönmektedir. "39" numaralı kanaldan yanmış egzoz gazı dışarıya atılmaktadır. "70" ile gösterilen ağırlıklar, motor hızına

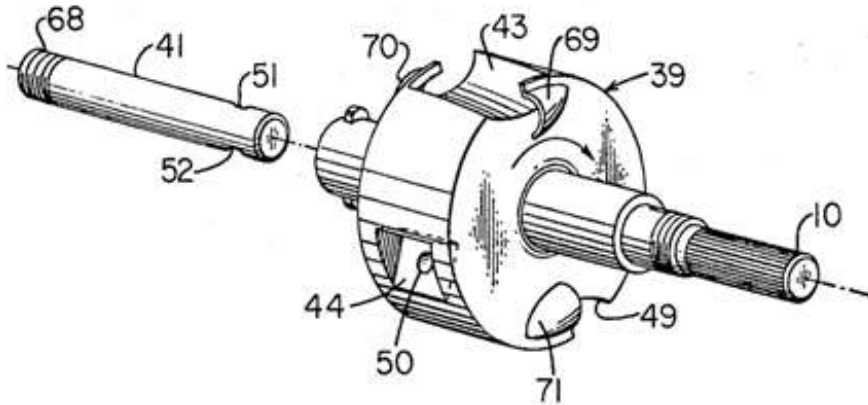
bağılı olarak atalet kuvvetlerinin etkisiyle konumlanarak, yanmanın olduğu pistonun üzerindeki hacmi değiştirmektedir. Motor hızı arttıkça, ağırlıklar pistondan uzaklaşmakta ve bu sayede pistonun üzerindeki yanma hacmi artmaktadır [18].



Şekil 2.9. Petty motorunun pistonu ve atalet ağırlıkları [18]

Şekil 2.9'da "70" numaralı ağırlıklar sayesinde pistonun üst noktaya yaklaşması ve bunun sonucunda üst kısımda kalan hacmin değişmesi sağlanmaktadır. Düşük hızda pistonun üst yüzeyi ile gövde arasında neredeyse hiç boşluk kalmazken piston hızının artmasıyla pistonun gövde ile yaptığı hacim de artmaktadır. "70" numaralı ağırlıklar üzerinde bulunan "91" ile gösterilen çıkıntılar ve piston üzerinde bulunan "80" ile gösterilen halkalar sayesinde piston hareketi ayarlanmaktadır [18].

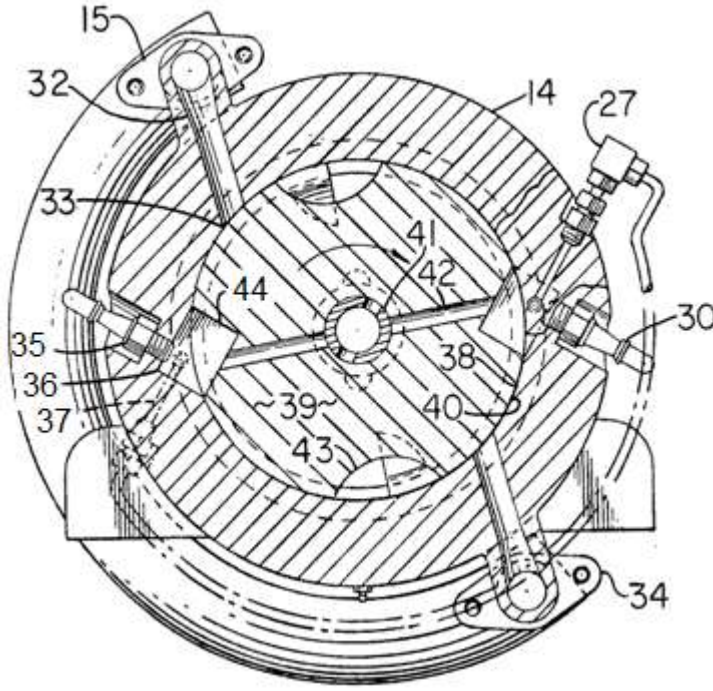
Craft'ın 1972 yılında patentini aldığı çalışmasında, ana mil ortasından hava geçecek şekilde düzenlenmiştir.



Şekil 2.10. Craft'ın tasarımında kullandığı döngüsel valfli mil [19]

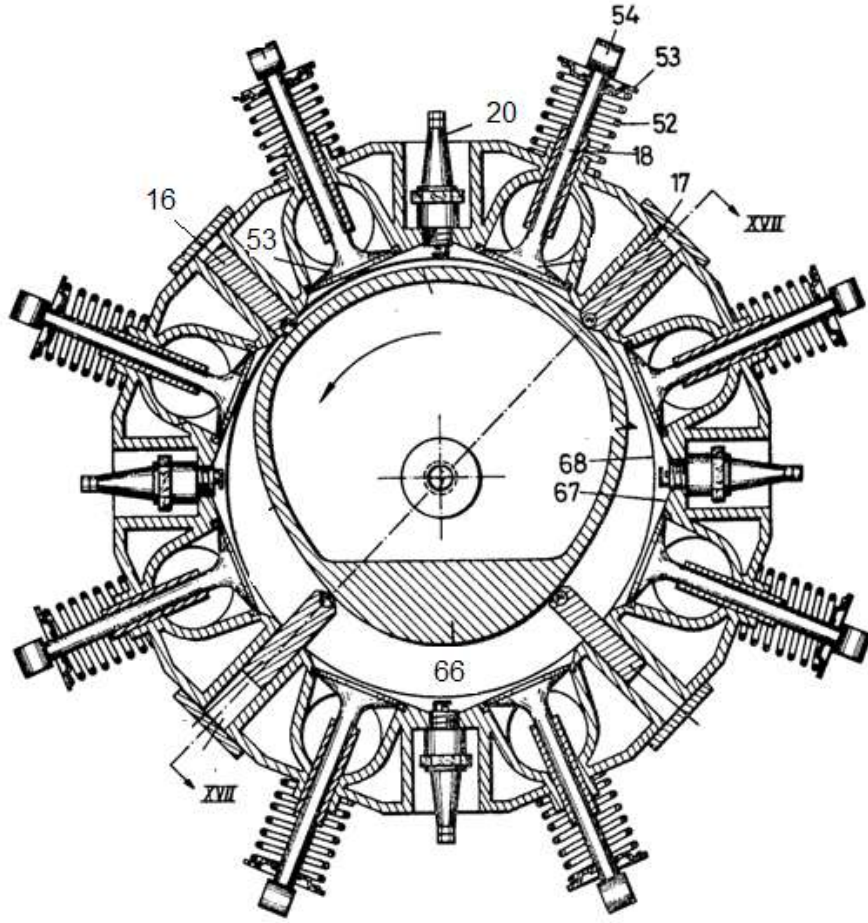
Şekil 2.10'de görüldüğü gibi iç içe iki mil vardır. Bu millerden biri hareket iletimini sağlarken diğeri gövdeye sabitlenmiştir ve boru biçimindedir. “41” ile gösterilen küçük mil sadece havanın “51” ve “52” numaralı kanallardan yanma odasına geçişini sağlamaktadır. Küçük mil üzerinden geçen hava, ana mil üzerindeki kanalla karşılaştığında yanma odasına “50” numaralı delikten içeriye alınmaktadır.

Craft'ın tasarımında iki yanma odası bulunmaktadır. Milin her bir dönüşünde sabit hacimde iki yanma olayı meydana gelmektedir. Şekil 2.11'de milin dönme hareketiyle birlikte “44” ile gösterilen yanma odasının mil üzerindeki bölümü, “36” numaralı yanma odasının gövde üzerindeki kısmı ile birleşerek yanma odasını oluşturmaktadır. Bu arada “37” ile gösterilen enjektörden yanma odasına yakıt püskürtülerek “35” numaralı buji ile yakılmaktadır. Yanma olayı sırasında oluşan basınç artışı neticesinde mil hareket etmektedir ve mil üzerinde bulunan yanma odasındaki gazlar “33” numaralı kanaldan dışarıya atılmaktadır. “36” ile gösterilen kısımda kalan egzoz gazının dışarıya atılması ve yanma odasının soğutulması için yanma odasıyla arasında 90° faz farkı olan “43” ile gösterilen soğutma hacmi bulunmaktadır. Bu hacim yanma olayı sonrasında hem gövde üzerinde bulunan yanma odası bölümünü temizlemekte hem de yanma odasında oluşan fazla ısıyı dışarıya atılmasını sağlamaktadır [19].



Şekil 2.11. Craft'ın buharlı döngüsel motor tasarımı [19]

1971'de Hogguer'in tasarlamış olduğu içten yanmalı döngüsel motor gövdeye konumlandırılmış palet grubu, valf hareket mekanizmaları ve asimetrik rotordan oluşmaktadır Her iki palet arasına emme ve egzoz valfi ile buji yerleştirilmiştir (Şekil 2.12).

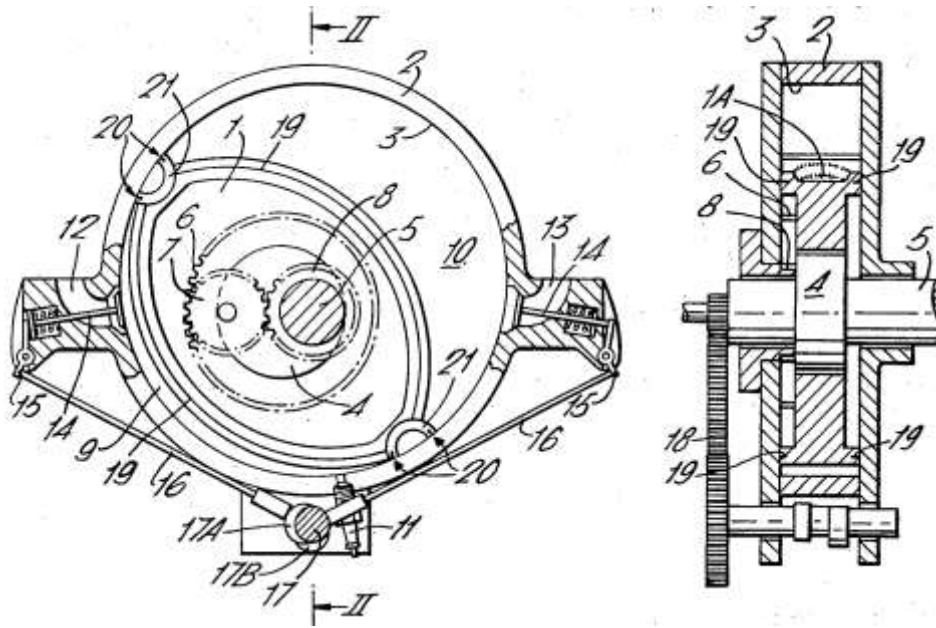


Şekil 2.12. Hogguer'in içten yanmalı döngüsel motor tasarımı [20]

Şekil 2.12'de gösterildiği gibi ortada ana mil üzerindeki "66" ile gösterilen asimetrik döner piston ve 90° açı ile yerleştirilmiş "16" numaralı paletler sayesinde yüksek ve düşük basınçlı bölgeler oluşturulmaktadır. "53" ile gösterilen parçalar emme/egzoz valfleridir. Emme valfinden içeriye alınan karışım, "20" ile gösterilen buji sayesinde tutuşturularak yanma işlemi sonrasında egzoz gazları, egzoz valfinden dışarıya atılmaktadır [20].

Knee'nin 1974'te yaptığı tasarımda ana mil üzerinden bir dişli sistemle hareket alan mil ve merkezden kaçık olarak yerleştirilmiş elipik rotor parçaları bulunmaktadır. Emme ve egzoz valflerini yönetmek için bir kam mekanizmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Mil ile eliptik rotor arasındaki dişli

mekanizması ile mil, rotordan iki kat daha hızlı hareket etmektedir. Valflerin bağlı olduğu kam mili ile ana mil arasında dört kat hız farkı oluşturacak şekilde redüksiyon dişlileri mevcuttur. Eliptik rotor geometrisinden dolayı rotorun her devrinde iki kez ateşleme meydana gelmektedir. Buji ile ateşlemeli olarak tasarlanan motor, sıkıştırma ateşlemeli motor olarak da düzenlenebilmektedir (Şekil 2.13) [21].



Şekil 2.13. John Knee'nin eliptik rotorlu motor tasarımı [21]

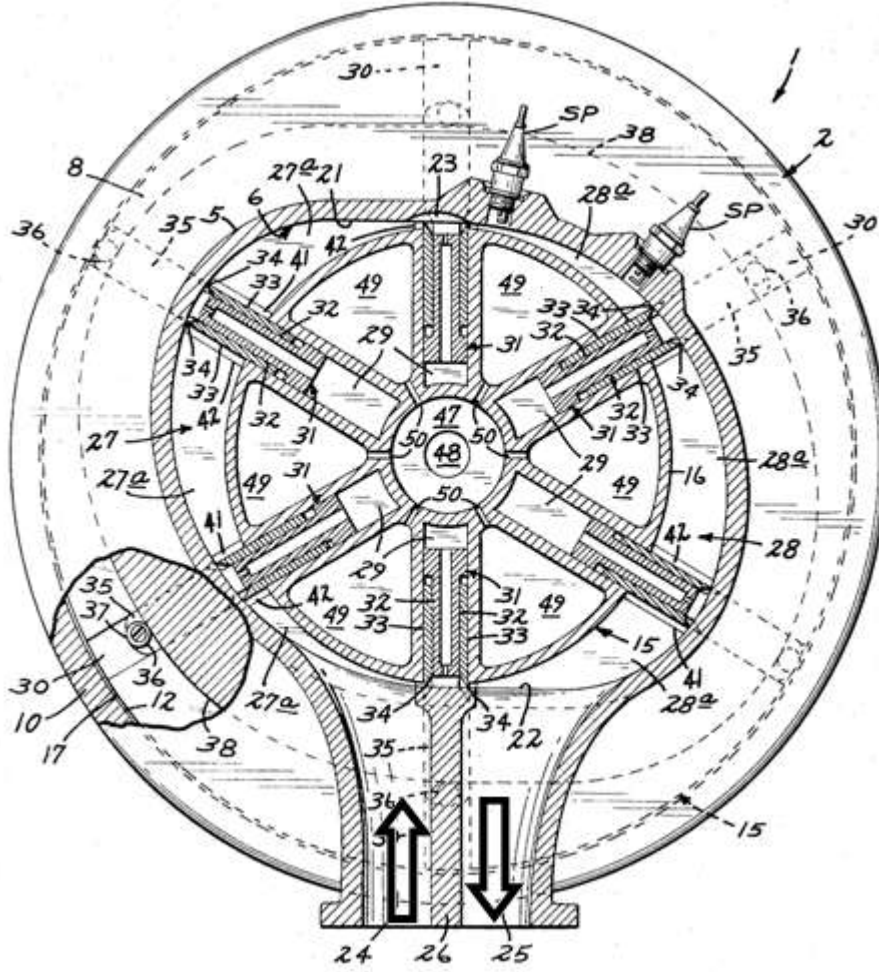
Şekil 2.13'te "20" ile gösterilen hilal şeklindeki parçalar gövde iç yüzeyini süpürerek hareket etmektedir. "19" numaralı eliptik rotorun geometrik eksikliğini "20" ile gösterilen hilal şeklindeki parçalar ortadan kaldırmaktadır. Motorun ilk hareketinden sonra "17" numaralı kam mekanizmasıyla bağlantılı olan "16" ile gösterilen kol ile "15" numaralı manivelaya hareket iletilerek "14" numaralı valf açılmaktadır. "12" kanalından gelen yakıt-hava karışımı, iç hacme alınmaktadır. Rotorun dönüş hareketiyle içeriye alınan karışım sıkıştırılmakta ve "11" ile gösterilen buji ile ateşlenmektedir. Yanmış egzoz gazları "14" numaralı valf yardımıyla "13" ile gösterilen kanaldan dışarıya atılmaktadır. Rotorun iç yapısında bir dişli mekanizması bulunmaktadır.

Rotorun hareketi, “6”, “7” ve “8” ile gösterilen dişliler yardımıyla “5” numaralı ana mile iletilmektedir [21].

Knee'nin tasarımında dişli ve yay mekanizması ile çalışan düzenekler kullanılmaktadır. Bu mekanizmalar nedeniyle tasarım daha fazla karmaşık hale gelmekte ve rotorun eliptik geometrisi ve bu eliptik tasarımın üzerinde bulunan küçük parçalar üretim maliyetlerini de arttırmaktadır.

Scott'un motoru, silindirik rotorun üzerindeki altı adet palet gövde üzerinde bulunan kanallar içerisinde hareket edecek şekilde tasarlanmıştır. Böylelikle paletler, rotor üzerindeki kanallarda hareket ederken yay gibi parçaların kullanımına da gerek kalmamaktadır. Emme ve egzoz kanalları yan yana konumlandırılmıştır. Yanma sonrası ısınan rotorun soğutulması için mil üzerine küçük kanallar açılmıştır (Şekil 2.14).

Tasarımda dikkat çeken bir başka nokta, iki buji kullanılmasıdır. Motorun hızına bağlı olarak bujiler, ya aynı zamanda ya da bir tanesi gecikmeli olarak ateşleme yapması düşünülmüştür. Ancak bu sistemi çalıştırabilmek ve elde edilen sinyallerin kullanılabilmesi için sensörlere ve elektronik kontrol ünitesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durum yanma işleminin daha verimli gerçekleşmesini sağlamaktadır. Ayrıca statorun farklı geometrisi sayesinde yanma sonrası gazın genişmesi için uygun ortam oluşturulmaktadır.

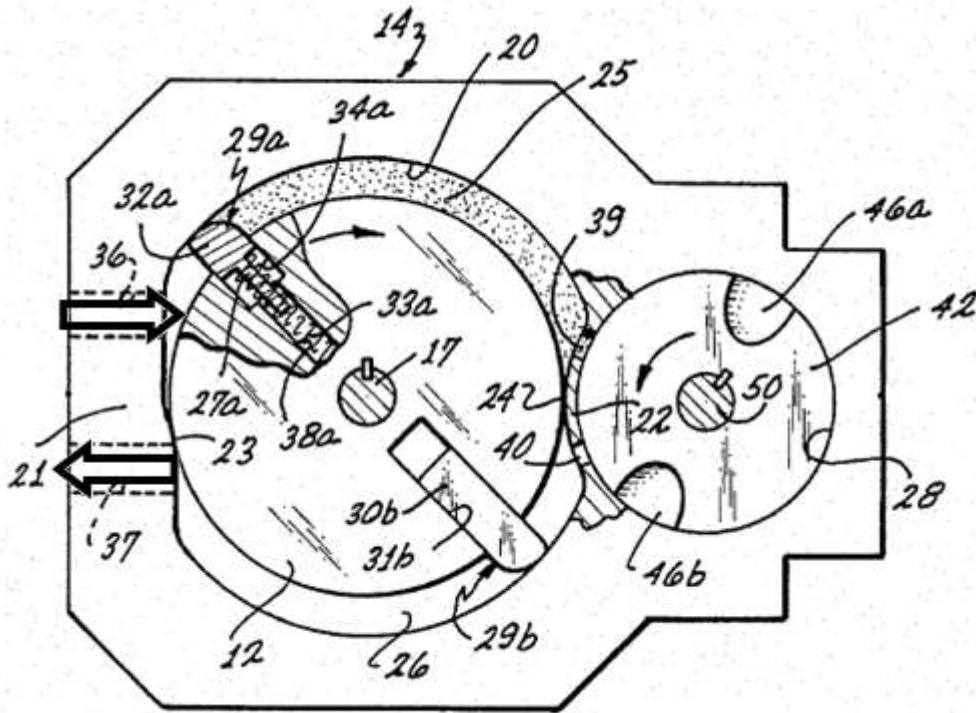


Şekil 2.14. Scott'un gövdeden paletli içten yanmalı motor tasarımı [22]

Şekil 2.14'te "24" ve "25" ile gösterilen kısımlar giriş ve çıkış kanallarıdır. Paletler, rotorun hareketiyle birlikte gövdenin her iki tarafında bulunan "15" kanalı üzerinde hareket etmektedir. "24" numaralı kanaldan alınan yakıt hava karışımı "28a" ile gösterilen hacme ulaştığında bujiler ile tutuşturularak yanmış egzoz gazları çıkış kanalından dışarıya atılmaktadır. "48" ile gösterilen kanaldan geçen hava "50" numaralı kanallardan geçerek çevrim sonrası sıcaklığı artmış olan iki palet arasındaki "49" ile gösterilen bölgeyi soğutmaktadır [22].

Taylor'un 1985'te patentini aldığı içten yanmalı döngüsel motor tasarımında, paletler rotor üzerindedir. Motorda, asimetrik bir gövde ve değişken hacimli

bir yanma odası bulunmaktadır. Giriş kanalından içeriye alınan akışkan sıkıştırılarak yanma odasına iletilmektedir. Yanma sonucu oluşan ürünler rotorun diğer bölgesine iletilerek uzun bir genişmeden sonra çıkış kanalından dışarıya atılmaktadır. Yanma odası ile rotorun eş zamanlı hareketini sağlayan ayarlı mekanizma sayesinde yanmanın gerçekleşeceği hacmin değiştirilmesi de mümkün olmaktadır (Şekil 2.15).



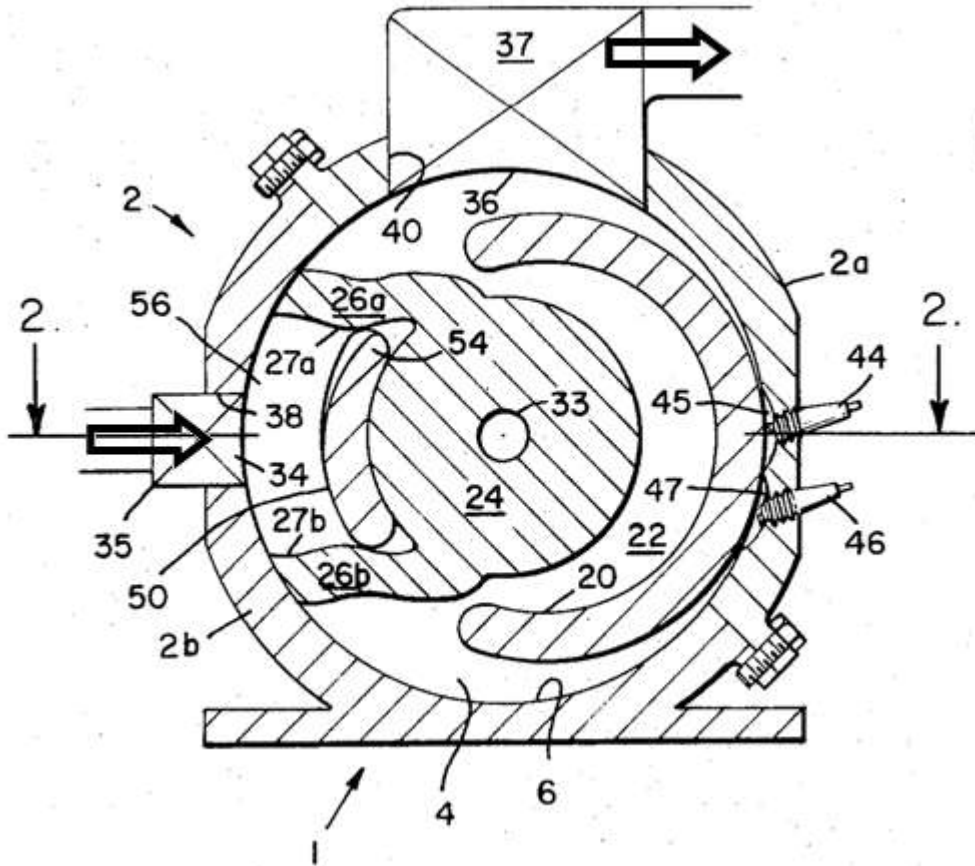
Şekil 2.15. Taylor'un döngüsel motor tasarımı [23]

Şekil 2.15'de "30b" ile gösterilen paletler "27a" numaralı yaylar ile bastırılarak gövde üzerine temas sağlanmaktadır. Saat yönünün tersine dönen rotor, "36" ile gösterilen giriş kanalından alınan hava-yakıt karışımını yanma bölgesine doğru sıkıştırmaktadır. Bu arada rotor ile birlikte "50" ile gösterilen parça da hareket etmektedir. "46a" ile gösterilen cepler sayesinde sıkıştırılan karışım "39" ve "40" kanallarından geçerek yanma bölgesine ulaştırılmaktadır. Bir buji yardımıyla tutuşturulan yakıt-hava karışımı, rotorun "37" numaralı çıkış kanalı ile karşılaşıncaya kadar genişlemektedir. Ayrı bir avans mekanizması ile "50" ve "17" ile gösterilen miller arasında açısal fark oluşturularak, yanma odası

hacmi değiştirilmektedir [23].

Taylor'un tasarımı, yapı olarak diesel çevriminde olduğu gibi sıkıştırılmış hava üzerine yakıt püskürtülmesiyle de çalıştırılabilir bir sistemdir. Ayrıca üzerinde bulundurduğu mekanizma sayesinde değişken yanma odası büyüklüklerine sahip bir tasarım olması tork-motor hızı ve güç-motor hızı grafiklerinde elde edilen eğrilerin iyileşmesine de olanak sağlamaktadır.

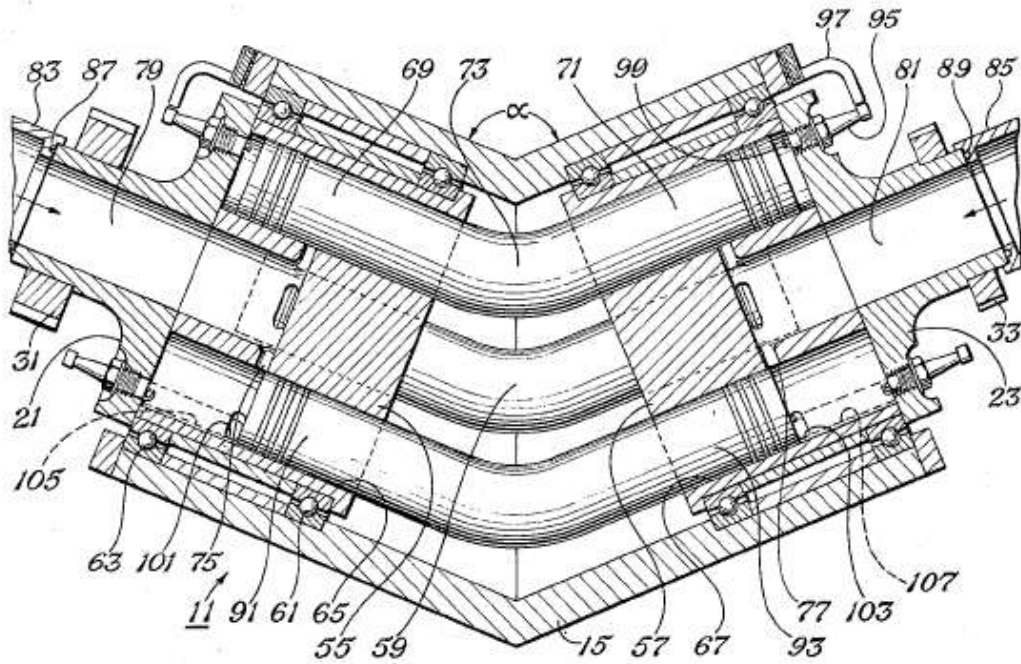
Thomas Eells'in 1974'te patentini aldığı döngüsel içten yanmalı motor tasarımı, değişik geometrili bir rotor yapısına sahiptir. Tasarımda palet ve yay gibi parçalar bulunmamaktadır. Ancak üretimi zor olan parçalar mevcuttur. Ateşleme iki buji ile yapılmaktadır. Motorun yük ve motor hızı koşullarına bağlı olarak, bujiler birbirlerine göre avanslı olarak çalışabilmektedir (Şekil 2.16).



Şekil 2.16 Eells'in iki parçalı rotora sahip döngüsel motor tasarımı [24]

Şekil 2.16'da gösterilen "35" numaralı giriş kanalından geçen yakıt-hava karışımı "56" numaralı hacmi doldurmaktadır. Ana mil üzerine direkt olarak bağlantılı olan "24" numaralı rotoru dönerken, "20" ile gösterilen ana mil ekseninden kaçık olarak yerleştirilmiş rotora da hareket vermektedir. "56" numaralı hacim, iki rotor arasındaki eksenel kaçıklıktan dolayı "44" ve "46" ile gösterilen bujiler ile karşılaştığında küçülmüş olur. Sıkıştırılan yakıt-hava karışımı bujiler ile ateşlenir. Yanmış gazlar "37" numaralı kanaldan dışarıya atılmaktadır [24].

1970 yılında çalışmaları başlayan ve halen NASA tarafından çalışmaları devam eden "Rotary Vee" motoruna ait birçok kayıtlı patent bulunmaktadır. "V" olarak şekillendirilmiş bir piston yapısı vardır. Motor iki zamanlı veya dört zamanlı olarak kullanılacak şekilde tasarlanmıştır (Şekil 2.17).



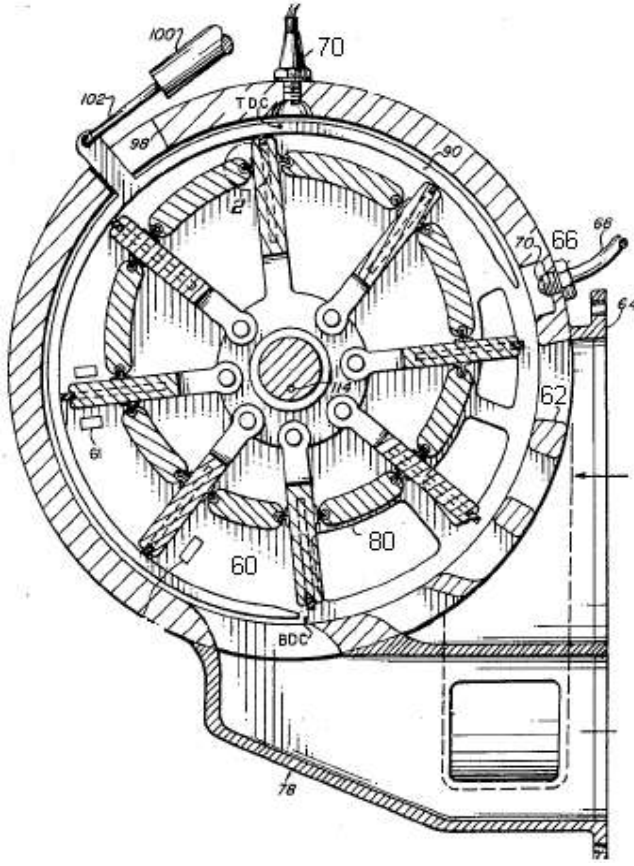
Şekil 2.17. Rotary Vee motorunun genel görünümü [25]

Şekil 2.17'de "α" ile gösterilen açı tasarım gereği, 90°'den büyük 180°'den küçük olmak zorundadır. Bu açının değişimi pistonların çalışma kurs uzunluklarını doğrudan etkilemektedir. "79" ve "81" ile gösterilen kanallardan

yakıt hava karışımı sırası gelen pistonlara ileilmektedir. “91” ve “93” ile gösterilen parçalar sol ve sağ pistonlar olup birbirlerine bağlıdırlar. Piston “ α ” açısını oluşturduğu yerden uzaklaşırken yakıt hava karışımı silindir içerisine alınmaya başlamaktadır. Piston alt ölü noktaya geldiğinde emme işlemi sona ererek sıkıştırma işlemi başlamış olur. Bu esnada emme portu kapanmış durumdadır. Sıkıştırma işleminin ardından “95” numaralı bujiler yardımıyla ateşleme gerçekleştirilmektedir. Egzoz işlemi “75” ve “77” ile gösterilen egzoz portları ile yapılmaktadır. İşlemler, sırası gelen her piston ikilisi için aynı şekilde devam etmektedir [25, 26, 27].

Edward A.Will ve arkadaşları 1995 yılında, 12 silindirli bir Rotary Vee motoru için kinematik analiz, tasarım parametreleri, kritik basınçlar ve tork gibi yapısal formüller elde etmişlerdir. Yapılan çalışmada, tasarımın verimliliğini arttıracak ve yakıt ekonomisi sağlayacak eşik değerlerin elde edilmesiyle, motor tasarımı üzerinde yapılacak çeşitli düzenlemelere de yer verilmiştir [28].

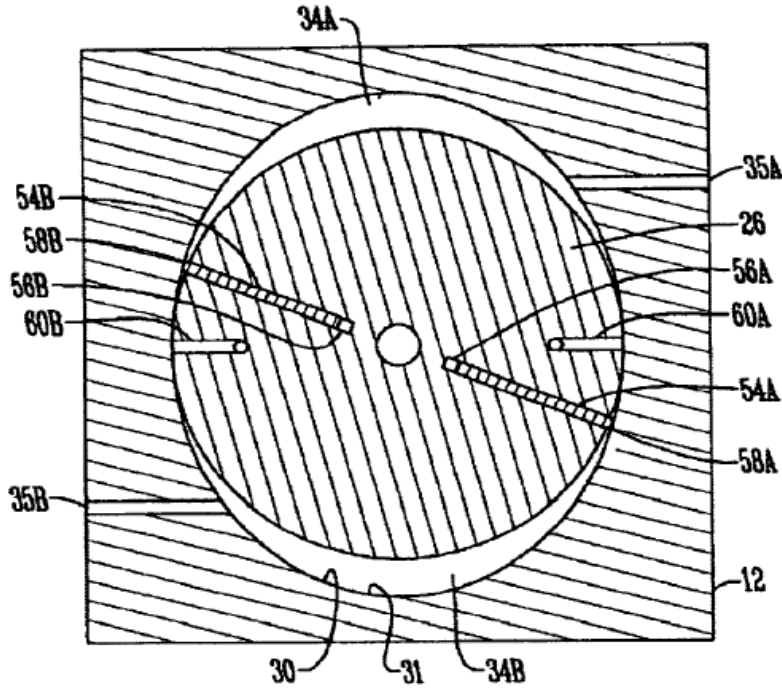
Crutchfield’in 1980 yılındaki döngüsel motor tasarımı, bir merkez etrafına sıralanmış çok sayıda palet ve bu paletlere yataklık eden eksenden kaçık bir bilezikten oluşmaktadır. Tasarımın en büyük özelliği, enjeksiyon ve yanma zamanlamasının uygun hale getirilerek, aynı motor üzerinde farklı hacimde yanma odalarının oluşturulabilmesidir (Şekil 2.18).



Şekil 2.18. Crutchfield'in döngüsel motor tasarımı [29]

Şekil 2.18'de paletlere yataklık eden bilezikteki paletlerin yuvaları arasındaki mesafeler birbirlerinden farklıdır. Bu durum iki palet arasında kalan hacmin büyüklüğünü etkilemektedir. "62" ile gösterilen kısım hava girişi ve "66" numaralı kısım ise yakıt enjektörüdür. Yakıt ve havanın giriş zamanlaması değiştirilerek istenilen iki palet aralığında "70" ile gösterilen buji yardımıyla ateşleme yapılmaktadır. Yanmış egzoz gazları yaklaşık 180° genişleme zamanından sonra "80" numaralı kanaldan dışarıya atılmaktadır [29].

Person'un 2005 yılında patentini aldığı döngüsel motor tasarımı çok basit bir yapıya sahiptir. Tasarlanan motorda iki adet rotor bulunmaktadır (Şekil 2.19).



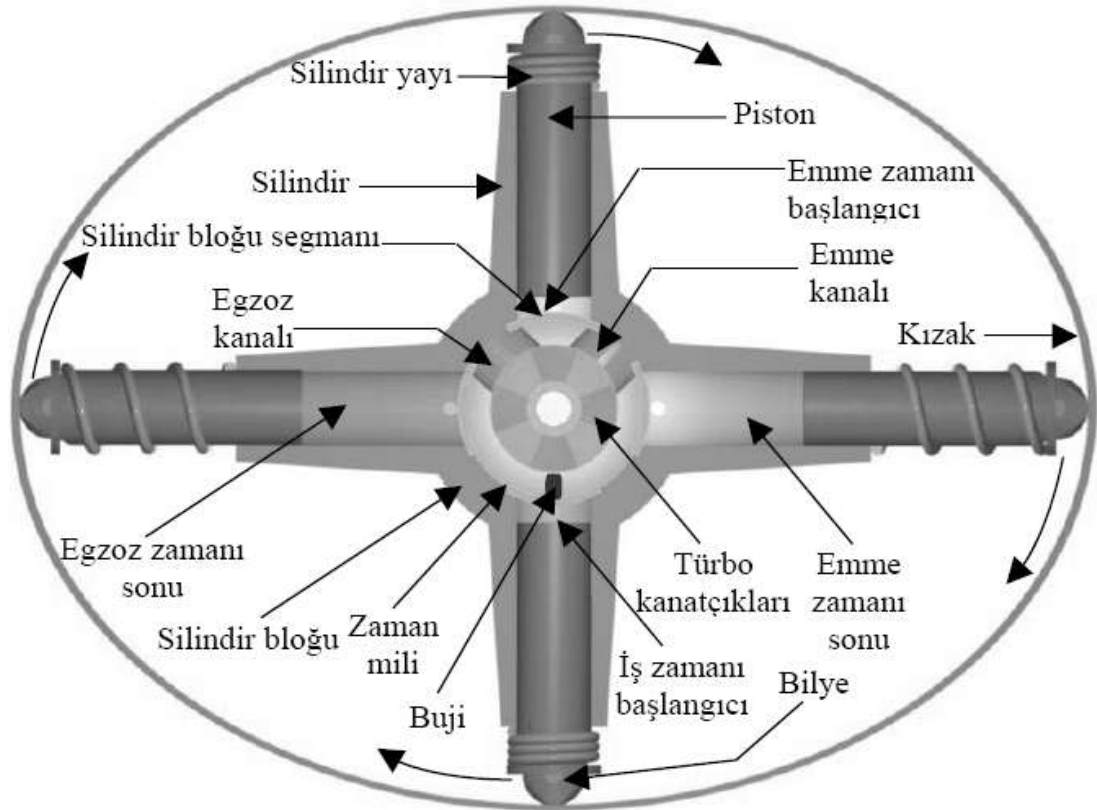
Şekil 2.19. Person'un döngüsel motor tasarımı [30]

Rotorlar oval bir gövde içerisinde hareket etmektedir. Birinci rotorun bulunduğu gövde emme ve sıkıştırma, diğeri ise ateşleme ve genleşme zamanlarını gerçekleştirmektedir.

Şekil 2.19'da Person motorunun bir kademesi görülmektedir. Her iki rotor da benzer geometriye sahiptir. İki rotor arasında 90° açı farkı bulunmaktadır. "35a" ve "35b" ile gösterilen kanalarından geçen hava "34a" ve "34b" numaralı hacimlere dolmakta ve Rotorun hareketiyle birlikte içeriye dolan hava sıkıştırılmaktadır. "60a" ve "60b" ile gösterilen kanallar, iki gövde arasında bulunan kapak üzerindeki deliklerle karşılaştığı anda diğ gövde ile sıkıştırılan hava birleştirilmektedir. Daha sonra basınçlanmış hava yakılarak egzoz kanalından dışarıya atılmaktadır. Her bir rotorda aynı anda iki işlem gerçekleşmektedir [30].

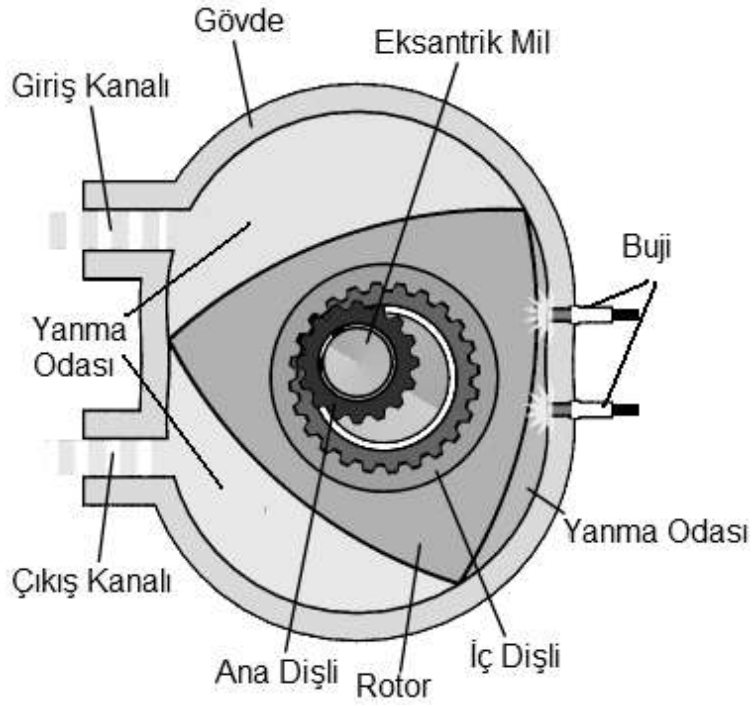
Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi laboratuvarlarında Aksoy, N. tarafından geliştirilen "eliptik motor", silindirlerin içinde bulunan pistonların

eliptik biçimdeki kızağın iç kısmındaki hareketleri ile yanma odası oluşturması ve burada sıkıştırılan yakıt-hava karışımının yakılması ile ortaya çıkan basınç sayesinde pistonların silindirlerin içinden çıkarken silindir bloğunu döndürmeleri esasına dayanmaktadır (Şekil 2.20).



Şekil 2.20. Aksoy'un eliptik motor tasarımı [31]

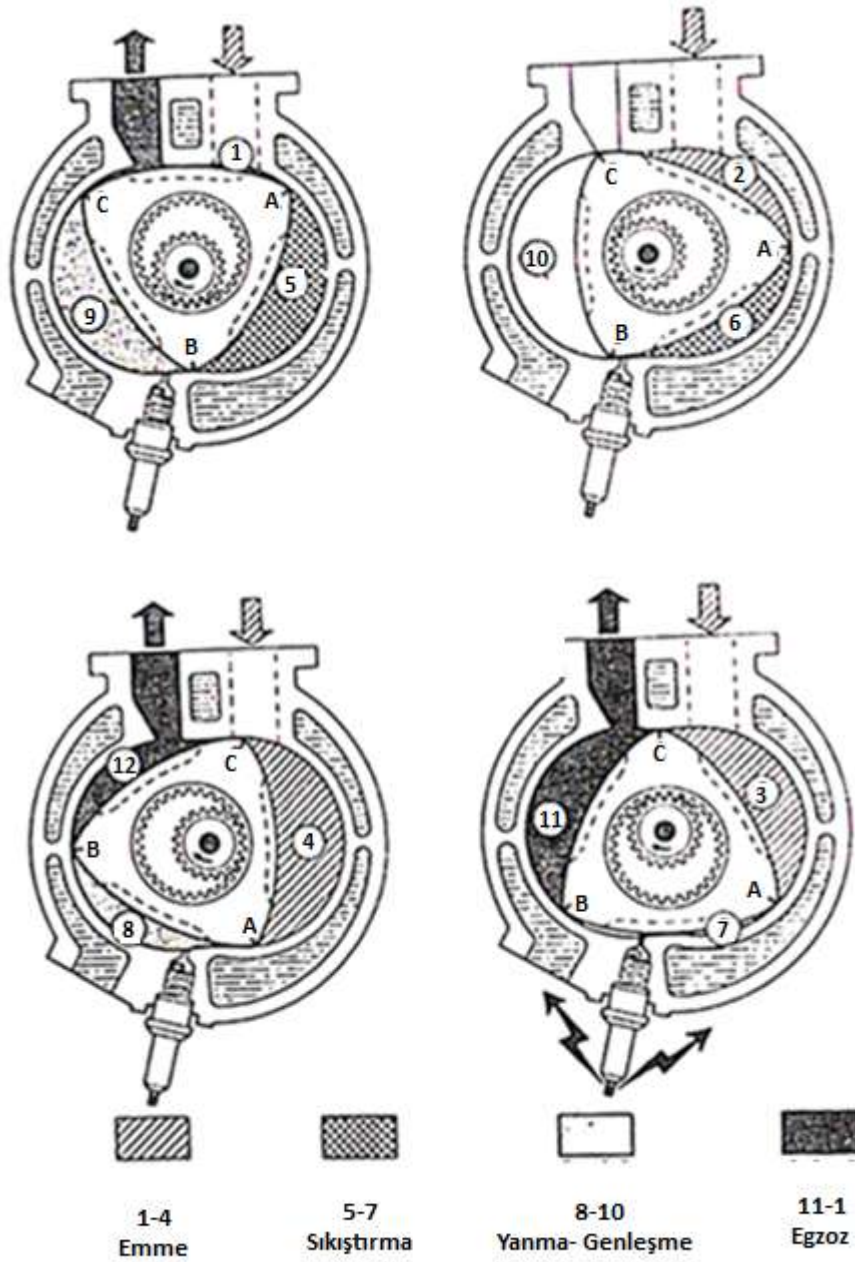
İçten yanmalı döngüsel motorlar arasında günümüzde en çok kullanım alanı bulmuş ve en bilinen tasarım Felix Wankel'in 1951 yılında, Alman NSU motor fabrikasında geliştirdiği "Wankel motoru"dur. Wankel'in ilk prototip motoru olan DKM-54, 1957 yılında yapılmıştır. Wankel motoru, daha sonraki yıllarda özellikle Mazda firmasının araştırmaları ile geliştirilmiştir. 2003 yılında geliştirilen Wankel motoru günümüzde Mazda RX8 otomobillerinde kullanılan Wankel-Renesis modelidir [32]



Şekil 2.21. Bir Wankel motorunun parçaları

Wankel motoru genel olarak oval bir gövde içerisinde merkezden kaçık olarak dönen bir veya birden fazla rotor (döner piston) ve eksantrik milden meydana gelmektedir (Şekil 2.21).

Şekil 2.22'de bir Wankel motorunun çalışması gösterilmektedir.



Şekil 2.22. Wankel motorunun yapısı ve çalışması [33]

Şekil 2.22’de emme kanalından giren yakıt hava karışımı, üçgen rotorun hareketiyle sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırılan karışım bujiler sayesinde ateşlenir ve genleşme evresinden sonra egzoz kanalından dışarıya atılmaktadır. Wankel motorlarında yanma odası üçgen rotor üzerinde oluşturulduğundan dolayı her bir turda üç iş meydana gelmektedir.

Wankel motoru ile ilgili yapılan tüm çalışmaların yanı sıra, yeni bir çıkış kanalı tasarımıyla Ivani, farklı rotor geometrisi tasarımıyla Uy ve yakıt-hava karışımının rotor içerisine farklı gönderilme yöntemleriyle Klomp yaptıkları çalışmalarla önemli gelişmeler elde edilmiştir [33-36].

2.1.3. Turbo döngüsel Pars motor üzerinde yapılan çalışmalar

Aran, turbo döngüsel motorun termodinamik analizi ve tasarımı konulu bir çalışma yapmıştır. Yapılan çalışmada, motor tasarımı yapılmış, termodinamik ve yapısal hesaplamalar yapılarak, motorda oluşacak kayıplar, sürtünme ve kaçaklar hesaplanarak kayıpların etkisi gösterilmiştir. Çalışmada sonuç olarak yapısal analizlerin neticesinde geometrik ve kinematik karakteristiğini belirlemiştir. Ayrıca motorun sürtünme ve kaçaklar gibi kritik problemlerin analizlerine de bu çalışma yer vermiştir [3].

Taylan, yeni termodinamik çevrim ile çalışan turbo döngüsel bir motorun tasarımı konulu bir çalışma yapmıştır. Motorun termodinamik ve yapısal tasarımı ve yapısal analizleri yapılmış ve tork, güç, yakıt tüketimi gibi performans değerleri hesaplanmıştır. Bu analizler doğrultusunda iki adet prototip imal ederek motorlar üzerinde deneysel çalışmalar yapılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir [37].

Okur ve Arkadaşları tarafından Pars motorun performansını geliştirmek amacıyla uygun buji konumunun belirlenmesi için bir çalışma yapılmıştır. Buji, döner valf sonrası ve türbin içi olmak üzere iki farklı konumda ayrı ayrı ve eş zamanlı ateşlenerek motor performansına etkileri incelenmiştir. Eş zamanlı ateşlenen bujilerde daha iyi sonuçlar elde edilmiştir [38].

2.2. Döngüsel Motorların Temelini Oluşturan Pompa ve Kompresörler

Döngüsel motorların yapılarına bakıldığında döngüsel pompa ve kompresörlerin yapıları ile benzerlik göstermektedirler. Bu tip pompalarda

genleşme ve sıkıştırma işlemleri gerçekleştiğinden dolayı, pompaların motor olarak kullanılma düşüncesi halen araştırılmaktadır.

Geçmişten günümüze kadar alınmış patentler incelendiğinde farklı tasarım geometrisine sahip onlarca pompa ve kompresöre rastlanmaktadır. Performansı arttıracak nitelikte yapılan çalışmalar döngüsel motorların geliştirilmesine de katkı sağlamaktadır.

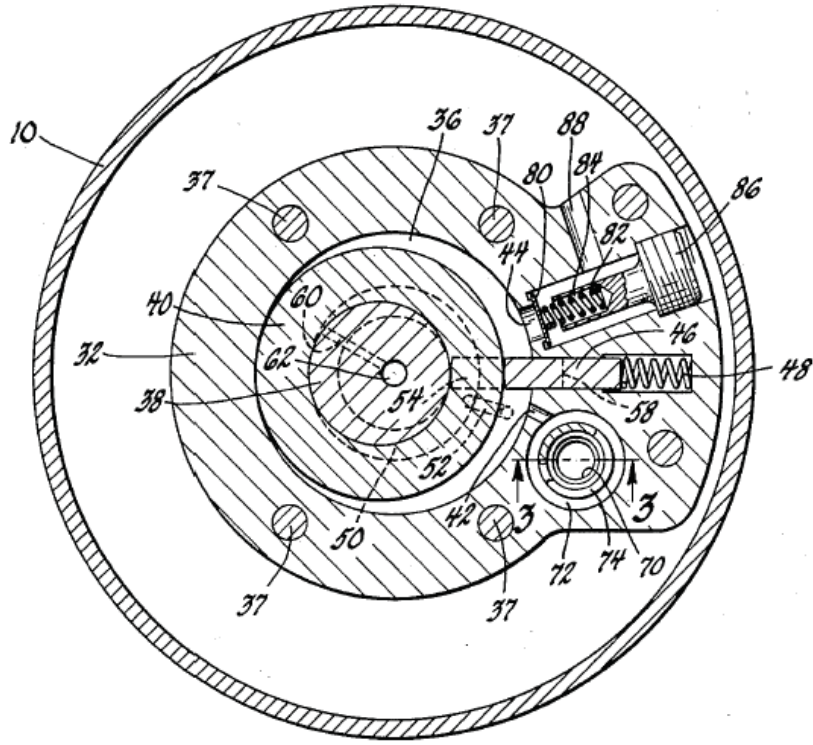
Pompa ve kompresörlerin performansının geliştirilmesi için en çok çalışılan konular aşağıdaki gibi sıralanmaktadır:

- Birbirine sürtünerek çalışan parçaların aşınmalarını önlemek için yağlama sistemleri üzerinde yapılan değişiklikler ve düzenlemeler,
- Çalışma esnasında oluşabilecek gürültüleri azaltmak için kompresör giriş ve çıkış portlarının geliştirilmesi,
- Palet üzerine gelen hidrodynamic kuvvetlerin azaltılması yönünde yapılan düzenlemeler vb.

Bu bölümde tez çalışmasında kullanılan “turbo döngüsel Pars motor”un temelini oluşturan gövdeden tek paletli döngüsel kompresörler ve pompalar üzerinde yapılan performans geliştirme çalışmalarından söz edilmektedir.

Pompa ve kompresörlerin daha verimli ve uzun ömürlü olabilmeleri için yağlama sistemine büyük önem verilmesi gerekmektedir. Bu konu üzerinde yapılan çalışmalarda yağın istenilen yerlere rahatlıkla ulaştırılabilmesi için çeşitli yöntemler geliştirilmiş ve patentleri alınmıştır.

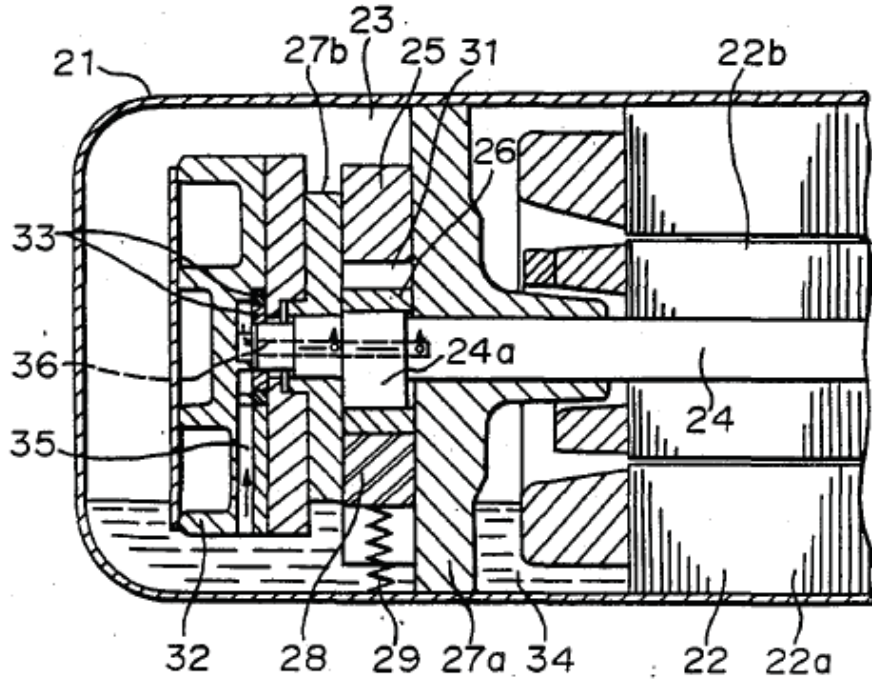
1962 yılında Robert Galin, soğutma sistemlerinde kullanılan gövdeden paletli kompresörün yağlama sisteminde geliştirme çalışmaları yapmıştır (Şekil 2.23).



Şekil 2.23. Galin'in gövdeden paletli kompresör üzerindeki yağlama ile ilgili çalışması [37]

Şekil 2.23'te "42" ve "44" ile gösterilen kısımlar kompresörün giriş ve çıkış kanallarıdır. "38" numara ile gösterilen parça yağ pompası gibi görev yapmaktadır. Kompresörün hareketi ile birlikte, yağ "52" ile gösterilen kanaldan "50" numaralı kısma gelerek "60" ve "62" ile gösterilen kanallardan geçmektedir. Aynı zamanda fazla olan yağ "62" numaralı kanaldan yağ haznesine gitmektedir. Yağ bu yolu izlerken kompresörün yağlanması gereken tüm parçalara ulaşmaktadır [39].

Kawaguchi'nin 1991 yılında yağlama ile ilgili düzenlemesi Galin'in sistemine benzemektedir. Ancak Galin'in sistemine göre çok daha basit bir yapıdadır. Bu tasarım, kompresörün yatay olarak kullanılması durumunda daha fazla tercih edilmektedir (Şekil 2.24).



Şekil 2.24. Kawaguchi'nin yatakların yağlanması ile ilgili çalışması [40]

Şekil 2.24'te gösterildiği gibi yağ, "35" numaralı kanaldan geçerek "24" numaralı ana mil üzerinde bulunan "36" numaralı kanala gelir ve oklarla gösterilen kısımlardan yatakların yağlanması sağlanmaktadır. "24a" ile gösterilen muylu yine aynı şekilde yağlanmış olur [40].

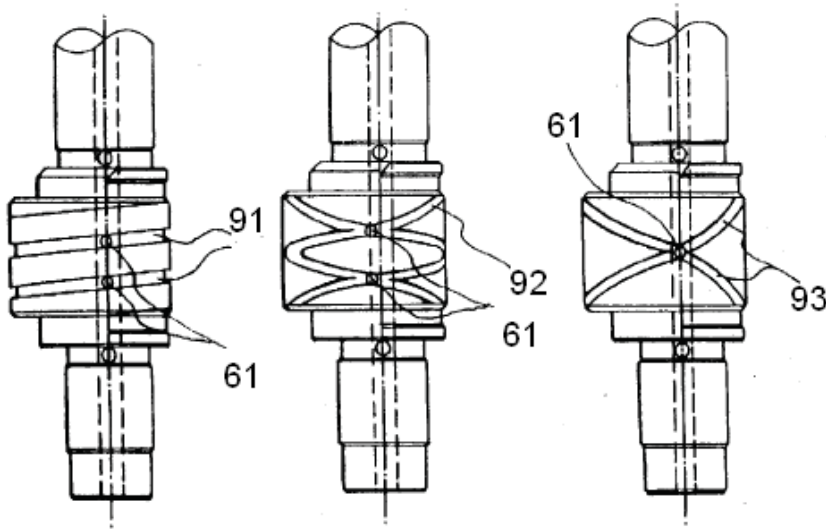
Yatakların ve muyluların tek noktadan bir kanal vasıtasıyla yağlanması ile her zaman iyi sonuçlar elde edilememektedir. Bunun için muylular üzerine çeşitli şekillerde kanallar açılarak, yağın muyluya ve gömlek iç yüzeyi üzerine yayılması sağlanmaktadır.

Hwang'ın patentinde, gövdeden paletli bir pompanın muylusunun yağlanması için üç temel tasarım belirlenmiştir. Hwang'ın tasarımında yağ ana milden geçerek yan kanallardan ilgili kısımlara dağıtılmaktadır (Şekil 2.25).

Şekil 2.25'te "61" ile gösterilen kısım, yağın ana milden muylu ve yataklara dağıtılmasını sağlayan yan kanallardır. "91", "92" ve "93" numara ile

gösterilen kısımlar ise muylu üzerine açılmış yataklardır [41].

Hwang yaptığı bütün tasarımlarında yağlama yağının yüzeylere tam olarak dağılmasını ve bunun sonucunda daha verimli bir yağlamayı hedeflemektedir.

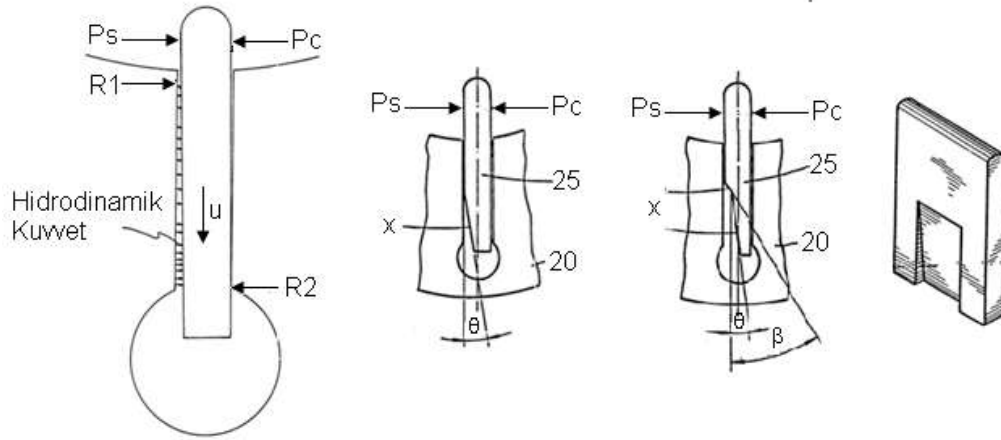


Şekil 2.25. Hwang'ın muyluların ve yatakların yağlanması ile ilgili çalışması [41]

Hwang muylular üzerinde yaptığı bu çalışmayı, kapaklar üzerindeki mil yataklarında da deneyerek yağlama problemleri azaltmıştır. Bu yağlama kanalları günümüzdeki kompresörlerde de kullanılmaktadır.

Palet, rotor yüzeyi ile sürekli temasta olduğundan rotor ile palet ucu arasında bir sürtünme meydana gelmektedir. Bunun için Bagepalli palet üzerinde yaptığı değişikliği ile sürtünme etkilerinin azaltılabileceği yönünde bir çalışma yapmıştır (Şekil 2.26).

Bagepalli'nin yaptığı tasarımda palet direkt olarak rotorla temas etmemektedir. Paletin ucuna açılan bir kanalın içerisine bir silindir yerleştirilmiştir. Rotor sadece bu silindir ile temas halindedir ve rotorun hareketi ile birlikte silindir de dönmektedir [42].

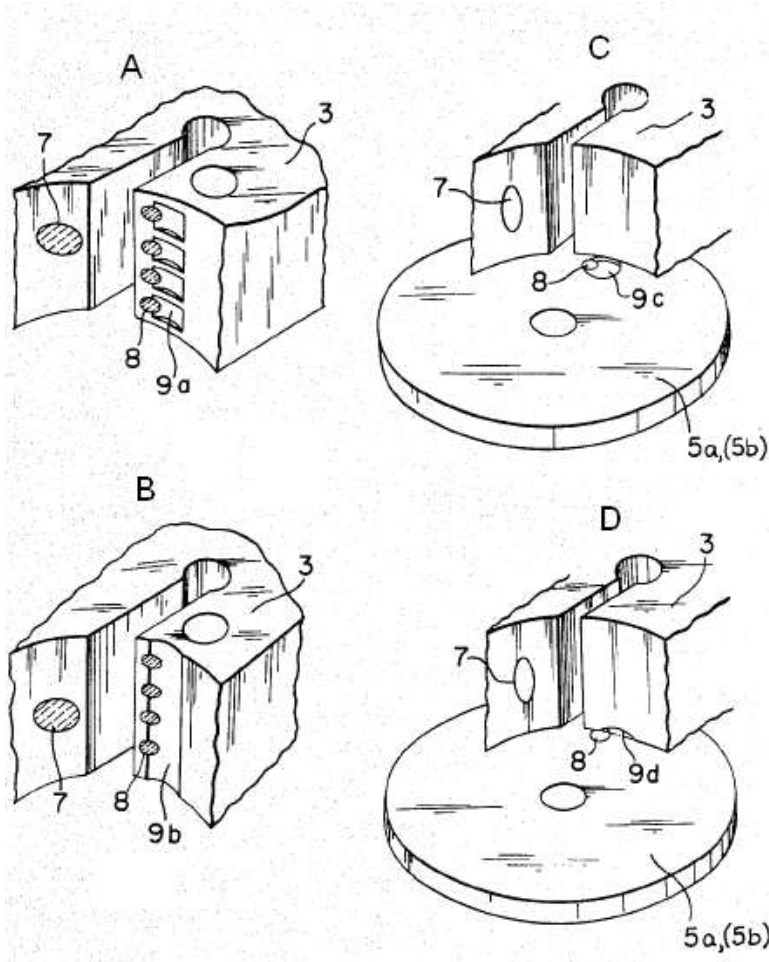


Şekil 2.27. Palet üzerindeki yanal hidrodinamik yükler [43]

Piston “u” hızı ile gövdeden dışarıya doğru hareket ederken, “Ps” emme basıncı, “Pc” kompresyon basıncı ve “R₁” ve “R₂” direnç kuvvetleri ile hidrodinamik sıkıştırma basıncı oluşur. Hidrodinamik sıkıştırma basıncı etkisi sonucu paletin hareketi zorlanmış olur. Paletin çalıştığı yüzeyde daha az sürtünme kaybı elde edebilmek için hidrodinamik sıkıştırma basıncının etkisini azaltmak gerekmektedir. Bu nedenle paletin emme basıncının olduğu tarafta, başka bir deyişle hidrodinamik sıkıştırma basıncının olduğu yüzey üzerinde küçük bir hacmin boşaltılması gerekmektedir. Böylelikle bu basıncın yüzey üzerindeki etkisi azaltılarak paletin sürtünen yüzeyindeki kuvvet azalacağından dolayı palet daha rahat çalışmaktadır [43].

Pompa ve kompresörlerde tasarımın geometrisinden kaynaklanan sesi azaltıcı yönde birçok çalışma yapılmıştır.

Kawaguchi pompa sesini azaltmak için çıkış kanalının geometrisi üzerinde çeşitli değişiklikler yapmıştır. Çıkış kanalı, yan kapaklardan birine ya da gövde üzerine konumlandırılmıştır. Böylelikle farklı çıkış kanalı konumlarına göre ses seviyesini azaltma amaçlanmıştır. Şekil 2.28’de bu tasarımlara ilişkin çizimler gösterilmektedir [44].

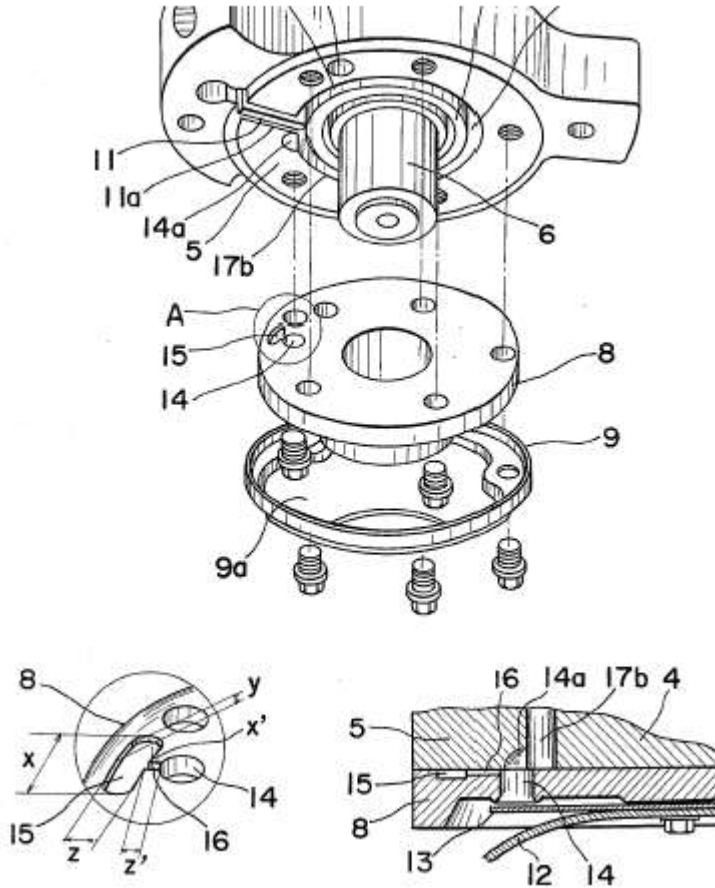


Şekil 2.28. Kawaguchi'nin pompadaki sesin azaltılması yönündeki tasarımları [44]

Şekil 2.28'de "3" ile gösterilen kısımlar gövdeyi, "5a, (5b)" ile gösterilen kısımlar ise kapağı temsil etmektedir. "7" ve "8" ile gösterilen kısımlar giriş ve çıkış kanalları, "9a", "9b", "9c" ve "9d" ile numaralandırılmış kısımlar çıkış kanalında sesi azaltıcı yönde etkisi olan, akışkanın çıkışını kolaylaştıran ve akışkanı yönlendirmeye yarayan oyukları göstermektedir. "A" ve "B" tasarımları birbirine benzer tasarımlar olup, her ikisinde de çıkış kanalı gövde üzerine konumlandırılmıştır. Aralarındaki fark, "9a" ve "9b" ile gösterilen oyukların geometrisidir. "C" tasarımında ise çıkış kanalı ve yönlendirme oyuğu kapakta konumlandırılmıştır. "D" tasarımında ise çıkış portu yine kapak üzerine konumlandırılırken yönlendirme oyuğu gövde üzerine yapılmıştır [44].

Sesi en iyi azaltan ve günümüzde de halen kullanılan “D” tasarımıdır. Kawaguchi’nin Şekil 2.28’de gösterilen “D” tasarımı üzerine bir geliştirmeyi de Sano yapmıştır. Sano, çalışmasında, kapaktaki çıkış portunun geometrisi üzerinde değişiklik yaparak sesin daha da azaltılabileceğini savunmaktadır.

Sano, kapak üzerinde bulunan çıkış portunun gövde tarafındaki yüzeyinde küçük bir oyuk hacim oluşturmuştur. Çıkış portundan akışkanın çıkışı kısmen yavaşlatılmıştır. Bu oluşturulan hacmin büyüklüğünü değiştirerek çeşitli araştırmalar yapılmıştır (Şekil 2.29).

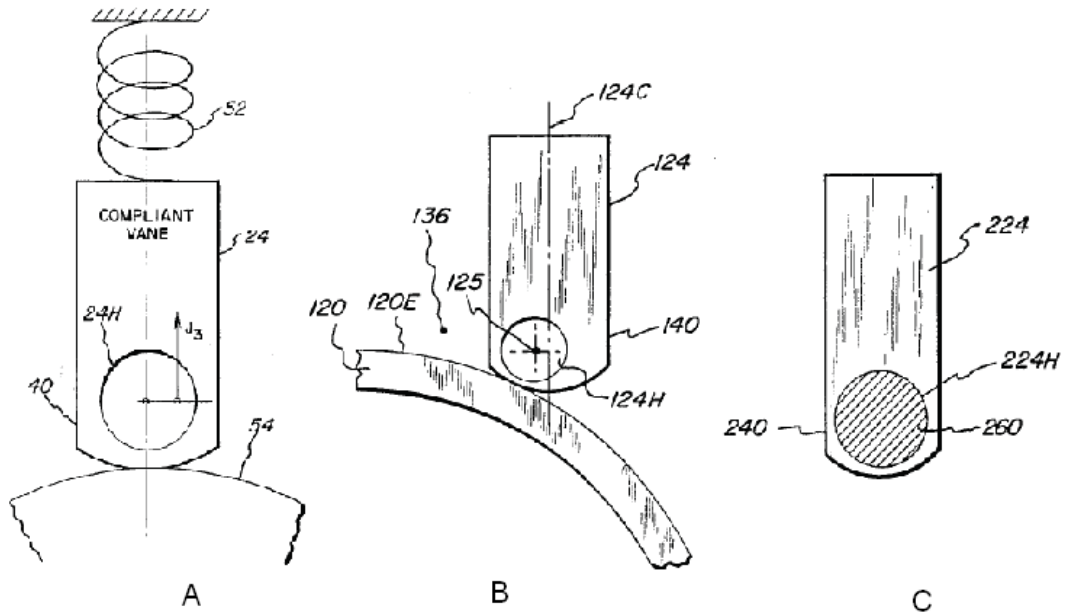


Şekil 2.29. Sano’nun pompadaki sesin azaltılması yönündeki tasarımı [45]

Sano, Şekil 2.29’de “14” ile gösterilen çıkış kanalına bağlantılı “15” numaralı kanalı yerleştirmiştir. Böylelikle kapak ve gövde arasında pompanın toplam

hacminin yaklaşık %0,03 ile %6'sı kadar bir hacim oluşturulmuştur. Bu küçük hacim sayesinde akışkanın çıkış kanalından çıkarken oluşturduğu titreşimin frekansı düşmekte ve pompanın sesi azalmaktadır. Bununla birlikte kanalın hacmi, kompresörün toplam hacmine göre yüzdesi arttıkça ses ile birlikte pompa verimi de azalmaktadır. Bunun için bu oranı optimum değerlerde tutmak gerekmektedir [45].

Gövdeden paletli pompalarda piston eksenden kaçık olarak dairesel bir hareket yaparken palet bu hareketin etkisiyle aşağı ve yukarı hareket etmektedir. Palet üzerinde oluşan kuvvetlerin etkisiyle titreşimler meydana gelmektedir. Bu titreşimleri en aza indirilebilmesi için Bagepalli tarafından çeşitli patent çalışmaları yapmıştır (Şekil 2.30).

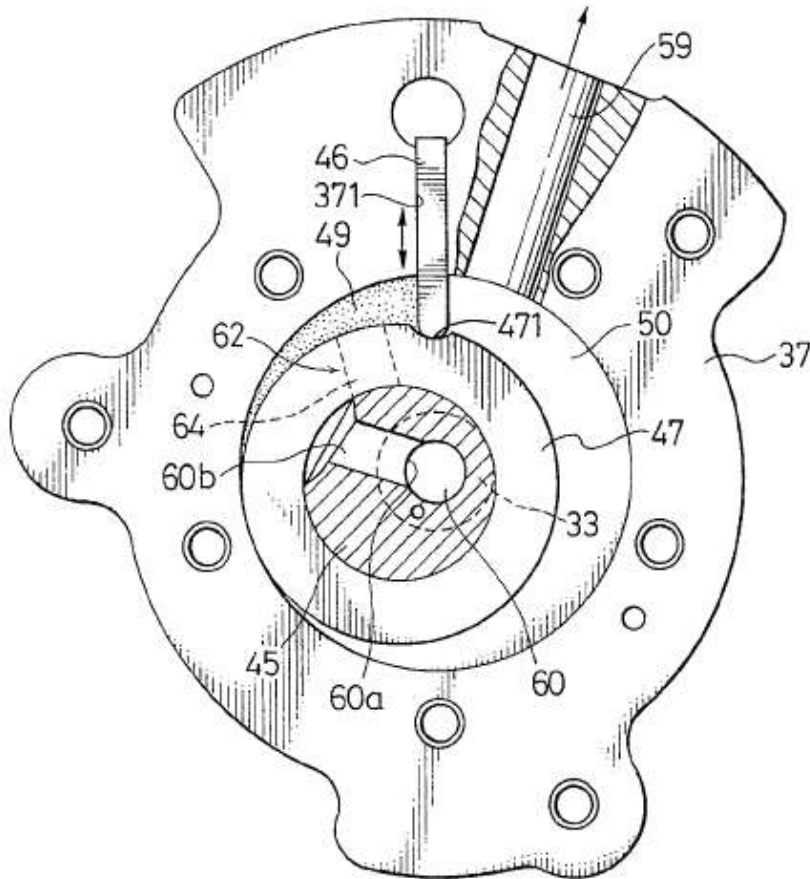


Şekil 2.30. Bagepalli'nin paletten oluşan sesin azaltılmasına yönelik tasarımlar [42]

Şekil 2.30'da gösterilen "A" tasarımında palet üzerine merkezden bir delik açılmıştır ve "J₃" olarak gösterilen kuvveti bu şekilde azaltılabileceği düşünülmüştür. B tasarımında eksenden kaçık ve "A" tasarımında delinen

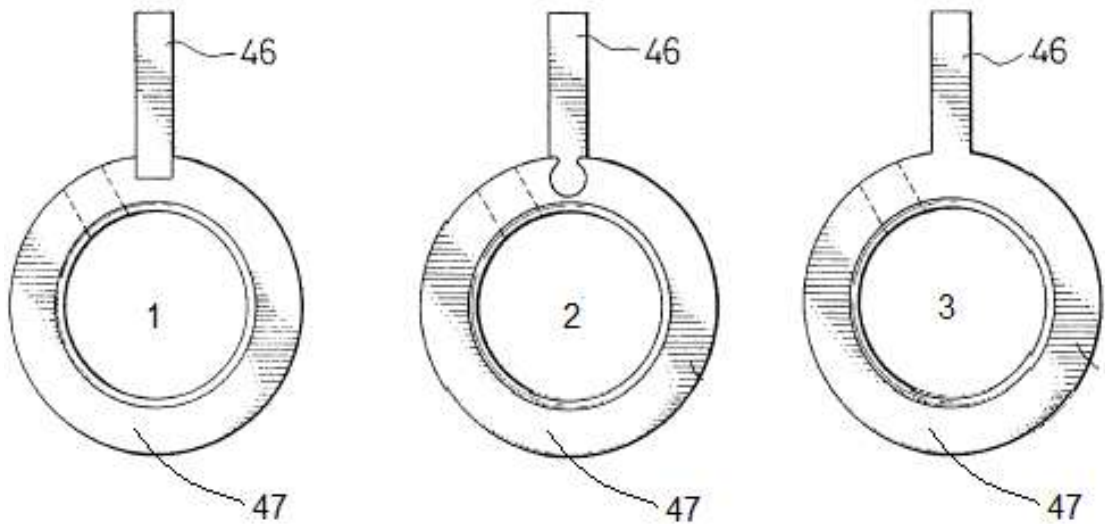
delikten daha küçük bir delik ile “J₃” kuvvetini yenebileceğini göstermiştir. “C” tasarımında yine merkezden bir delik delinmiştir ancak farklı yoğunluğa sahip bir malzeme ile bu delik doldurulmuştur. Her üç tasarımda da paletin aşağı yukarı hareketinde daha az titreşim oluşarak sesin azaltılması amaçlanmıştır [42].

Gövdeden paletli döngüsel bir pompanın genişleme makinesine daha uygun hale getirilebilmesi için içeriye alınan akışkanın giriş zamanlaması çok önemlidir. Bu durumu incelemek üzere Hattori akışkanı ana mil merkezinden açtığı bir kanal yardımıyla döner pistonun üzerindeki bir delikten geçirerek iç hacme ulaştırmayı planlamaktadır (Şekil 2.31) [46].



Şekil 2.31. Hattori'nin merkezden giriş gazını geçirmesi ile ilgili tasarımı [46]

Şekil 2.31’de akışkan, “60” numaralı kanaldan girerek “60b” ile gösterilen hazneye gelmekte ve döner piston üzerindeki “62” ile gösterilen kanalından geçerek iç hazneye ulaşmaktadır. Ancak gazın iç hazneye ulaşması için “60b” ile gösterilen kanal ile “62” numaralı kanal birbiri ile karşılaşması gerekmektedir. Bu durum milin her turunda belirli bir açısal aralıkta meydana gelmektedir. Böylelikle akışkan içeriye uygun açı aralıklarında alınmış olmaktadır. Bu iki milin her zaman aynı yerde aynı aralıklarında karşılaşması için “147” numaralı kısımda gösterildiği gibi palet ve döner piston hep aynı noktada birleşik kalması gerekmektedir. Bu nedenle palet-gömlek (piston) ikilisi için Şekil 2.32’de gösterilen çeşitli çözümler üretilmiştir.

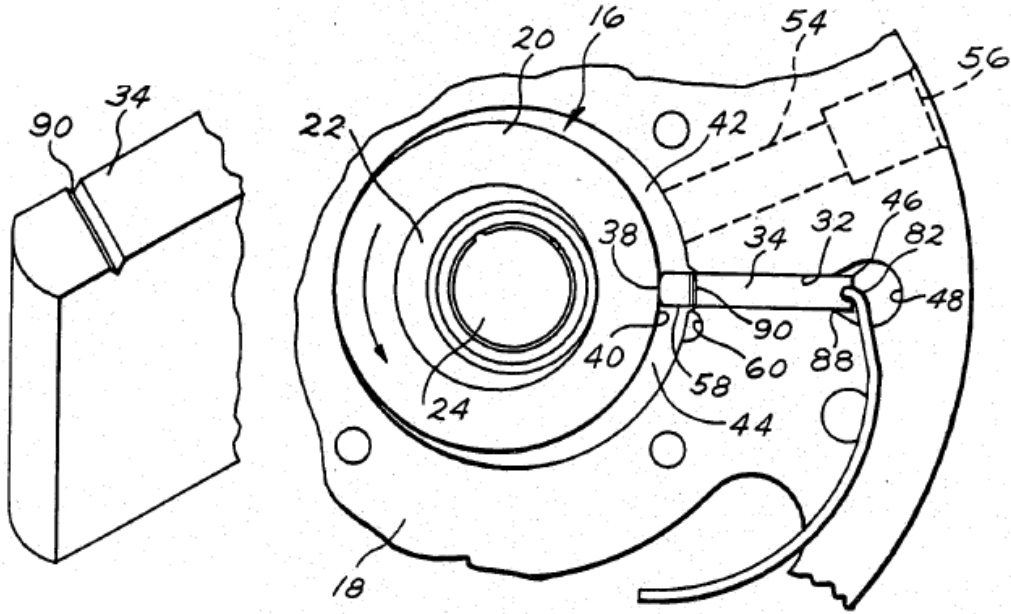


Şekil 2.32. Hattori’nin tasarımı için çeşitli palet-piston örneklemeleri [46]

Şekil 2.32’de 1 ve 2 numaralı tasarımlarda “46” ile gösterilen paletler pistondan bağımsız iken 3 numaralı tasarımda pistonla bütünleşiktir. Ayrıca “2” ve “3” numaralı tasarımlarda palet baskı uygulayacak bir yaya ihtiyaç yoktur. Bu durum yaydan kaynaklanan baskı kuvveti nedeniyle oluşan kayıpların da ortadan kalkmasını sağlamaktadır [46].

Adams döngüsel kompresördeki palet ve yuvası arasında oluşan sürtünmeyi azaltmak için bir çalışma yapmıştır. Üzerinde çalışılan kompresörde emme

kısımında oluşan düşük basıncı ve sıkıştırma kısmında oluşan yüksek basıncı birbirinden ayıran bir palet bulunmaktadır. Emme ve sıkıştırma kısımları arasında oluşan basınç farkından dolayı rotorun dönme hareketiyle birlikte, palet ve yuvası üzerinde sürtünme kuvveti oluşmaktadır (Şekil 2.33).

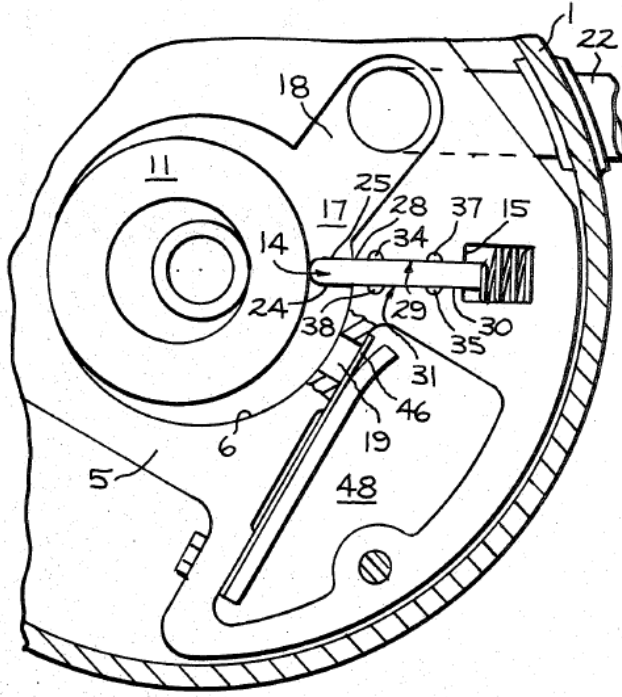


Şekil 2.33. Adams'ın palet üzerindeki çalışması [47]

Şeki 2.33'te "34" ile gösterilen palet aşağı inebildiği maksimum noktadayken 90 numaralı kanal tam sınırda olacak şekilde tasarlanmıştır. Paletin hareketi esnasında "90" ile gösterilen kanal sayesinde yanıl yüzey ve kapak arasındaki sürtünme etkisi azaltılmaktadır. Ayrıca "44" ve "42" ile gösterilen yüksek ve düşük basınç hacimlerinden alt ölü nokta ile alt ölü noktaya 10° kala "90" numaralı kanaldan bir geçiş sağlanarak palet ve yuvası arasında oluşan sürtünme kuvveti etkisi azaltılmaktadır [47].

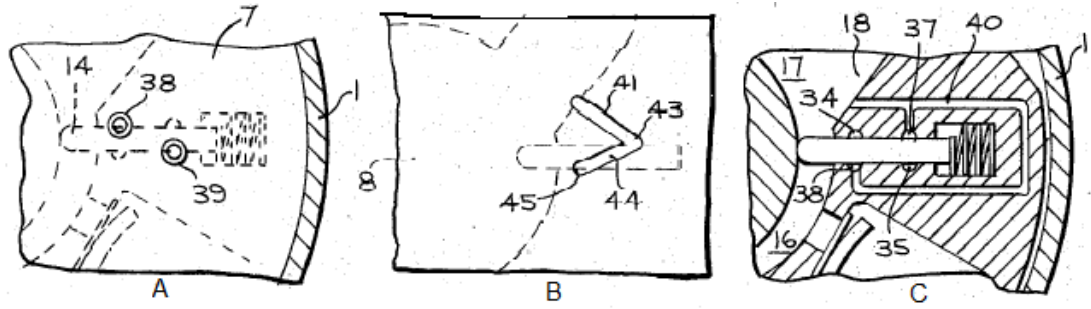
Rinehart, hermetik döngüsel bir kompresörün içerisinde oluşan düşük ve yüksek basınçların etkisi ile palet ve yuvası üzerinde oluşan kuvvetlerin azaltılması ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Böylelikle paletin iki yüzeyine gelen yük dengelendiğinden, palet ve yuvası arasındaki sürtünme kuvveti

azaltılmıştır. Çalışmada, palet herhangi bir konumunda, palet üzerine gelen basıncın etkisiyle oluşan noktasal reaksiyon kuvvetlerinin, zıt kuvvetlerle dengelenebilirliği hakkında çeşitli çözümler üretilmiştir (Şekil 2.34).



Şekil 2.34. Rinehart'ın palet yuvasındaki çalışması [48]

Şekil 2.34'te "18" numaralı giriş kanalı "17" ile gösterilen düşük basınç kısmına bağlantılıdır. "16" numaralı yer ise kompresörde sıkıştırılmış gazın bulunduğu yüksek basınç kısmıdır. Bu iki basınç farklılığından dolayı "14" numaralı paletin "28" ve "30" ile gösterilen kısımlarında büyük kuvvetler oluşmaktadır. Bu kuvvetlerin engellenebilmesi için, palet yuvasına "34", "35", "37" ve "38" ile gösterilen kanallar açılmıştır. Bu kanalarla palet yuvasında oluşan büyük kuvvetin etkisini azaltmak için çeşitli tasarımlar yapılmıştır (Şekil 2.35) [48].



Şekil 2.35. Rinehart'ın palet yuvası üzerindeki örneklemeleri [46]

Şekil 2.35'te "A" tasarımında büyük kuvvetlerin oluştuğu bölgeler, kapak üzerindeki çıkış kanalına bağlı olan "38" ve "39" bağlantıları yapılmıştır. Böylelikle çıkış kanalındaki yüksek basınçlı gaz, palet yuvası üzerindeki büyük kuvvetlerin oluştuğu kısımlara etki ederek palet ve yuvası arasındaki sürtünme kaybı azaltılmış olmaktadır. "B" tasarımında, kompresörün düşük basınç kısmından, paletin büyük kuvvetin oluştuğu alt kısmına bir kanal yapılmıştır. Bu kanal yardımıyla paletin alt kısmında oluşan kuvvet dengelenmektedir. "C" tasarımında da "B" tasarımına benzer bir yapı görülmektedir. Düşük basınç, paletin alt kısmı ile buna zıt olan üst kısma etki etmektedir. Böylelikle "B" tasarımından daha iyi bir kuvvet dengeleme işlemi yapılmaktadır [48].

3. MATERYAL METOT

Turbo döngüsel Pars motor üzerindeki performans geliştirme çalışmalarının hangi yönde yapılacağına belirlenmesi için problemlerin büyük bir titizlikle incelenmesi gerekmektedir. Tasarım üzerinde yapılan genel incelemeler neticesinde performansı etkileyen unsurlar aşağıdaki gibi sıralanmıştır:

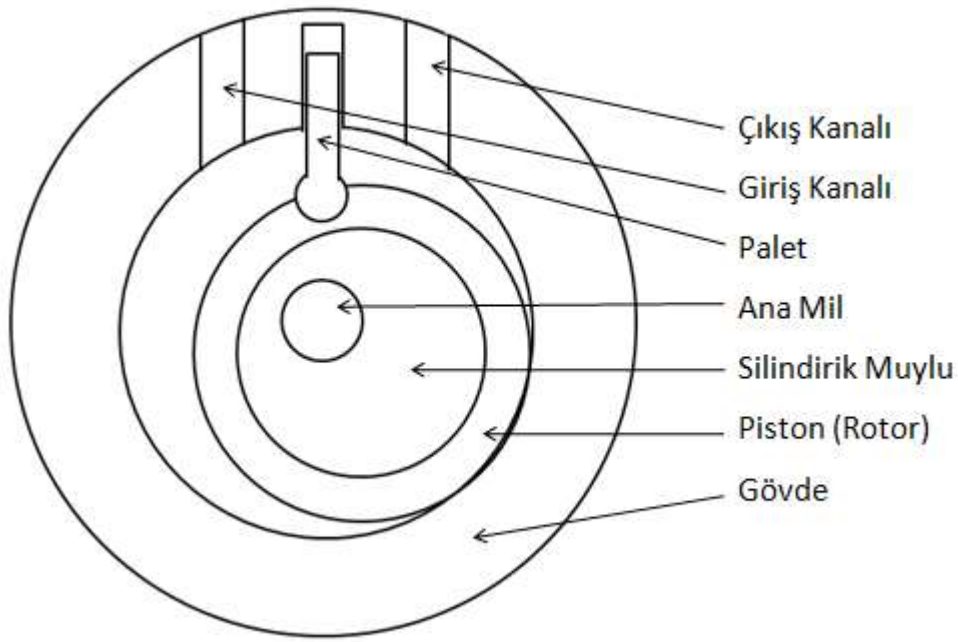
- Yanma verimliliği için yanma odası, boyutları ve şeklinin etkisi,
- Hareketli parçalar arasında oluşan sürtünmelerin etkisi,
- Kompresörün ihtiyacı olan güç,
- Malzeme seçimi,
- Eksantriklik oranı,
- Yağlama, soğutma, ateşleme sistemi vb.

Bu çalışmada turbo döngüsel Pars motorun performansının geliştirilmesi için palet boyutunun, yanma odası hacmi ve şeklinin değiştirilmesinin motor performansına etkisi konuları ele alınarak teorik araştırma ve deneysel çalışmalar yapılmıştır.

3.1. Turbo Döngüsel Pars Motorun Genel Yapısı ve Çalışması

Turbo döngüsel pars motor; türbin ve kompresör olmak üzere iki temel kısımdan meydana gelmektedir. Motorun türbin ve kompresör kısımları benzer yapılardan oluşmaktadır.

Turbo döngüsel Pars motorun yapısı, günümüzde soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan gövdeden paletli kompresörlerin yapısı ile benzerlik göstermektedir. Genel olarak ana mil, rotor (gömlek) ve paletten oluşmaktadır (Şekil 3.1).



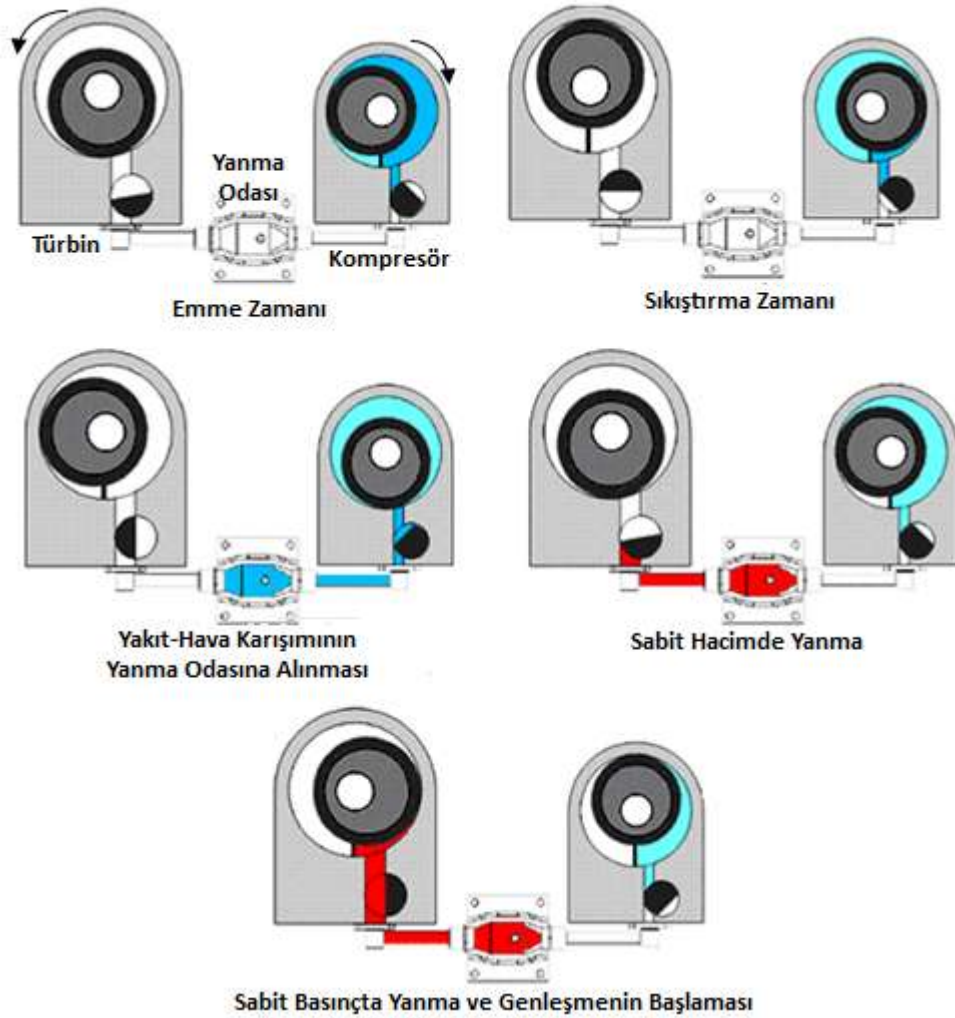
Şekil 3.1. Turbo döngüsel Pars motorun parçaları

Şekil 3.1’de motorun genel parçaları görülmektedir. Türbin ve kompresör aynı ana mil üzerinde olup, piston ana mil üzerine eksenden kaçık silindirik muylu üzerinde hareket etmektedir.

Palet, türbin ve kompresör içerisinde iki farklı basınç bölgesini birbirinden ayıran bir perde görevini görmektedir. Piston ile paletin bağlantısı menteşeli olacak şekilde yapılarak yaylı olarak sürülen paletle oranla daha yüksek basınçta çalışma imkanı sağlanmaktadır.

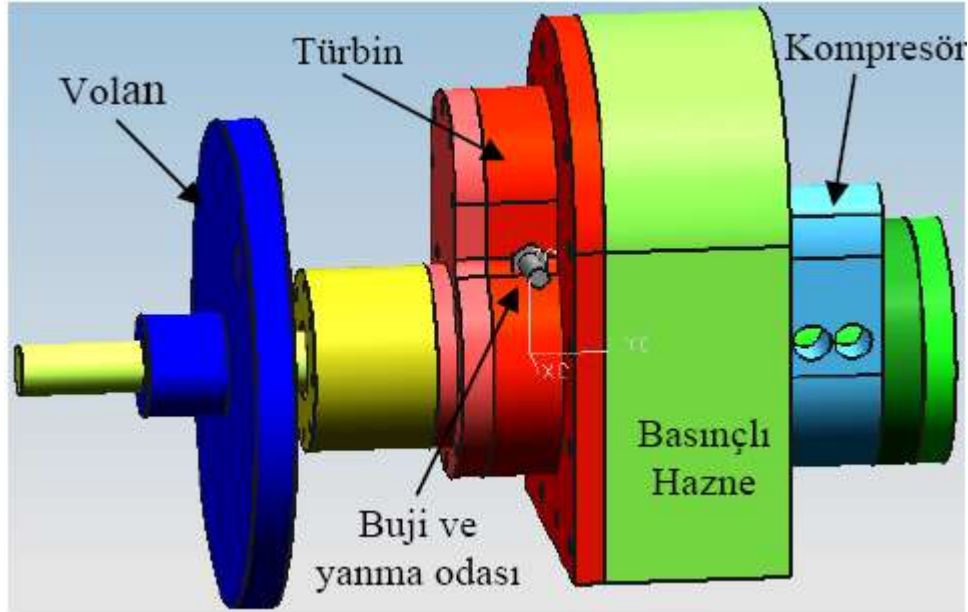
Hava kompresör kısmına, pistonun giriş kanalını açmasıyla girmeye başlamakta ve yaklaşık 360° devam etmektedir. İçeriye dolan hava, çıkış kanalında bulunan tek yönlü valfin basınç değerine ulaşıncaya kadar sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırılan hava yanma odasına yollanmaktadır. Bu arada diğer çevrim için hava giriş işlemi de başlamaktadır. Yanma odasında hava ile karışan yakıt buji yardımı ile tutuşturulmakta ve genleşme işlemi için türbin haznesine gönderilmektedir. Burada genleşen yanmış gaz, türbinin çıkış

kanalından dışarıya atılmaktadır. Böylelikle bir çevrim tamamlanarak güç elde edilmektedir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Turbo döngüsel Pars motorun çalışma prensibi

Türbin ve kompresörün bu hareketleri tümüyle döngüsel olmasından ve bir işlem devam ederken diğer işlemin başlamasından dolayı “turbo döngüsel motor” olarak adlandırılmaktadır. Motorun farklı tasarımları üzerine çalışmalar halen devam etmektedir. Şekil 3.3’te imal edilen tasarımlardan biri görülmektedir.



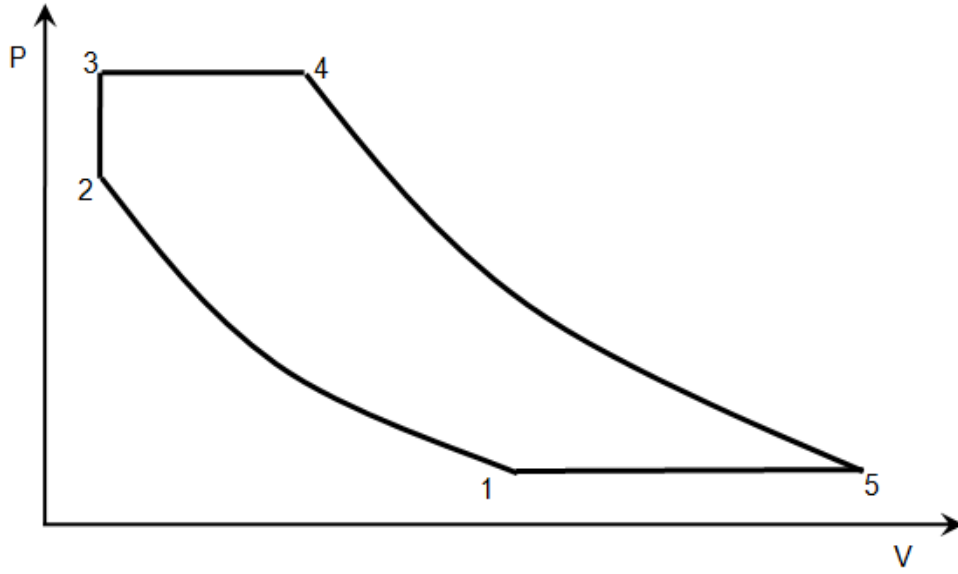
Şekil 3.3 Turbo döngüsel Pars motorun kısımları

Türbinde her motor turunda bir iş meydana gelmektedir. Kompresör tarafından emilen hava-yakıt karışımı basınçlı akümülatör haznesinde biriktirilmektedir. Türbinin eksantrik hareketi ile senkronize aç-kapa döner valf sayesinde, hava-yakıt karışımı yanma odasına alınmaktadır. Yanma odası döner valf ile türbin gömlek arasında kalan hacimdir. Aç-kapa döner valf ile eksantrik gömlek arasındaki zamanlamayı zincir dişli takımı sağlamaktadır.

3.2. Turbo Döngüsel Pars Motorun Termodinamiği

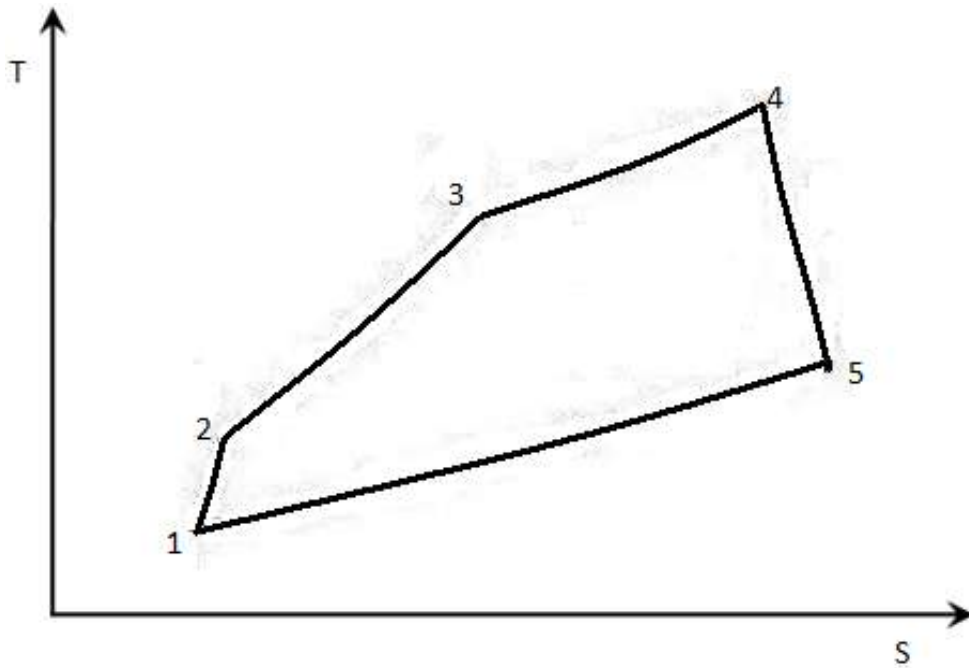
Turbo döngüsel Pars motorun temelini, Akmandor, S. tarafından geliştirilen ve patenti alınan yeni bir termodinamik çevrim oluşturmaktadır. Çevrim beş hal değişiminden meydana gelmektedir [3, 10].

Şekil 3.4'te Pars motorun termodinamik çevrimi için P-V diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 3.4. Pars motorun termodinamik çevrimi için P-V diyagramı [9, 10, 46]

Şekil 3.5'te Pars motorun termodinamik çevrimi için T-S diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Pars motorun termodinamik çevrimi için T-S diyagramı [9, 10, 46]

Oluşan bu hal değişimleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- 1-2 noktaları arası politropik sıkıştırma
- 2-3 noktaları arası sabit hacimde yanma (enerji girişi),
- 3-4 noktaları arası sabit basınçta yanma (enerji girişi),
- 4-5 noktaları arası politropik genleşme,
- 5-1 noktaları arası sabit basınçta hacim değişimi (enerji çıkışı).

Çevrimdeki hal değişimleri için;

$$r_{cr} = \frac{V_4}{V_3} \quad \lambda = \frac{P_3}{P_2} \quad n = \frac{V_1}{V_2} \quad n_2 = \frac{V_5}{V_4} \quad (3.1)$$

olmak üzere,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{kT_1 \left(r_{cr} \lambda \left(\frac{n}{n_2} \right)^{k-1} - 1 \right)}{T_1 (\lambda n^{k-1} - n^{k-1}) + kT_1 (r_{cr} \lambda n^{k-1} - \lambda n^{k-1})} \quad (3.2)$$

teorik termik verim eşitliği elde edilmektedir.

Yeni termodinamik çevrimin verimi her zaman teorik Otto ve Diesel çevrimlerinin verimlerinden büyük değere sahiptir. Teorik Otto ve Diesel çevrimlerinin termik verimi yaklaşık %50-60 iken yeni termodinamik çevrimin verimliliği %80'in üzerindedir [3, 49, 50].

3.3. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Motorun Özellikleri

Deneylerde kullanılan motor, dikey çalışan, iki kademeli ve gövdeden tek paletli bir soğutucu kompresörün üzerinde çeşitli düzenlemeler yapılmasıyla elde edilmiştir. Kademelerden biri türbin, diğeri kompresör olarak kullanılmaktadır. Kademelerdeki muylular arasında 180° faz farkı bulunmaktadır. Türbin deneyleri yapılırken kompresör kısmı yüksüz çalıştırılmış olup, türbin için gerekli basınçlı hava, kontrollü olarak dışarıdan bir kaynak ile verilmektedir. Kompresör deneyleri türbinden bağımsız olarak yapılmaktadır.

Çalışmalarda kullanılan motorun yapısal özelliklerinin belirlenebilmesi için çeşitli ölçülerinin bilinmesi gerekmektedir. Çizelge 3.1’de motorun genel ölçüleri verilmektedir.

Çizelge 3.1. Deney Motorunun Özellikleri

Özellikler	Türbin ve Kompresör
Gövde iç çapı (mm) (d_{im})	53,5
Döngüsel piston (rotor) Dış Çapı (mm) (d_{ep})	44,7
Döngüsel piston (rotor) derinliği (mm) (h_p)	24
Silindirik muylu çapı (mm) (d_{em})	29,5
Palet kalınlığı (mm) (standart palet için) (t_v)	4,7

Çizelge 3.1’de verilen ölçüler kullanılarak hacimsel boyut, hacimsel moment, hacimsel ortalama debi, ani debi ve palet üzerine gelen yanal ani yüklerin hesaplamaları yapılabilmektedir.

Türbin veya kompresörün hacim hesabı Eş. 3.3 yardımıyla yapılabilmektedir.

$$V = h(d_{im} - d_{ep})[0,25\pi(d_{im} - d_{ep}) - t] \quad (3.3)$$

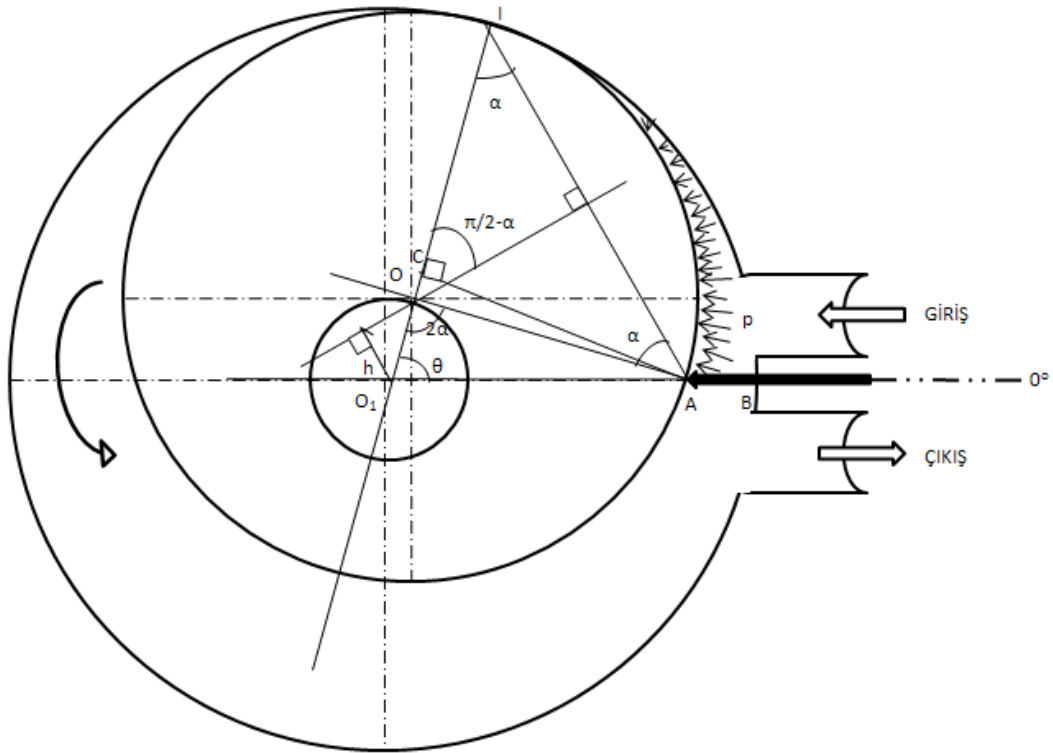
Yapılan hesaplamalarla motorun türbin/kompresörün hacmi yaklaşık 16 cm^3 olarak bulunmuştur.

Türbin/kompresörün “ ε ” eksantriklik oranının hesaplanabilmesi için Eş. 3.4 kullanılmaktadır.

$$\varepsilon = \frac{d_{im}}{d_{ep}} - 1 \quad (3.4)$$

3.4. Kompresör İçin Debi ve Hidrolik Moment Hesabı

Kompresörde θ açısının değişimine göre anlık debi ve momentin hesaplanabilmesi için, çeşitli geometrik kurallardan faydalanılarak gerekli olan açı ve uzunlukların belirlenmesi gerekmektedir. Palet eksenini, 0° olarak referans kabul edilmiştir (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Kompresör/türbin için referans çizimi [49]

Kompresörün her turunda, hilal-ay yüzeyli hacim kadar akışkanın, giriş kanalından çıkış kanalına basılması ortalama debi olarak adlandırılmaktadır. Bu debi Eş. 3.5 ile hesaplanmaktadır [49].

$$Q_{or} = \frac{\pi(d_{im} + d_{ep})(d_{im} - d_{ep})h_p \cdot n_0 \cdot \eta_v}{240} \quad (3.5)$$

Kompresörün ani debisi, Şekil 3.5'te gösterildiği gibi, mil θ konumunda iken

palet piston gövde arası yüzey “AIB” ve derinliğin çarpımının birim zamandaki değişimidir. “AIB” yüzeyi, θ açısı ile değişmektedir (Eş. 3.6).

$$Q = \frac{dV}{dt} \quad (3.6)$$

Eş. 3.6 üzerinde gerekli düzenlemeler yapıldığında, Eş. 3.7 elde edilmektedir.

$$Q = \varepsilon \cdot h_p \cdot (d_{ep})^2 \left(1 + \varepsilon(\sin \theta)^2 - \cos \theta \sqrt{1 - \varepsilon^2 \cdot (\sin \theta)^2} \right) \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (3.7)$$

Kompresörün hidrolik motor olarak çalıştırıldığı ve “IAB” giriş kanalına bağlı besleme odası, sabit p basıncında sıvı ile beslendiği ve $\widehat{AI}$ yayına etki eden basınç kuvveti, yayı gören kirişe etki eden basınç kuvvetine eşit olduğu kabul edilmektedir.

$$F = P \cdot A \quad (3.8)$$

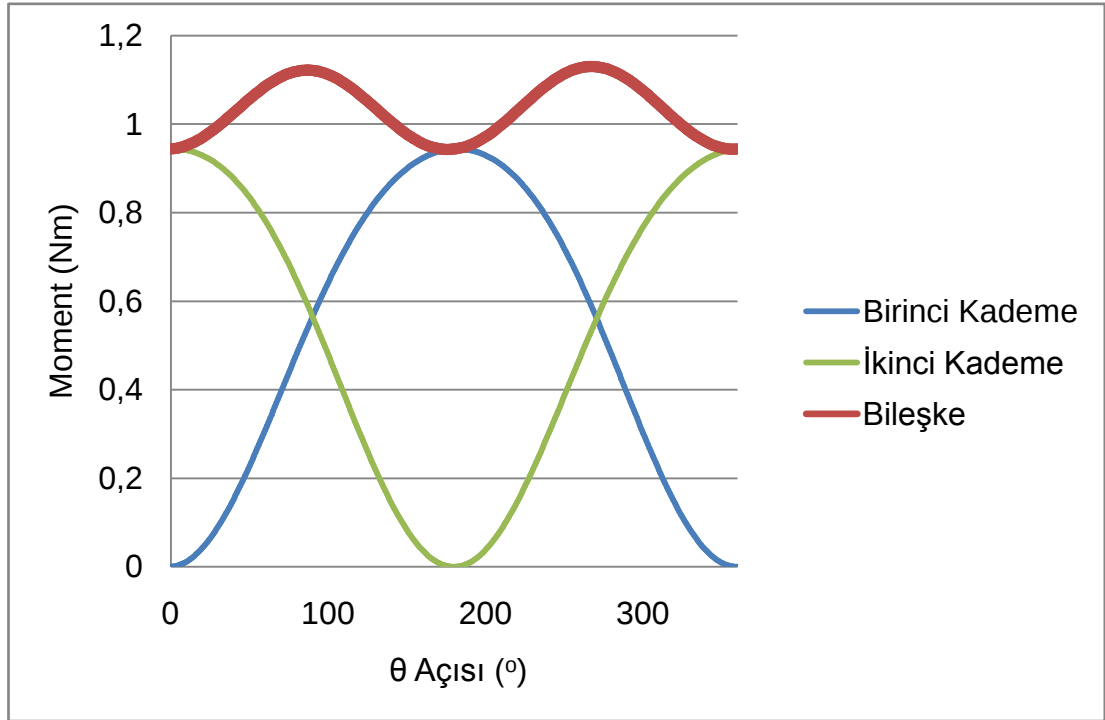
$$F = \widehat{AI} \cdot h \cdot P \quad (3.9)$$

$$H = \varepsilon \cdot h_p \cdot p \cdot (d_{ep})^2 \left(1 + \varepsilon(\sin \theta)^2 - \cos \theta \sqrt{1 - \varepsilon^2 \cdot (\sin \theta)^2} \right) \quad (3.10)$$

Hidrolik moment Eş. 3.10 ile hesaplanabilmektedir. Eş. 3.10’da gerekli düzenlemeler yapıldığında, iki kademeli bir kompresör olduğu zaman hidrolik moment hesabı Eş. 3.11’deki gibi olmaktadır.

$$H = \varepsilon \cdot h_p \cdot p \cdot (d_{ep})^2 (1 + \varepsilon(\sin \theta)^2) \quad (3.11)$$

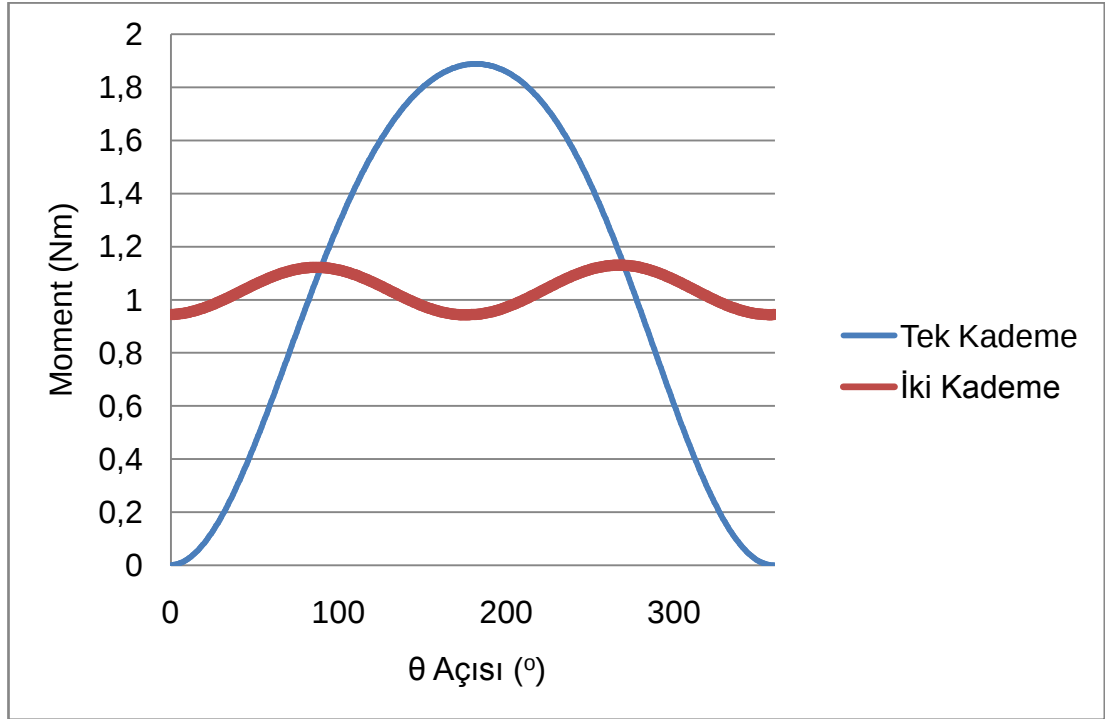
İki kademeli bir kompresörde, kademeler arası değişim eğrisi zıt yönlüdür ve periyodiktir. Değişim eğrisi her iki kademe için aynıdır. Bir kademedeki hidrolik moment değerinin minimum olduğu konumda, diğer kademe maksimum değerdedir (Şekil 3.7).



Şekil 3.7. İki kademeli bir kompresörde moment değişimi gösterimi

İki kademeli kompresörde titreşim frekansı tek kademeliye göre iki katına çıkarken, titreşim genliği azalmaktadır. Titreşim genliği tek kademeli kompresör için 2ε iken, aynı hacimli iki kademeli kompresörde $2\varepsilon^2$ olur. Titreşim genliği eksantrik oranı “ ε ” ile doğrudan ilişkilidir. Eksantrik oranı 1’e yaklaştığında tek kademe ve iki kademe kompresörlerin titreşim genlikleri de birbirlerine yaklaşmaktadır. İki kademeli kompresörde faz farkı 180° olduğundan frekans iki misline yükselir. “ ε ” değerinin 1’e eşit olması durumunda, iki kademeli kompresör tek kademeliye göre daha gürültülü çalışır. Yüksek basınçlar söz konusu olduğunda “ ε ” değeri küçük seçilmesi gerekmektedir (Şekil 3.7) [51].

Tek kademe ve iki kademe için her derecedeki hidrolik moment hesaplandığında Şekil 3.8 elde edilmektedir.



Şekil 3.8. İki kademe ve tek kademe kompresör için hidrolik moment

Çizelge 3.1’de verilen ölçülere göre “p” besleme basıncı 1 bar, hacimsel verimlilik %100 ve “n” kompresör hızı 1000 1/min olarak kabul edilerek θ açısı 45° için yapılan örnek hesaplama aşağıda görülmektedir.

Hesaplamalarda kullanılan “ ε ” eksantriklik oranı Eş. 3.4’e göre;

$$\varepsilon = \frac{53,5}{44,7} - 1$$

$$\varepsilon = 0,197$$

Ortalama debi Eş. 3.5’e göre;

$$Q_{or} = \frac{\pi \left(\frac{53,5 + 44,7}{1000} \right) \left(\frac{53,5 + 44,7}{1000} \right) \frac{24}{1000} \times 1000 \times 1}{240}$$

$$Q_{or} \cong 16 \text{ l/min @ } 1000 \text{ 1/min}$$

Anlık hidrolik moment Eş. 3.10'a göre;

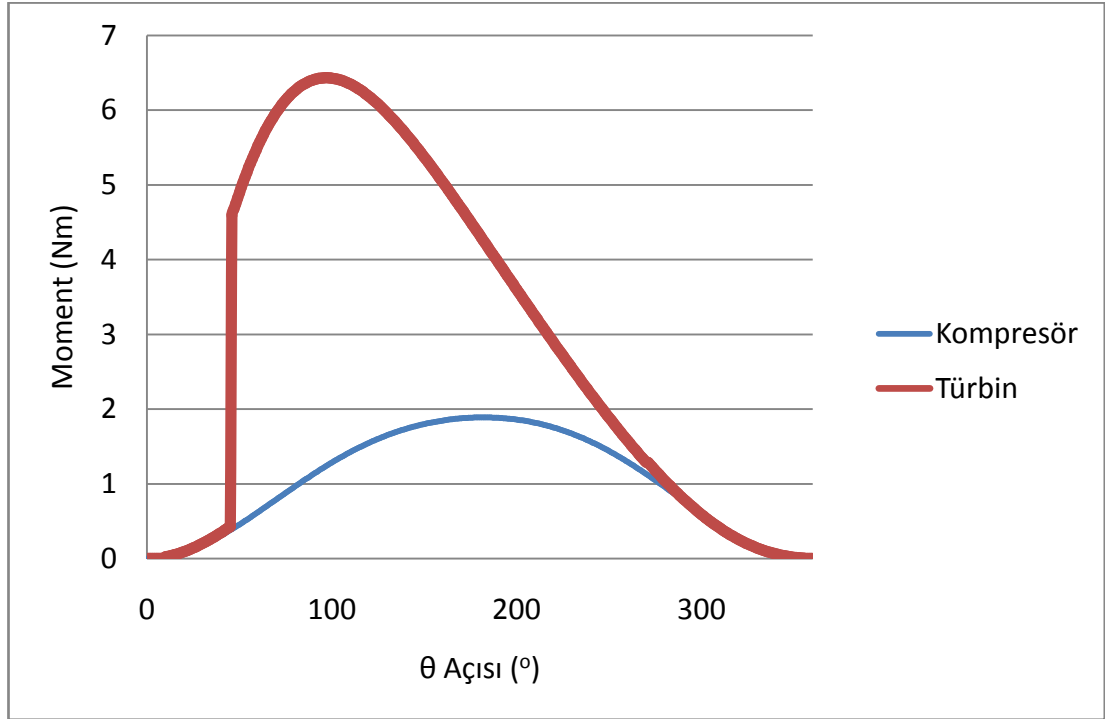
$$H = 10^5 \varepsilon \cdot \frac{24}{1000} \cdot \left(\frac{44,7}{1000} \right)^2 \left(1 + \varepsilon (\sin 45)^2 - \cos 45 \sqrt{1 - 0,197^2 \cdot (\sin 45)^2} \right)$$

$H \cong 0,376 \text{ Nm}$ olarak bulunmaktadır.

3.5. Türbindeki Yanma Etkisiyle Elde Edilen Moment

Yanmanın etkisiyle moment değerlerinin teorik olarak belirlenebilmesi için, yakıtın hava ile yanması sonucu türbindeki anlık basınç değişimi hesaplanmalıdır.

Termodinamiğin birinci kanununa göre yanma etkisi ile anlık basınç değerleri hesaplandığında Şekil 3.9'daki gibi bir grafik elde edilmektedir.



Şekil 3.9. Türbindeki yanma etkisi ile θ açısına göre moment değişimi

Şekil 3.9’de kompresör ve türbin için hidrolik moment eğrileri gösterilmektedir. Türbindeki yanma etkisiyle oluşan basınç, yüksek moment meydana getirmektedir. Türbinde oluşan bu moment artışı ateşlemenin yapılacağı konum, döner valf açıklığı gibi parametrelere göre farklılık göstermektedir.

3.6. Palet Üzerinde Yapılan Değişikliklerle Motor Performansı Geliştirme Çalışması

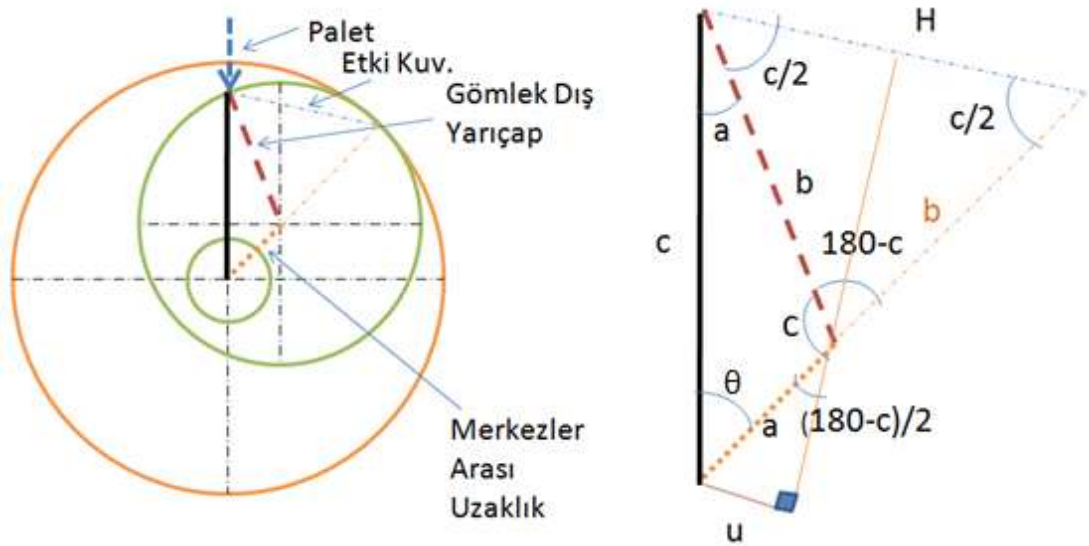
Literatürde, döngüsel kompresörlerin performansının artırılması amacıyla birçok çalışma yapılmış ve bunların büyük bir bölümü palet ve yuvası üzerinde yapılan değişiklikler olarak karşımıza çıkmaktadır. Özellikle yüksek basınç altında çalışması istenen kompresörler için, palet ve yuvası arasındaki sürtünmenin azaltılması konusu tasarımcılar ve bilim adamları için büyük önem taşımaktadır.

Bilindiği gibi, motorlarda yanma anında büyük bir basınç artışı meydana

gelmektedir. Deneylerde kullanılan döngüsel motorun türbininde yanma oluştuğu zaman, palet üzerinde meydana gelen yüklerin etkisiyle meydana gelen sürtünme kayıpları da aynı oranda artmaktadır. Yapılan çalışmada, bu etkiyi azaltabilmek için, literatürdeki bilgiler ışığında, palet boyutlarının değiştirilmesinin türbin performansına etkilerinin deneysel olarak görülmesi amaçlanmıştır.

3.6.1. Palet ve gömlek (rotor) üzerinde oluşan kuvvetler

Paletin hareketi, silindirik muylu merkezi ile gövde merkezi arasındaki mesafeye bağlı olarak değişmektedir. Milin her derecesindeki palet yer değiştirme miktarı aynı değildir. Kuvvet kolları paletin anlık yer değiştirme miktarı ile orantılıdır. Paletin yer değiştirme miktarı, piston-biyel-krank mekanizması kinematiğine benzetilerek hesaplanabilir [32, 47, 49] (Şekil 3.10).



Şekil 3.10. Etki kuvveti yüzeyi ve kuvvet kolları değişiminin açısal ilişkileri

Şekil 3.10'da gömlek ve gövde merkezleri arası uzaklık krank kolu "a", gömlek dış yarıçapı biyel "b" ve palet piston olarak modellenmiştir. "b" ve "a" değerleri sabit değerlerdir. Paletin gömleğe değdiği nokta ile gövde merkezi

arasındaki uzaklık “c” değişken değerdir. ”H” hazne içerisindeki basınç etkisiyle oluşan etki kuvvetinin uygulandığı yüzey ve “u” kompresör çıkış milinde oluşan moment için kuvvet koludur.

“a” ve “c” açılarının hesaplanabilmesi için basit geometrik kurallardan eşitlikler türetilmektedir (Eş. 3.12, Eş. 3.13). Paletin “θ” açısına göre ne kadar hareket ettiğini belirleyen “c” uzunluğunun hesaplanabilmesi için Eş. 3.14 kullanılmaktadır.

$$\hat{a} = \sin^{-1} \left(\frac{a \sin \theta}{b} \right) \quad (3.12)$$

$$\hat{c} = 180 - \hat{b} - \sin^{-1} \left(\frac{a \sin \theta}{b} \right) \quad (3.13)$$

$$c = a(\cos \theta) + b \left(2 - (1 - a \cdot b^{-1}(\sin^2 \theta))^{0,5} \right) \quad (3.14)$$

Çizelge 3.1’de verilen ölçüler kullanılarak “θ” açısının 45° olduğu konumda “a” ve “c” açılarının değeri ve c uzunluğunun değeri aşağıda örnek olarak hesaplanmıştır.

“a” açısı Eş. 3.12’ye göre;

$$\hat{a} = \sin^{-1} \left(\frac{a \sin \theta}{b} \right)$$

$$\hat{a} \cong 8^\circ$$

“c” açısı Eş. 3.13’e göre;

$$\hat{c} = 180 - 8 - \sin^{-1} \left(\frac{(53,5 - 44,7) \cdot \sin 45}{44,7} \right)$$

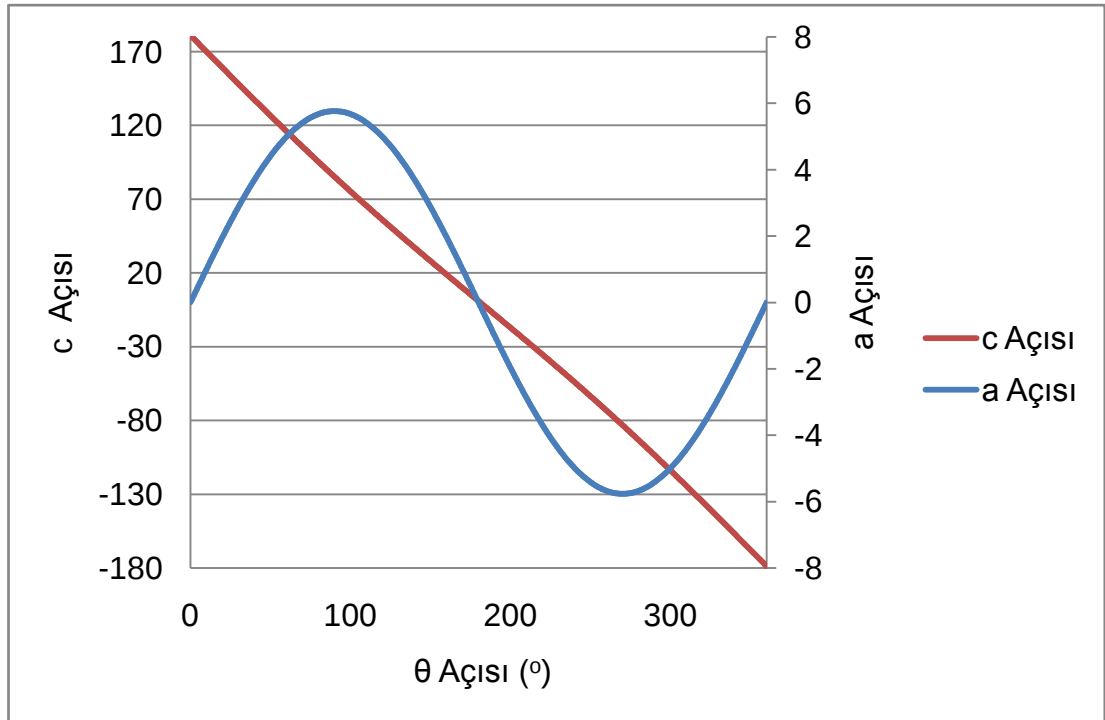
$$\hat{c} \cong 127^\circ$$

“c” uzunluğu Eş. 3.14’e göre;

$$c = 53,5(\cos 45) + 44,7 \left(2 - \left(1 - 53,5 \cdot 44,7^{-1} (\sin^2 45) \right)^{0,5} \right)$$

$$c \cong 53,18 \text{ mm}$$

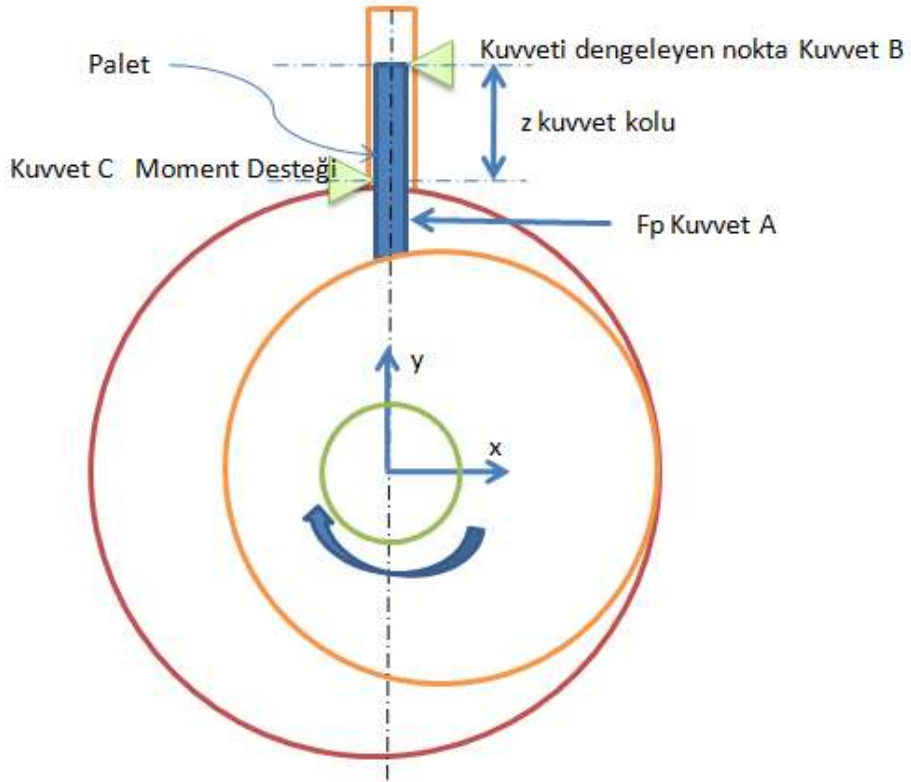
Şekil 3.11’de “θ” açısına göre “a” ve “c” açılarının değişiminin grafiği gösterilmektedir.



Şekil 3.11. Kompresör için b açısına göre a ve c açılarının değişimi

Paletin her iki tarafında farklı basınçlar bulunmaktadır. Deney motorunda kompresör kısmı için yüksek basınçlı bölge çıkış kanalı tarafında kalan bölgededir. Türbin için ise yüksek basınç yanma etkisi ile giriş kanalı tarafında kalan bölgede oluşmaktadır. Türbin ya da kompresör paletinin iki tarafında oluşan bu basınç farkı nedeniyle palet üzerinde dengesiz bir kuvvet dağılımı oluşmaktadır (Şekil 3.12).

Palet üzerinde moment meydana gelmektedir. Bu momentin oluştuğu kuvvet ve destek noktaları rotorun hareketi ile birlikte anlık olarak değişmektedir. Rotorun dönme açısı “ θ ” olarak ifade edilmektedir.



Şekil 3.12. Palet üzerinde oluşan yanal kuvvetler

“z” kuvvet kolu, h palet yüksekliğine göre Eş. 3.14’ten hesaplanabilmektedir. Momenti oluşturan “F_p” kuvvetinin değeri Eş. 3.15 ile bulunabilmektedir.

$$F_p = h \cdot z \cdot |P_c - P_s| \quad (3.14)$$

“h_p” palet yüksekliği 30 mm için “ θ ” açısı 45° olduğunda “z” kuvvet kolu;

$$z = 29,67 \text{ mm}$$

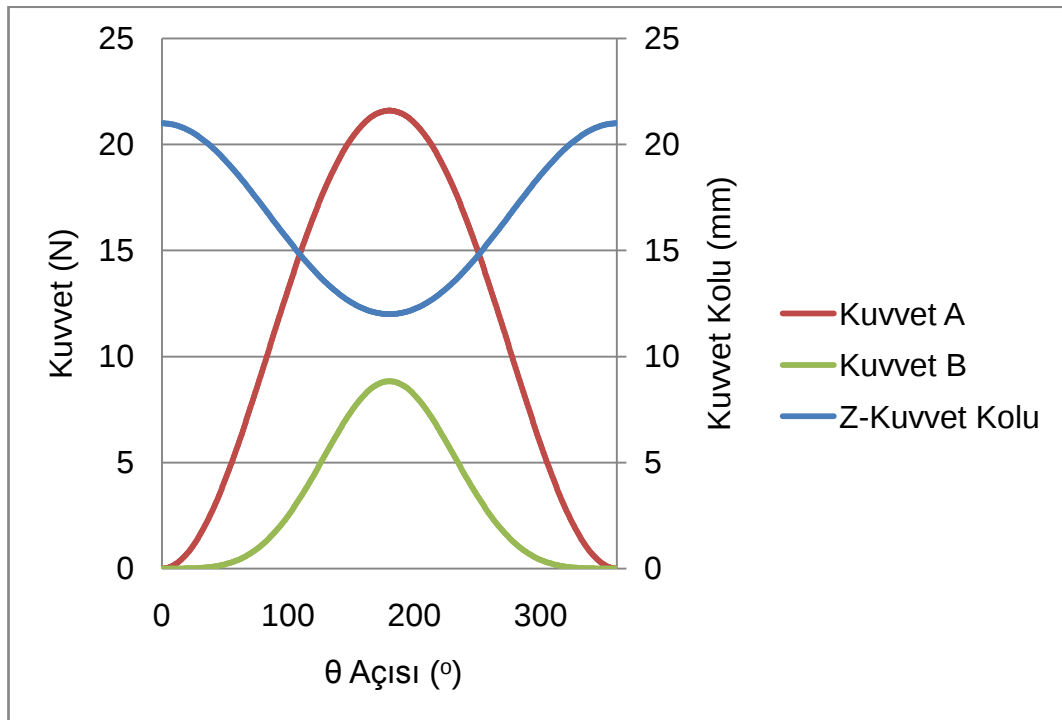
Basınç farkı 1 bar olarak kabul edildiğinde “F_p” kuvveti Eş. 3.15 yardımı ile;

$$F_p = \frac{24}{1000} \cdot 29,67.1$$

$$F_p \cong 0,712 \text{ N}$$

Şekil 3.12’de hazne içerisindeki basınç farkı nedeniyle paletin gövde içerisinde kalan kısmına yayılı kuvvet olan “A” etki etmektedir. Paletin üst kısmında bu yayılı kuvveti dengeleyici aynı yönlü bir “B” kuvveti oluşmaktadır. “C” kuvveti “B” ve “A” kuvvetinin toplamı bir kuvvettir ve moment desteğinin üzerindedir. “C” kuvveti zıt yönlüdür [52].

Şekil 3.13’te haznedeki basınç farkının her açıda sabit olduğu varsayılarak “θ” açısına göre kuvvet kolu ve kuvvetlerin değişiminin örnek grafiği gösterilmiştir.



Şekil 3.13. θ açısına göre kuvvet ve kuvvet kolu değişimi

“B” ve “C” kuvveti, kompresörün çalışması esnasında palet ve yuvası

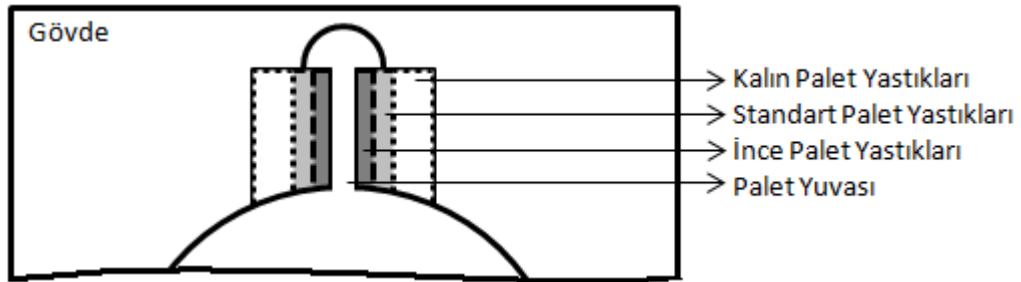
arasındaki sürtünmeyi etkileyen kuvvetlerdir. Bu kuvvetler, palet yüksekliği ile doğrudan orantılıdır.

$$F_f = F \cdot \mu_f \quad (3.16.)$$

Eş. 3.16’da “ F_f ” sürtünme kuvveti, yüzeye dik kuvvet “ F ” ve sürtünme katsayısı “ μ_f ” ile orantılıdır. “ μ_f ” malzeme ile ilişkili olduğundan sürtünme kuvvetini sadece yüzeye dik kuvvet etkilemektedir.

3.6.2. Palet kalınlığının değiştirilmesi

Motor performansının palet kalınlığı ile değişip değişmeyeceğini gözlemleyebilmek amacıyla, üç farklı palet kalınlığı belirlenerek, deneyler yapılmıştır. Eş. 3.15’te de ifade edildiği gibi palet yüksekliğinin değiştirilmesi ile momentten dolayı sürtünme kuvvetleri değişmektedir. Bu nedenle deneylerde palet temas noktaları ve motor çalışma parametreleri sabit tutularak, sadece palet kalınlığının etkileri incelenmiştir. (Şekil 3.14)



Şekil 3.14. Palet kalınlığı deneyi için yuvada yapılan değişiklik

Şekil 3.14’te görüldüğü gibi palet yuvasının istenilen ölçüye getirilebilmesi için değiştirilebilen tungsten-karbür (WC) yastıklar kullanılmıştır. Ayrıca yastıklar ve palet arasında çalışma toleransı 0,02 mm olacak şekilde aynı malzemeden paletler üretilmiştir. Resim 3.1’de üç farklı kalınlıkta üretilen paletler görülmektedir.



Resim 3.1 Farklı kalınlıklarda üretilen paletler

Resim 3.2’de ise palet ve yan yastıkların türbin gövdesine montajları görülmektedir.



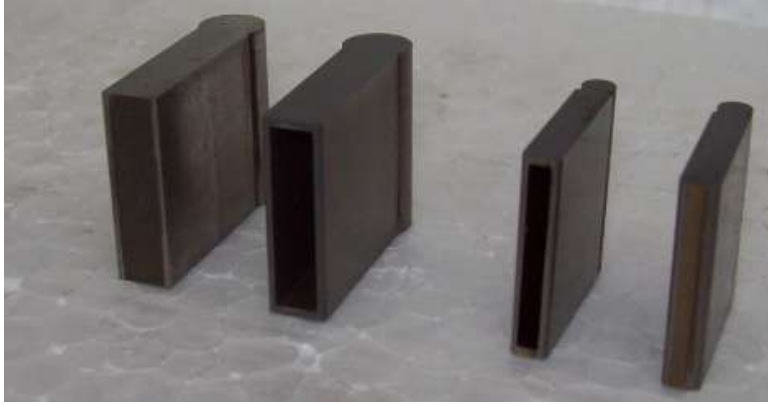
Resim 3.2. Palet ve yan yastıkların türbin gövdesine montajlanmış hali

Deneylerde kullanılan paletlerin ölçüleri Çizelge 3.2’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.2. Deneylerde kullanılan paletlerin boyutları

Özellikler	Kalın	Standart	İnce
Yükseklik (mm)	24	20	21
Derinlik (mm)	24		
Kalınlık (mm)	7	4,7	3

Paletin kalınlığının değiştirilmesi ile birlikte palet ağırlıkları da büyük ölçüde değişmektedir. Bu nedenle paletlerin iç kısmından malzeme boşaltılarak palet ağırlığının motor performansına etkileri incelenmiştir (Resim 3.3)



Resim 3.3. İçi boşaltılan paletler

Hafifleştirme işlemi sonrasında, kalın paletin ağırlığı %65, standart paletin ise %35 azalmıştır. Çizelge 3.3'te Normal ve hafifletilmiş paletlerin ağırlıkları görülmektedir.

Çizelge 3.3. Deneylerde kullanılan paletlerin ağırlıkları

Özellikler	Kalın	Standart
Normal Ağırlık (g)	71,4	32,4
Hafifletilmiş (g)	25,3	22,9

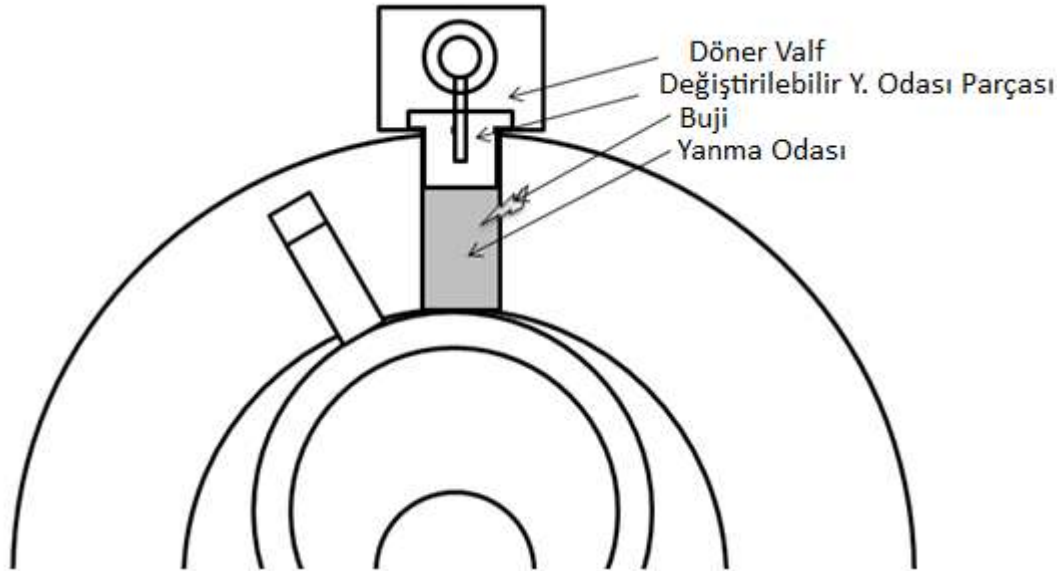
3.7. Yanma Odası Şeklinin ve Boyutlarının Değiştirilmesinin Motor Performansına Etkisi

Pistonlu motorlarda ve gaz türbinlerinde çevrimin performansı ve sürekliliği için yanma olayının verimliliği ve kullanılabilirliği önemli bir parametredir. Bu verimliliğin karşılanabilmesi için yanma ile açığa çıkan termal enerjinin kinetik enerjiye optimum düzeyde dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu yüzden yüz yılı aşkın bir süredir, hem pistonlu motorlar hem de gaz türbinleri için birçok

yanma odası tasarımları yapılmakta ve çalışmalar günümüzde de devam etmektedir.

Yanma verimliliği, kullanılan yakıta basınca ve sıcaklık gibi birçok etkene bağlıdır. Yanma odasının büyüklüğü ve şekli de yanma verimliliğinin, dolayısıyla motor performansının değişmesinde büyük rol oynamaktadır. Deneyde kullanılan motorda yanma odası şekli ve boyutu, değiştirilerek, performansa etkileri incelenmiştir.

Şekil 3.15'te turbo döngüsel Pars motorun döner valf sistemi ve yanma odası görülmektedir. Yakıt-hava karışımı motor içerisine döner valf ile alınmaktadır. Döner valf hareketini zincir-dişli sistemiyle ana milden almaktadır. Karışımın içeriye alınmasının ardından buji ile ateşleme sağlanmaktadır.



Şekil 3.15. Yanma odası tasarımının motor üzerinde değiştirilmesi

Gömlek ile döner valf arasındaki zamanlamanın değiştirilmesi ile yanma olayını türbin içerisine kadar çekmek mümkün olabilmektedir. Ancak bujinin gömlek içerisine montaj edilmesindeki geometrik zorluklardan dolayı buji döner valfin hemen altına monte edilmiştir. Bujinin konumu itibarıyla döner

valf ile gömlek arasında 3 cm^3 'lük bir yanma odası hacmi oluşmaktadır. Ancak bu yanma odası hacmi ile motor çalıştırılamamıştır. Yanma basıncının artırılması ve yanma olayının türbin içerisine yönlendirilmesi için bu hacim yapılan üç farklı tasarım ile azaltılmıştır. Çizelge 3.4'te yapılan tasarımlar sonucu yanma odası hacimleri ile türbin hacimleri görülmektedir.

Çizelge 3.4. Yanma odası hacimlerinin değişimi

Özellikler	Yanma odası Hacmi (cm^3)	Türbin Hacmi (cm^3)
Değişiklik yok	3,00	16
Tasarım 1	2,00	16
Tasarım 2	0,86	16
Tasarım 3	1,13	16

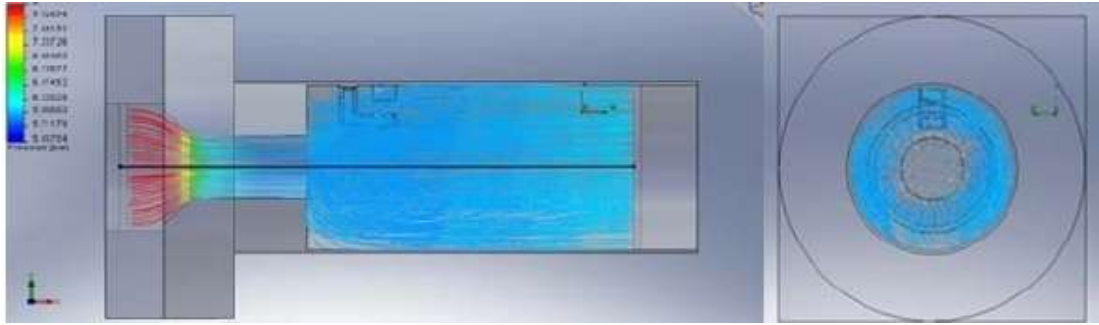
Yapılan yanma odası tasarımlarında genel olarak basınçlı yakıt-hava karışımının yanma odasının içerisinden geçmesi esnasında “throttling” (boğum: ani dar kesitte basınç düşmesi) etkisini azaltmak için giriş deliğine 45° bir pah verilmiştir. Resim 3.4'te imal edilen üç farklı tasarım (Tasarım 1-2-3) görülmektedir.



Resim 3.4. Üretimi yapılan yanma odası parçaları [51]

Üç farklı yanma odasının soğuk akış analizleri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (cfd) metodu ile “Cosmosflowworks” programında yapılmıştır. Her bir analiz için sınır şartları sabit tutulup akış esnasındaki oluşan türbülanslar ile yanma odası geometrilerindeki basınç değişimleri incelenmiştir.

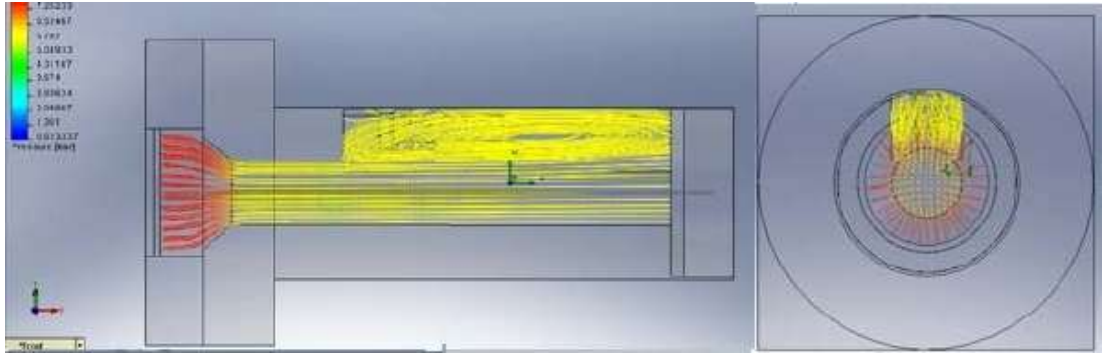
“Tasarım 1”de yanma sonucunda oluşan basıncın, döner valfin yataklarından kaçmasını önlemek için üretilen parça ile 4 mm’lik bir boğaz oluşturulmuştur. “Tasarım 1”in amacı dar kesitten geçen karışımın ani olarak büyük kesite geçirilmesiyle, yanma odası içerisinde küçük girdapların oluşturulmasını sağlamaktır (Şekil 3.16).



Şekil 3.16. Tasarım 1 için akış ve basınç dağılımı

Analizde de görüldüğü gibi, “tasarım 1”de yüksek basınçla giren akışkanın üretilen parça sonrasında karşılaştığı büyük hacimden dolayı basıncı azalmıştır. Türbülans oluşumuna bakıldığında ise akışkanın düz çizgiler halinde hareket ettiği görülmektedir. (Şekil 3.16).

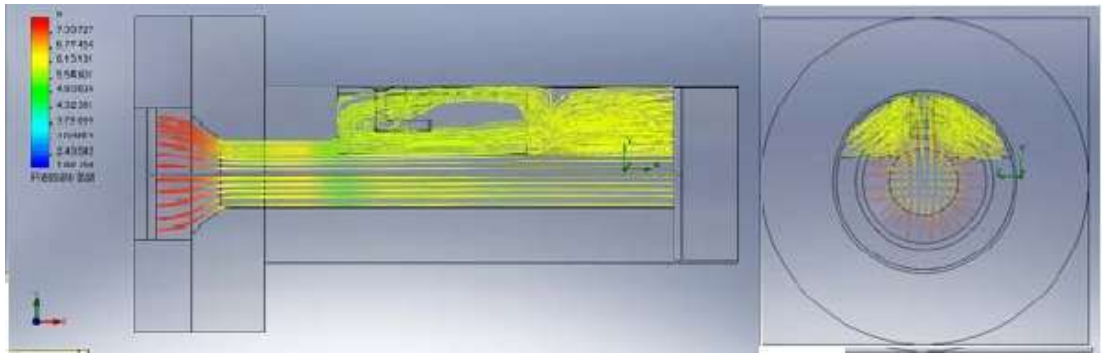
“Tasarım 2”de türbin hacmi ve hava-yakıt karışımının tepkime sonrası gaz genişleme hacmine göre büyük olan yanma odası hacminin azaltılması amaçlanmıştır. Yanma basıncının döner valfin yataklarından kaçmaması için 4 mm’lik boğaz yanma odası boyunca devam ettirilmiştir. Buji tırnağı bu kanal içerisinde yer almaktadır (Şekil 3.17).



Şekil 3.17. Tasarım 2 için akış ve basınç dağılımı

Analizler neticesinde “tasarım 2”de basınç değişiminin daha az olduğu görülmektedir. “Tasarım 1”e göre türbülans oluşumu daha iyidir. Ancak oluşan türbülans çok küçük bir hacimde oluşmaktadır (Şekil 3.17).

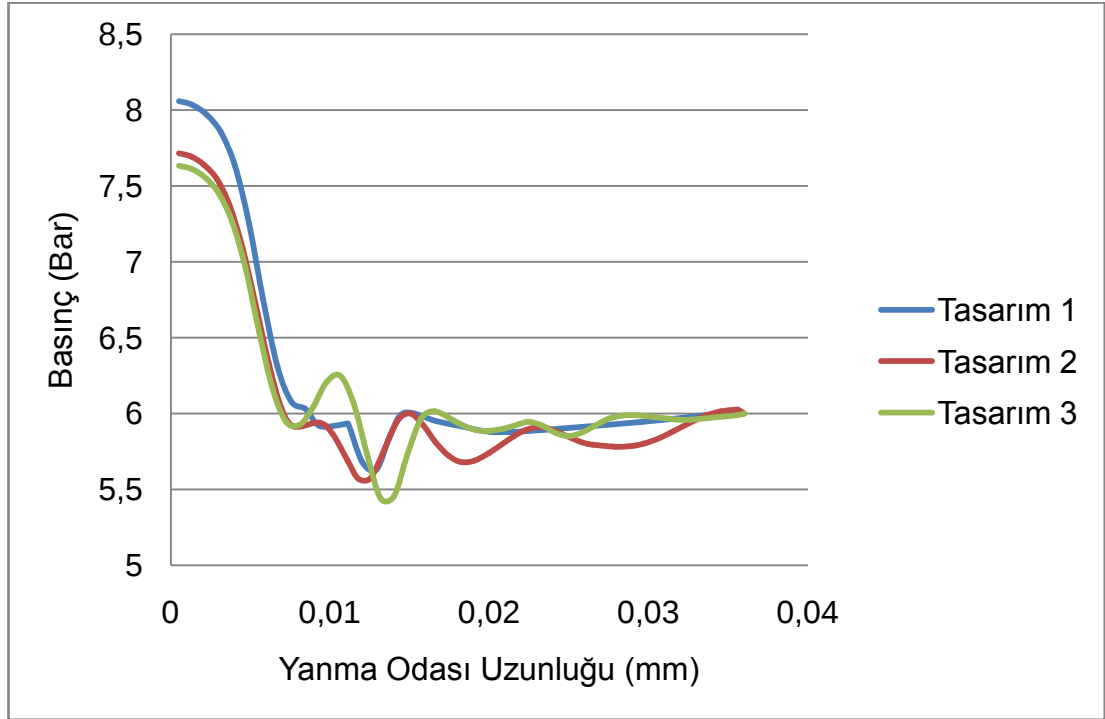
“Tasarım 3”te “tasarım 2”den farklı olarak, hava yakıt karışımının homojen olarak karıştırılabilmesi için parçanın uç tarafları boşaltılmıştır (Şekil 3.18).



Şekil 3.18. Tasarım 3 için akış ve basınç dağılımı

“Tasarım 3” için yapılan analizlerde türbülans “tasarım 2”ye göre daha fazla oluşmuştur. Türbülansın fazla oluşması daha homojen hava yakıt karışımının oluşmasına neden olmaktadır.

Şekil 3.19’da üç yanma odası tasarımı için akış doğrultusundaki basınç değişimi gösterilmektedir.



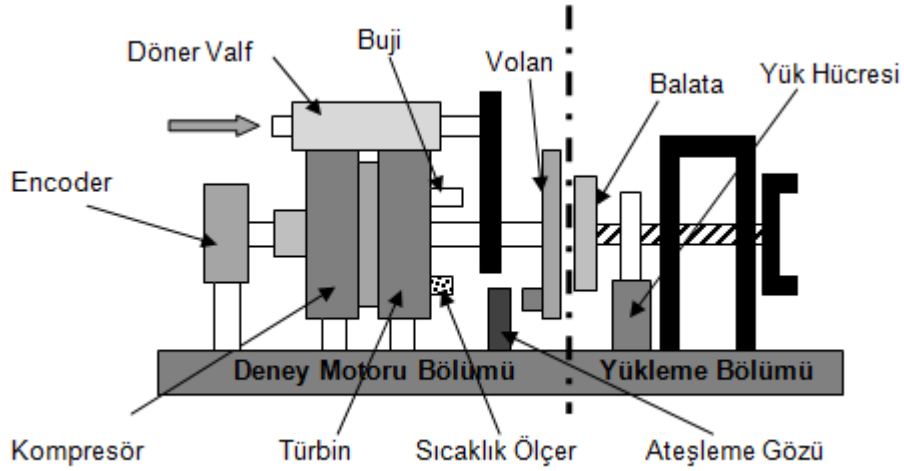
Şekil 3.19. Yanma odası soğuk akış basınç dağılımı

Tasarım analizlerinde giriş basıncı ile debisi sabit tutulmuştur. Giriş ve çıkış arasındaki fark, yanma odası basınç kaybını ifade etmektedir. En az basınç kaybı “tasarım 3” geometrisi ile sağlanmıştır.

3.8. Deney Şartları ve Deney Düzeneğinin Genel Yapısı

Deney verilerinin doğru elde edilebilmesi için doğru ölçme tekniklerinin kullanılması ve bütün deneylerin aynı şartlar altında yapılması gerekmektedir.

Turbo döngüsel Pars motor 16 cm³’lük bir motor olduğundan, deneylerde küçük hacimli motorları yükleyebilen, tasarımı ve imalatı Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı’nda yapılan bir dinamometre kullanılmıştır (Şekil 3.20).



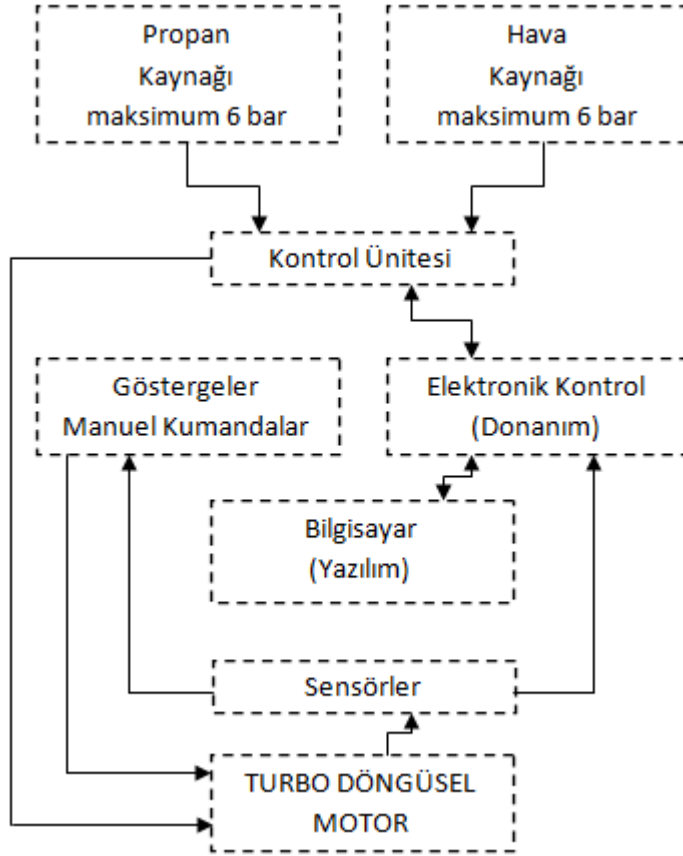
Şekil 3.20. Motorun deney için düzenlenmiş şematik hali

Şekil 3.20’de gösterildiği gibi, deney düzeneği, deney motoru ve yükleme ünitesi olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Deney motoruna hava ve yakıt girişi döner valften sağlanmaktadır. Döner valf hareketini zincir-dişli sistemi ile ana mil üzerinden almaktadır. Döner valf, motorun her turunda yaklaşık 65° açık kalmaktadır. Bu süre içerisinde döner valf öncesi yapılmış hava-yakıt karışımı türbin içerisine alınarak buji ile ateşlenmektedir. Motor hızı, encoder yardımıyla ölçülebilmektedir. Deney şartlarında sıcaklığın belirlenebilmesi için motorun türbin kısmına bir sıcaklık ölçer yerleştirilmiştir.

Yükleme bölümü balata ve yük hücrelerinden oluşan basit bir dinamometredir. Dinamometre üzerinde bulunan küçük adımlı bir vida ile balata, volan üzerine temas ettirilerek motor yüklenmektedir. Balata, motorun dönüş hareketiyle birlikte bir kol yardımıyla yük hücreğine baskı uygulayarak moment oluşturulmaktadır.

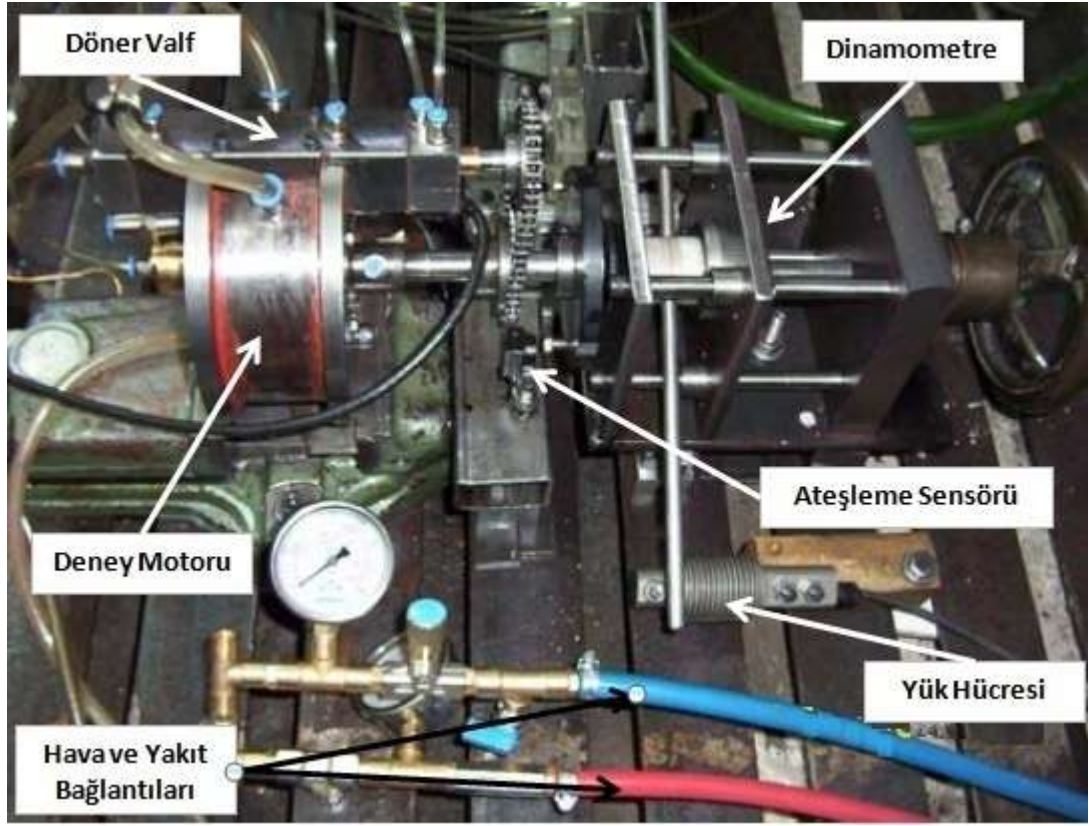
Deneylerde yakıt olarak propan (C_3H_8) gazı, hava olarak da basınçlandırılmış şebeke havası kullanılmıştır. Yakıt-hava karışımı için hassas-manüel vanalar kullanılmış olup, ölçümleri ise özel olarak tasarlanmış bilgisayar kontrollü bir sistem ile yapılmıştır. Deneyler sırasında hava-yakıt oranı yaklaşık hacimsel

25/1 olarak ölçülmüştür. Şekil 3.21’de deney düzeneği şematik olarak görülmektedir.



Şekil 3.21. Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Şekil 3.21’de görüldüğü gibi propan ve basınçlı hava öncelikle kontrol ünitesine gelmektedir. Kontrol ünitesinin iç yapısında iki adet kontrol edilebilir debimetre vardır. Bu debimetreler sayesinde, üzerinde bulunan donanımlar ile, hava veya yakıtın kütleli debisinin yanı sıra, sıcaklık ve basınç değerleri de ölçülebilmektedir. Motor üzerine bağlı olan sensörlerden motor sıcaklığı, motor hızı gibi diğer veriler elde edilebilmektedir. Ölçülen bu değerler bilgisayar bağlantısı ve/veya manuel kumandalar yardımıyla kontrol edilebilmektedir. Deneyler esnasında istenilen veriler bilgisayar monitöründen ve göstergelerden kaydedilmektedir. Resim 3.5’te deney düzeneği görülmektedir.



Resim 3.5. Deney düzeneğinin genel görünümü [53]

4. DENEYSEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu bölümde, turbo döngüsel Pars motorun performansını arttırmak amacıyla “Materyal Metot” kısmında sözü geçen motorun palet ve yanma odası ile ilgili yapılan deneyler anlatılmış olup, deney sonuçları tartışılmıştır.

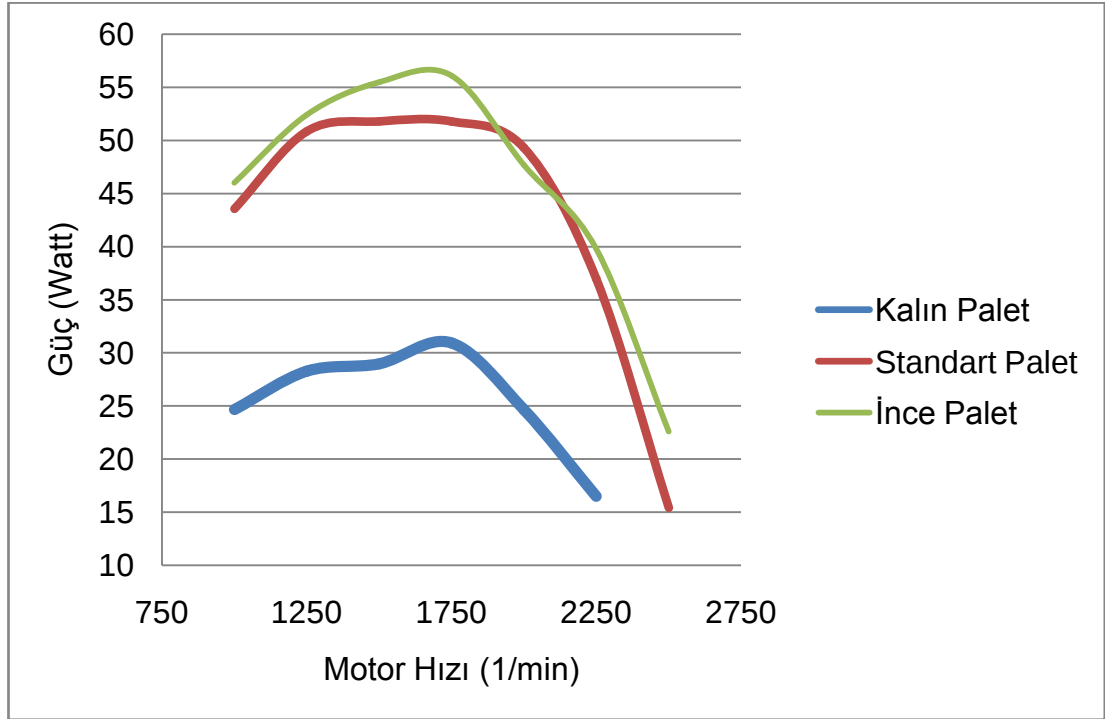
4.1. Palet Üzerinde Yapılan Değişikliklerin Motor Performansına Etkisi

Motorun türbin kısmının palet deneyleri palet kalınlığının ve ağırlığının değiştirilmesi ile iki kısımda yapılmıştır. Deneylerde, motor performansının en iyi olduğu şartlar (döner valf açıklığı ve konum, ateşleme avansı vb.) belirlenmiş olup hava giriş debiler sabit tutulmuştur. Ayrıca deneyler sırasında türbin giriş basınç değerleri ölçülerek paletlere olan etkileri değerlendirilmiştir.

4.1.1. Palet kalınlık deneyleri

Palet kalınlık deneyleri 20, 25 ve 30 l/min sabit hava debilerinde kalın, standart ve ince palet olmak üzere üç grupta yapılmıştır. Her grup deneyleri için sabit hava giriş debilerinde güç-motor hızı ve basınç-motor hızı grafikleri çizilmiştir.

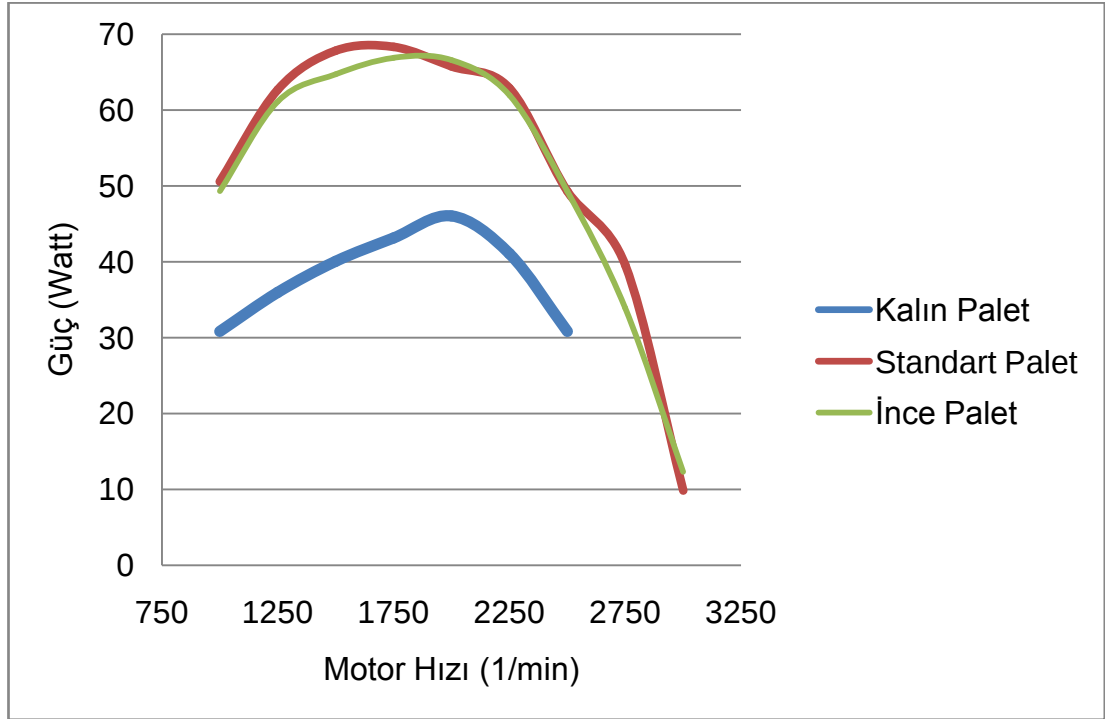
Şekil 4.1’de her üç palet için 20 l/min hava giriş debisi için güç-motor hızı grafiği görülmektedir.



Şekil 4.1. Farklı palet kalınlıkları için 20 l/min hava debisinde güç-motor hızı grafiği

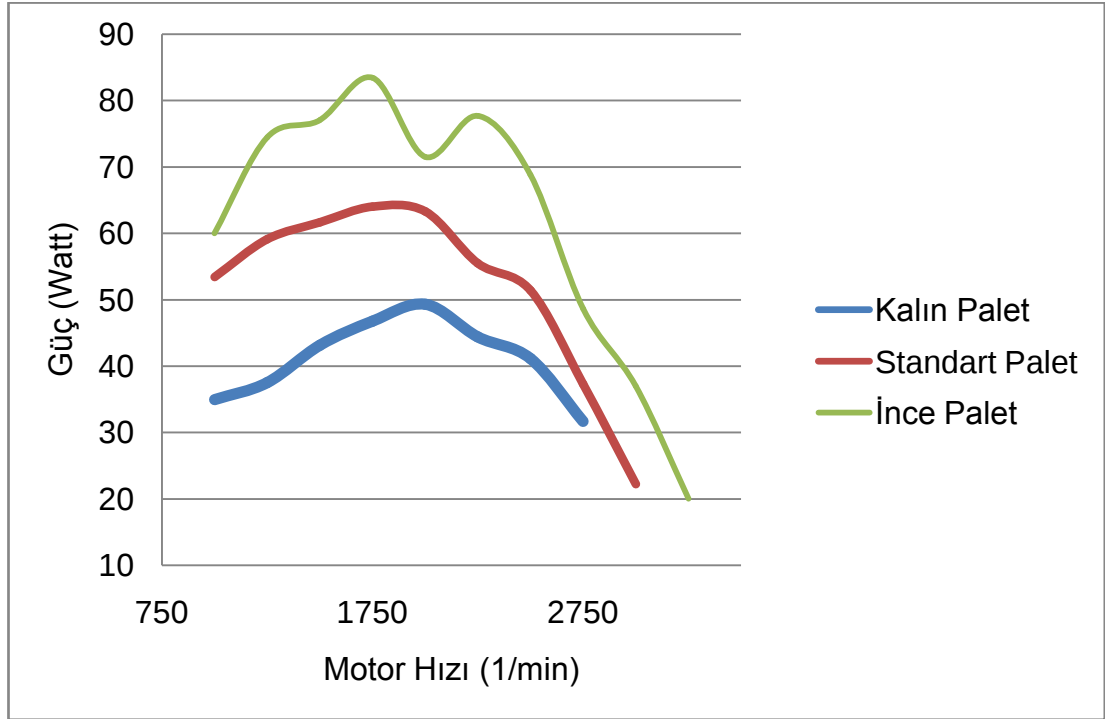
Şekil 4.1’de görüldüğü gibi 20 l/min hava debisinde kalın paletin motor performansına olan olumsuz etkisi net biçimde görülebilmektedir. Kalın palet için maksimum güç değeri 30 watt iken, standart ve ince palet için, 52 ve 56 watt seviyelerindedir.

25 l/min hava debisinde yapılan deneylerde de Şekil 4.1’e benzer eğilimler görülmektedir. Kalın palette maksimum güç 45 watt iken standart ve ince palet için yaklaşık 65 ve 70 watt seviyelerindedir (Şekil 4.2).



Şekil 4.2. Farklı palet kalınlıkları için 25 l/min hava debisinde güç-motor hızı grafiği

Hava debisi 30 l/min olduğunda paletler arası performans farkı daha net bir şekilde görülmektedir. Elde edilen verilere göre kalın, standart ve ince palet için maksimum güç değerleri sırasıyla 50, 65 ve 80 watt olarak görülmektedir (Şekil 4.3).



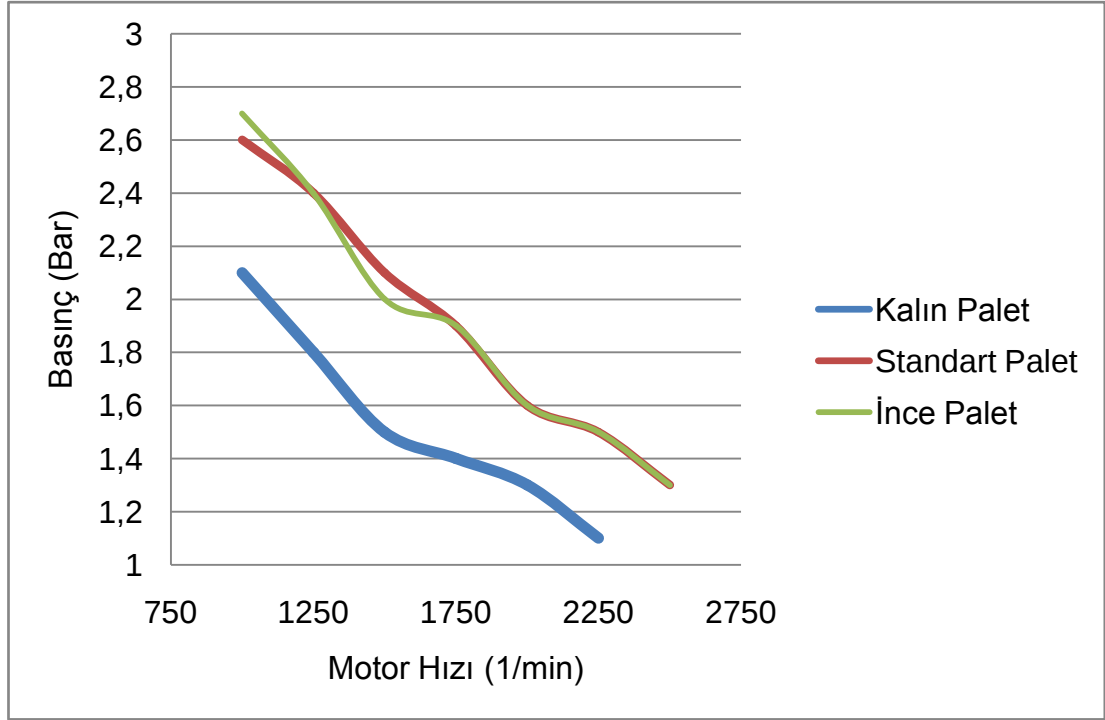
Şekil 4.3. Farklı palet kalınlıkları için 30 l/min hava debisinde güç-motor hızı grafiği

Palet kalınlığı deneyleri için standart palet kullanıldığında performansın %100 olduğu kabul edilerek değişik hava debilerinde, kalın ve ince palet için güç performans değişimleri Çizelge 4.1’de görülmektedir.

Çizelge 4.1. Palet kalınlığına göre güçteki performans değişimi

Hava Debisi (l/min)	Standart Palet Performansı	% Performans Değişimi	
		Kalın Palet	İnce Palet
20	% 100	-40	+20
25		-36	+7
30		-23	+23

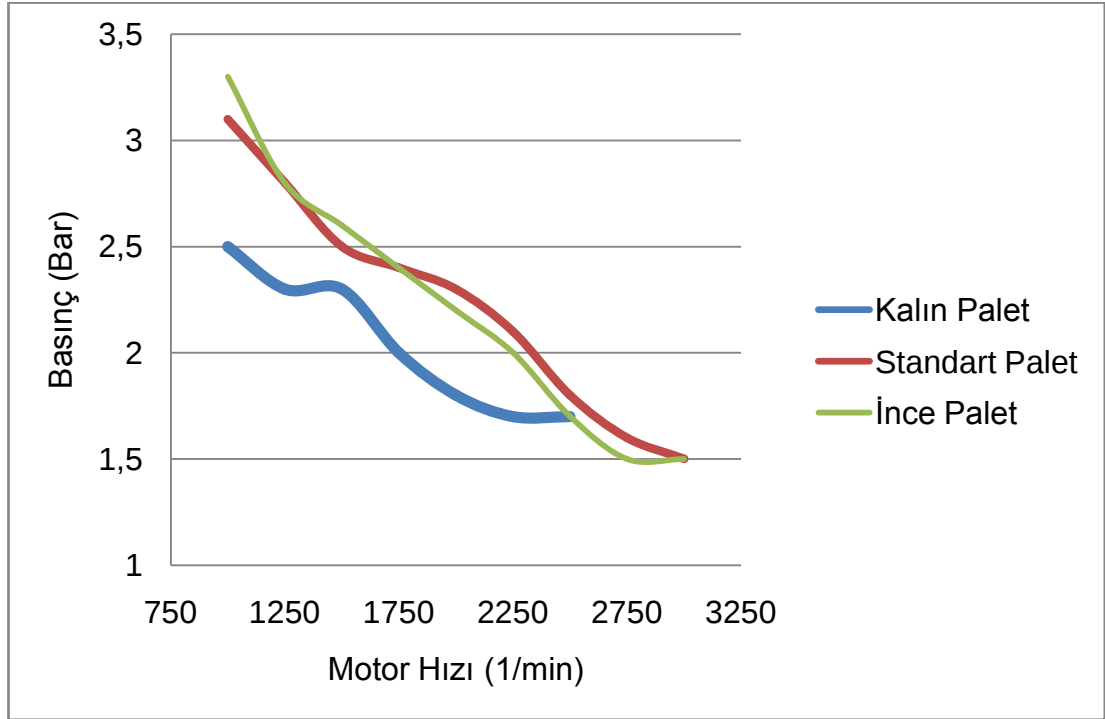
Palet kalınlıklarına göre güç-motor hızı grafiklerinin incelenmesinin ardından, deneylerdeki diğer bir parametre olan giriş basınçlarının da grafikleri çizilmiştir. Şekil 4.4’te 20 l/min debide her üç palet için giriş basıncı değişimi görülmektedir.



Şekil 4.4. Farklı palet kalınlıkları için 20 l/min hava debisinde basınç-motor hızı grafiği

20 l/min hava debisinde yapılan deneylerde kalın paletin giriş basınç değerleri standart ve ince palete göre ortalama 0,5 bar düşük çıkmaktadır.

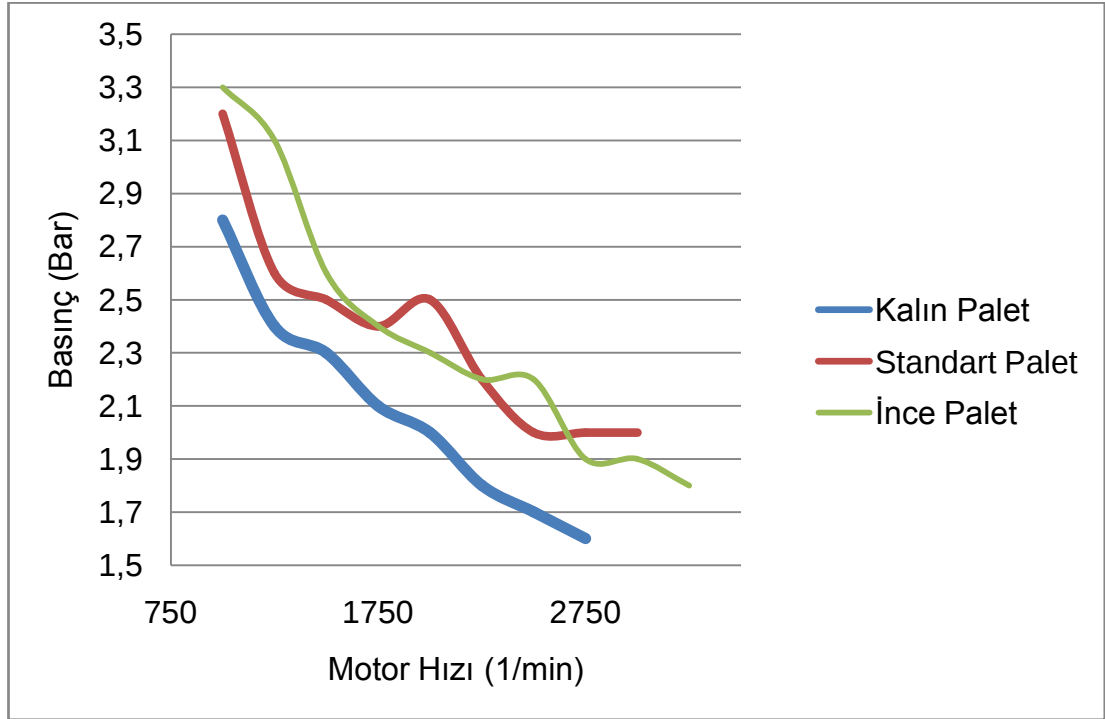
Şekil 4.5'te 25 l/min debide her üç palet için giriş basıncı değişimi görülmektedir.



Şekil 4.5. Farklı palet kalınlıkları için 25 l/min hava debisinde basınç-motor hızı grafiği

20 l/min hava debisinde olduğu gibi Şekil 4.5'de de 25 l/min hava debisi için kalın palet giriş basıncı ortalama 0,4 bar daha düşük çıkmaktadır. Standart ve ince paletin giriş basınçlarında ise yaklaşık 0,1 barlık bir fark görülmektedir.

Şekil 4.6'da 30 l/min debide her üç palet için giriş basıncı değişimi görülmektedir.



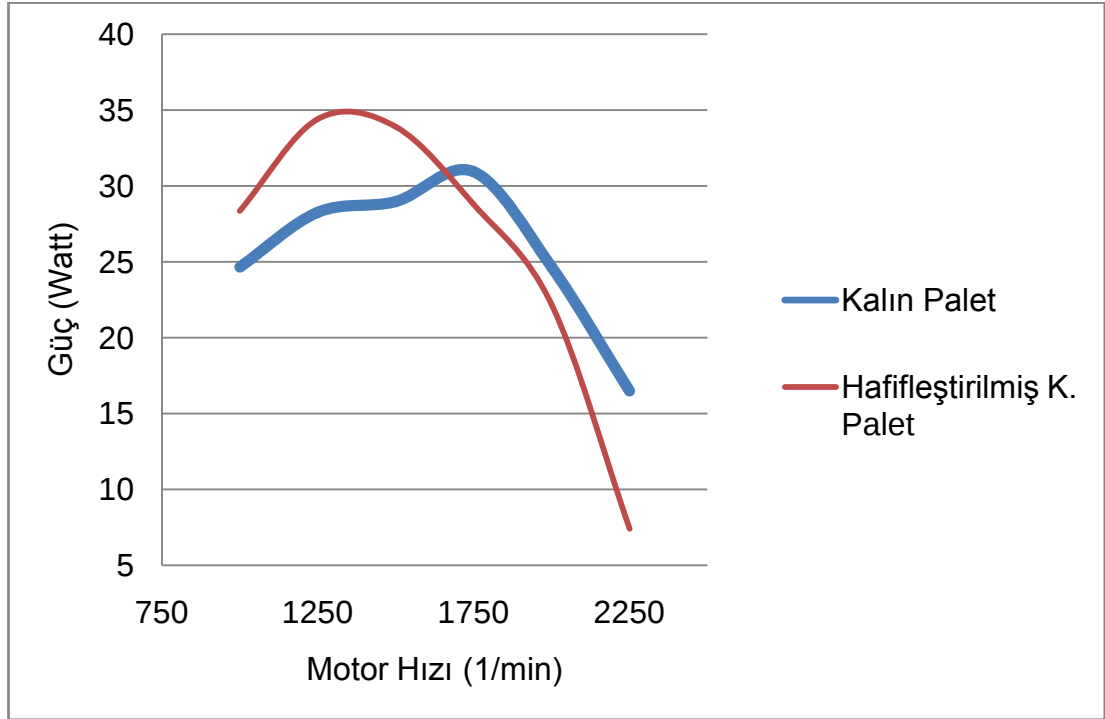
Şekil 4.6. Farklı palet kalınlıkları için 30 l/min hava debisinde basınç-motor hızı grafiği

30 l/min hava debisinde yapılan deneylerde de diğer debi değerlerindeki sonuçlara benzer veriler elde edilmiştir. Bu debi değerinde de kalın palet eğrisi standart ve ince palet eğrisinin 0,5 bar kadar aşağısında kalmıştır.

4.1.2. Palet Ağırlık Deneyleri

Kalınlık deneylerinin ardından kalın palet ile standart ve ince palet arasında güç ve tork değerleri bakımından oldukça fark oluşmasından dolayı, kalın paletteki performans kaybının ağırlığından kaynaklanan bir durum olabileceği düşünülmüştür. Bu nedenle aynı (20, 25 ve 30 l/min) debi değerlerinde kalın ve standart paletin içleri boşaltılarak elde edilen dört farklı palet için deneyler yapılmıştır.

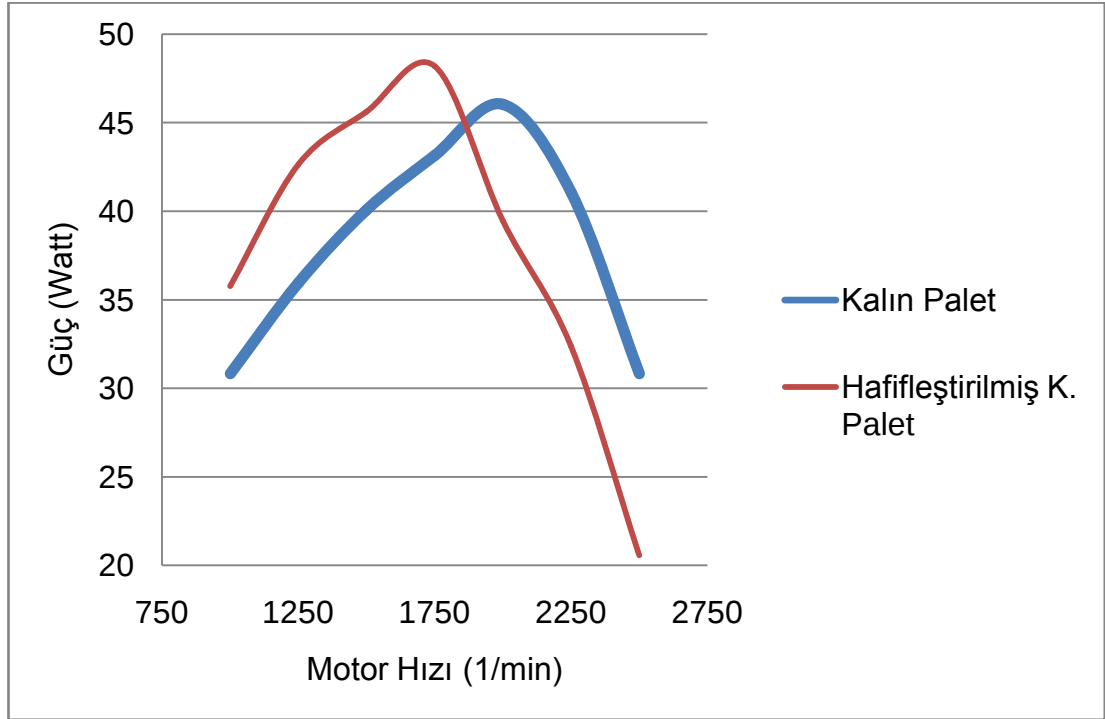
Deney sonuçlarına göre her giriş debileri için paletlerin motor hızına bağlı olarak güç eğrileri elde edilerek palet ağırlığının performansa etkisi gösterilmiştir.



Şekil 4.7. 20 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş kalın palet için güç-motor hızı grafiği

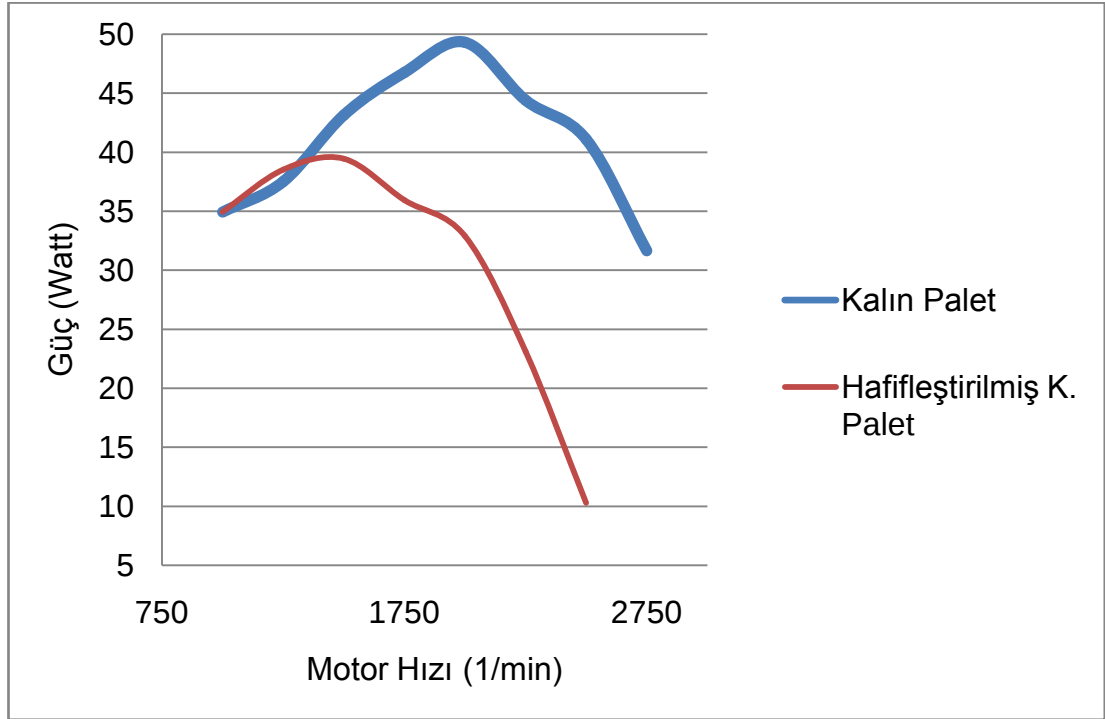
Şekil 4.7’de 20 l/min hava debisinde elde edilen güç eğrilerine bakıldığında, çok büyük performans değişimi görülmemektedir. Kalın palet için maksimum güç değeri yaklaşık 30 watt iken, hafifleştirme işleminin ardından bu değer 2-3 watt kadar artış göstermiştir.

25 l/min hava debisinde yapılan deneylerde de tork ve güç eğrileri Şekil 4.7’dekine benzer bir eğilim izlemiştir. Yine maksimum güçler arası fark 2-3 watt olarak hafifletilmiş kalın paletin iyi olduğu görülmektedir (Şekil 4.8).



Şekil 4.8. 25 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş kalın palet için güç-motor hızı grafiği

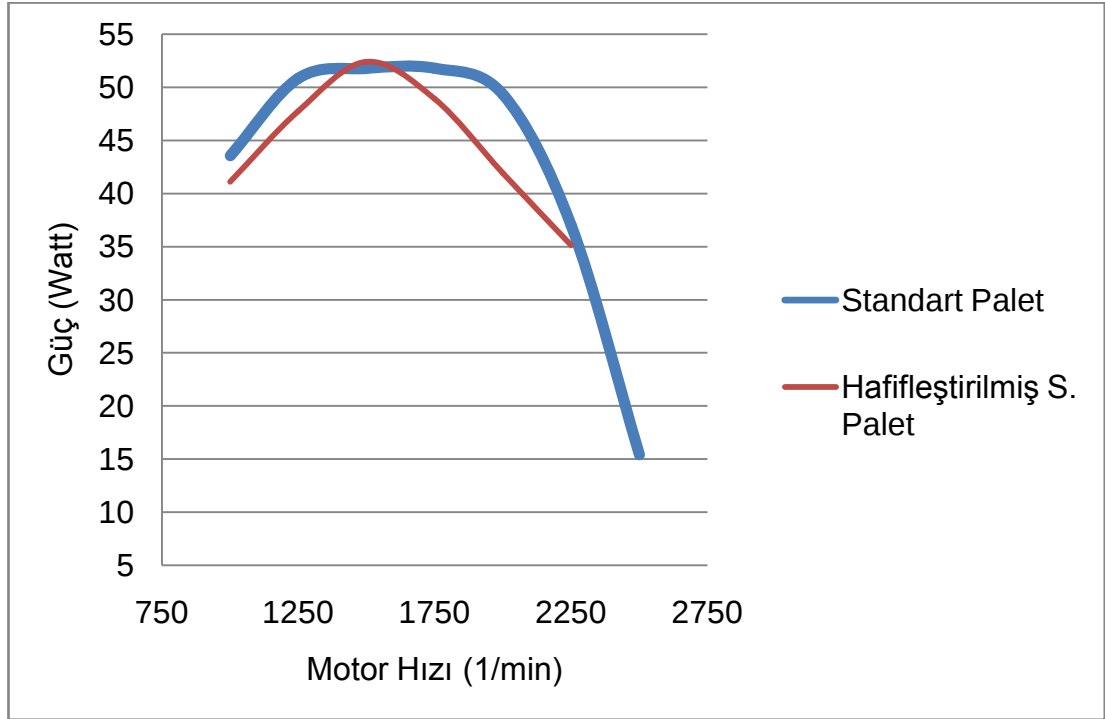
30 l/min hava debisinde hafifletilmiş kalın palet performansının kötü olduğu görülmektedir. Yüksek motor hızlarında tork değerlerindeki fark yükleme sonucunda düşük motor hızlarında ortadan kalkmıştır. Maksimum güç değerlerine bakıldığında ise kalın palet için 50 watt olan değer hafifleştirildiğinde yaklaşık 10 watt azalmıştır (Şekil 4.9).



Şekil 4.9. 30 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş kalın palet için güç- motor hızı grafiği

Deneylerden de görüldüğü gibi kalın palet hafifletildiğinde çok fazla performans değişikliklerine neden olmamıştır.

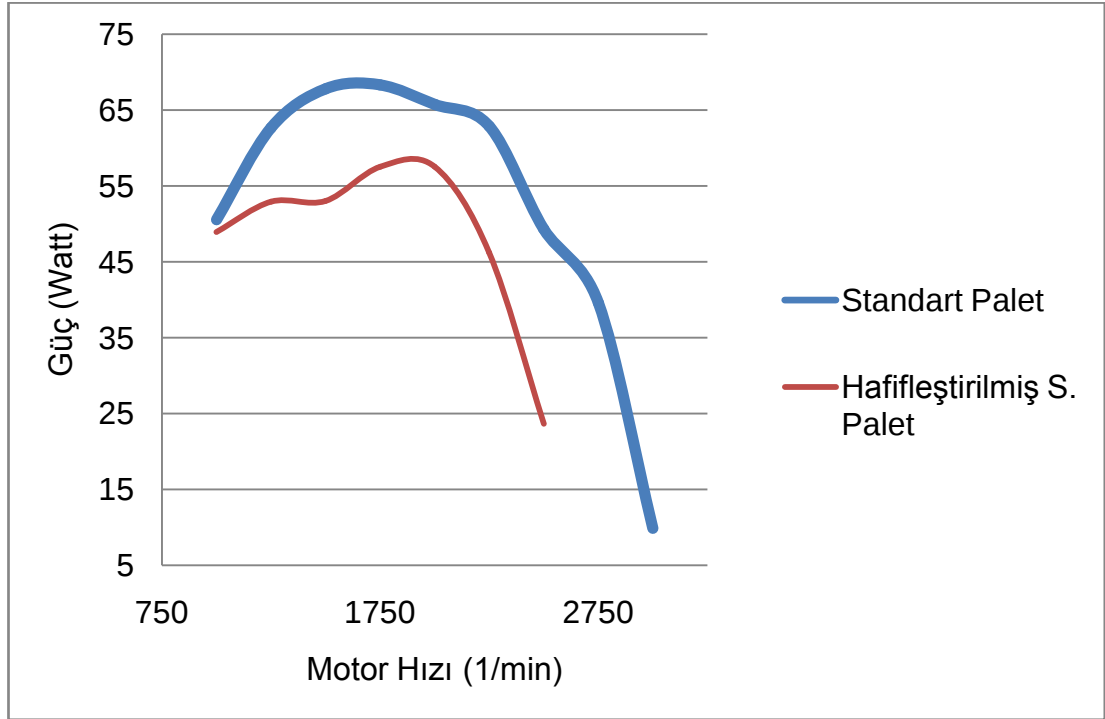
Kalın ve hafifletilmiş kalın palet deneylerinin ardından aynı debi değeri ve motor hızı aralıkları için standart ve hafifletilmiş standart palet deneyleri yapılmıştır. Her debi değerinde devre bağlı olarak tork ve güç eğrileri elde edilmiştir.



Şekil 4.10. 20 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş standart palet için güç-motor hızı grafiği

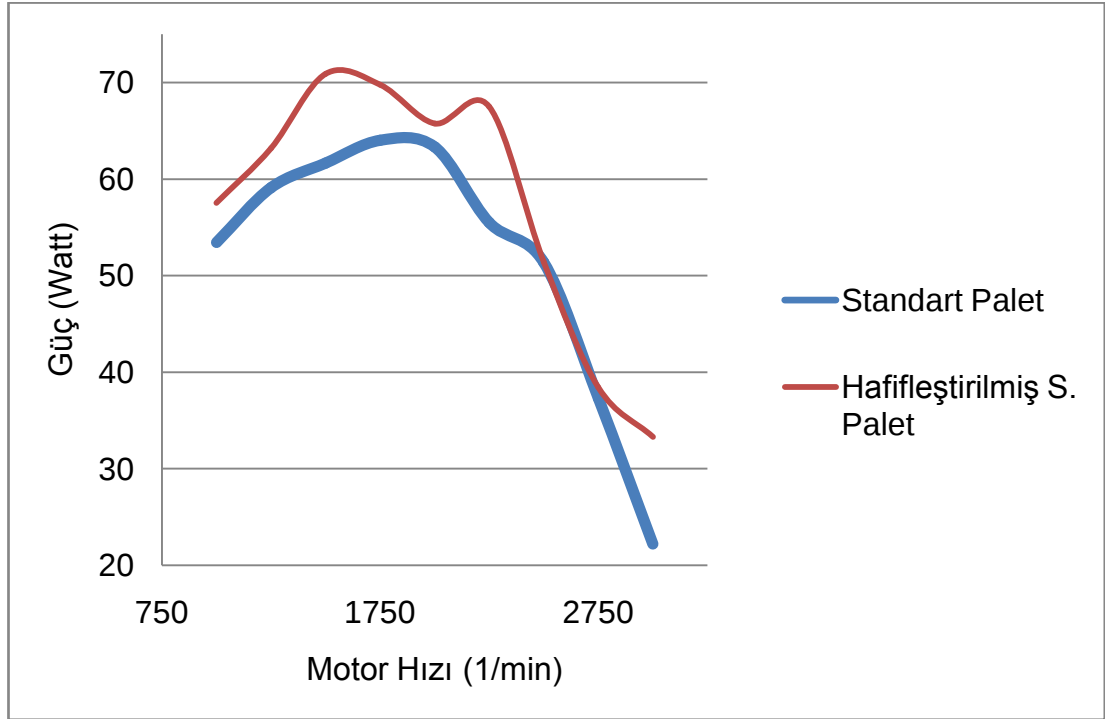
Şekil 4.10'da 20 l/min hava debisinde standart palet hafifletildiğinde yüksek motor hızlarında tork değeri ölçülememiştir. Elde edilen güç eğrisinde de görüldüğü gibi maksimum güç değeri normal palette 1250-1750 1/min motor hızı aralığında yaklaşık sabit olarak görülmektedir. Standart palet hafifletildiğinde maksimum güç değerinde sadece 1-2 watt bir artış görülmektedir. Bu değer önemsizmeyecek kadar azdır. Standart paletin güç eğrisi daha kararlı bir yapıya sahiptir.

Hava debisi değeri 25 l/min olduğunda standart paletin daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Palet hafifletildiğinde güçte 10 wattlık bir düşüş meydana gelmiştir (Şekil 4.11).



Şekil 4.11. 25 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş standart palet için güç-motor hızı grafiği

30 l/min hava debisinde ise hafifletilmiş standart palet için güç değerleri iyi olarak görünse de bir düzensizlik görülmektedir. Standart palet ise değişim kararlılığını diğer debi şartlarında olduğu gibi 30 l/min hava debisinde de sürdürmektedir. Hafifletilmiş standart paletin güç eğrisinde, standart paletle göre yaklaşık 5 wattlık artış görülmektedir.



Şekil 4.12. 30 l/min hava debisinde normal ve hafifletilmiş standart palet için güç-motor hızı grafiği

Palet ağırlığı deneyleri için standart palet kullanıldığında performansın %100 olduğu kabul edilerek değişik hava debilerinde, kalın ve ince palet için performans değişimleri Çizelge 4.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. Palet ağırlığına göre performans değişimi

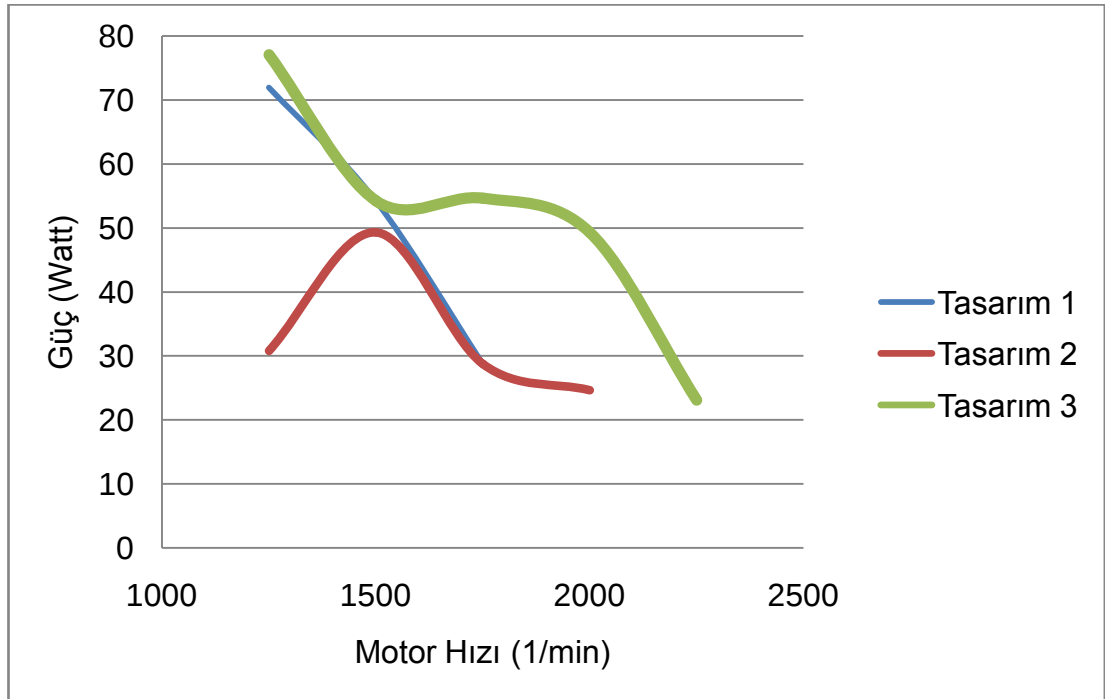
	20 l/min	25 l/min	30 l/min
Standart Palet Performansı	%100 (referans)		
Hafif Std. Palet Performans Değ.	+4	-14	+4
Kalın Palet Performansı	%100 (referans)		
Hafif Kalın Palet Performans Değ.	+13	+8	-16

Kalın palet ağırlığının % 60 ve standart palet ağırlığının yaklaşık % 40 oranında azaltılması göz önünde tutulduğunda, performans değişimlerinin çok küçük miktarlar olduğu görülmektedir.

4.2. Yanma Odasının Boyut ve Şeklinin Motor Performansına Etkisi

Yanma odası deneyleri 20, 30, 40 l/min hava debilerinde yapılarak güç-motor hızı ve basınç motor hızı grafikleri elde edilmiştir. Debi değerleri deney başlangıcında kaydedilen değerlerdir. Deneylerde yükleme esnasında artan yanma odası giriş basıncı etkisi ile debi değeri az miktarda da olsa değişiklik göstermektedir.

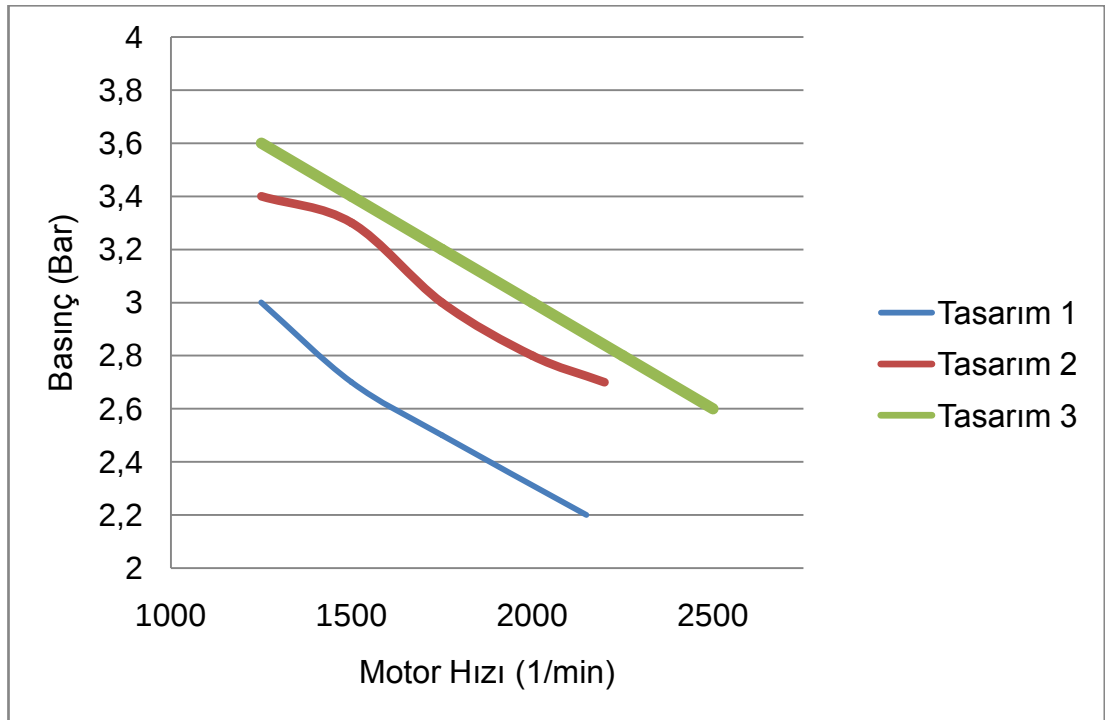
Şekil 4.13'te 20 l/min hava debisi için motor hızına bağlı olarak güç değişimleri gösterilmektedir. "Tasarım 2" için elde edilen güç eğrisinde belirli bir yükselişin ardından bir düşüş meydana gelmiştir. Buna karşın Tasarım 1" ve "tasarım 3"te ise güç eğrisinde sürekli bir yükselme görülmektedir.



Şekil 4.13. 20 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için güç değişimleri

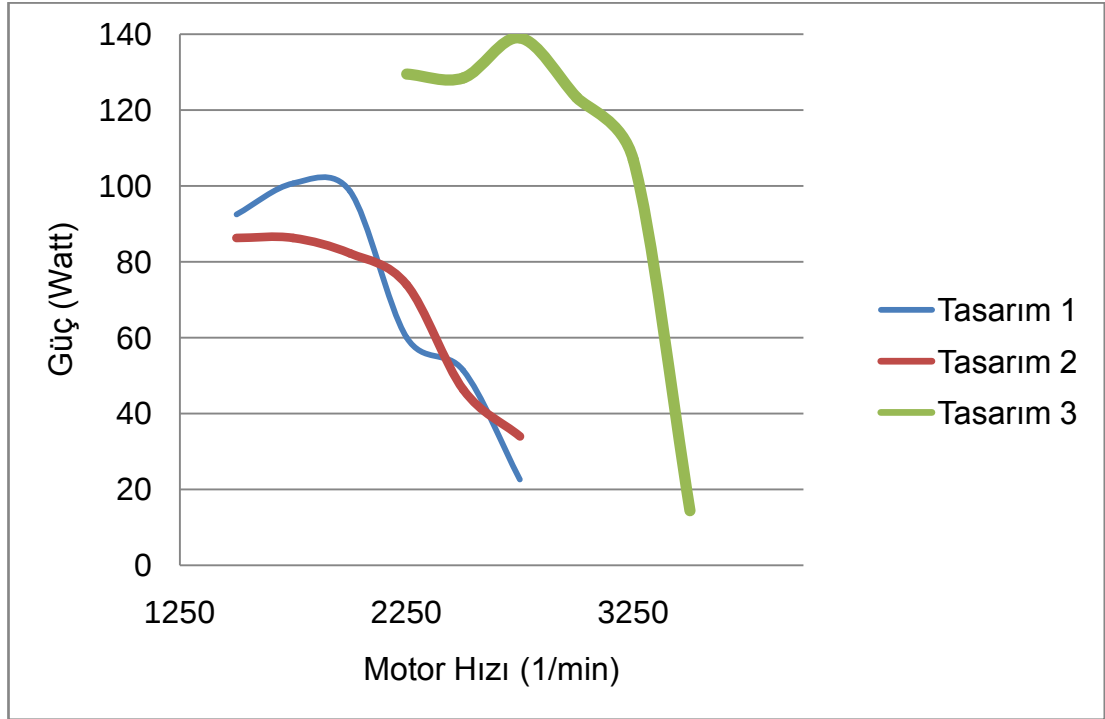
“Tasarım 1” ve “tasarım 3” için maksimum güç değerleri 1200 motor hızında yaklaşık 75 watt iken “tasarım 2” için 150 motor hızında 50 watt seviyesindedir.

20 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için basınç değişimlerine bakıldığında performans değişimi oldukça net olarak görülmektedir. “Tasarım 3” diğer tasarımlara göre yükleme esnasında daha yüksek basınç değerlerine sahiptir. Ancak tüm tasarımlar için basınç değişim eğrileri aynı eğilimi göstermektedir (Şekil 4.14).



Şekil 4.14. 20 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için basınç değişimleri

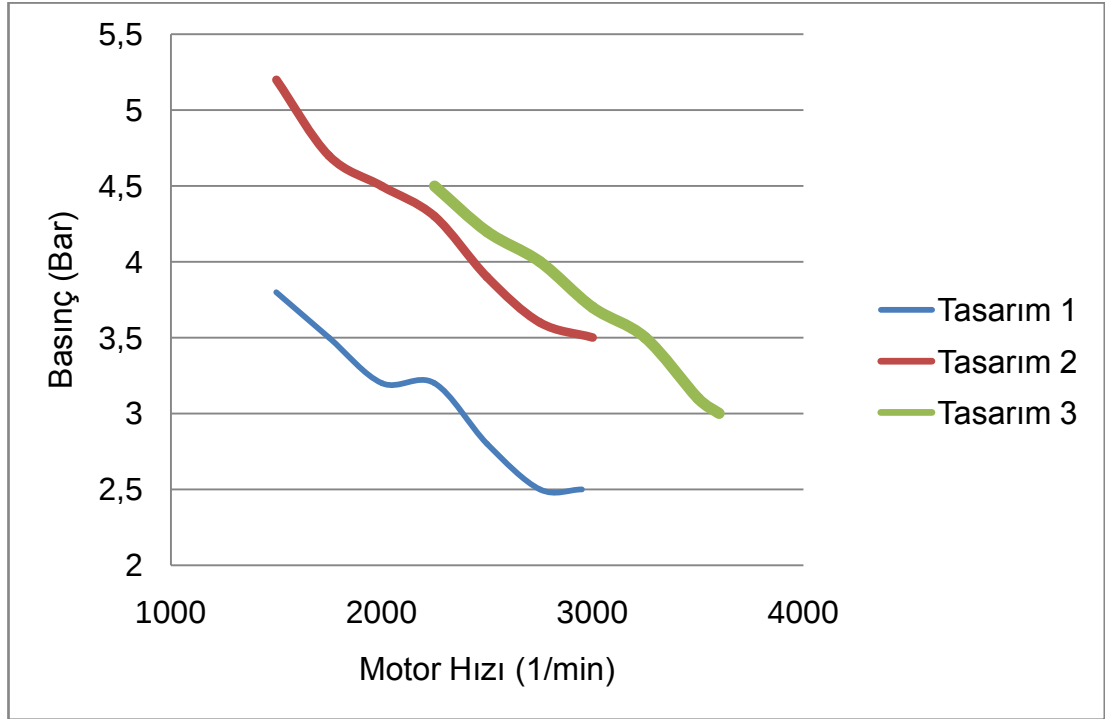
Hava debisi 30 l/min olduğunda, tasarımların güç ve basınç değişim eğrileri incelendiğinde “tasarım 3”ün diğer tasarımlardan daha iyi performans sağladığı görülmektedir. 30 l/min hava debisinde “tasarım 3” deneyi yapılırken yükleme esnasında düşük motor hızlarında değer alınamamıştır (Şekil 4.15).



Şekil 4.15. 30 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için güç değişimleri

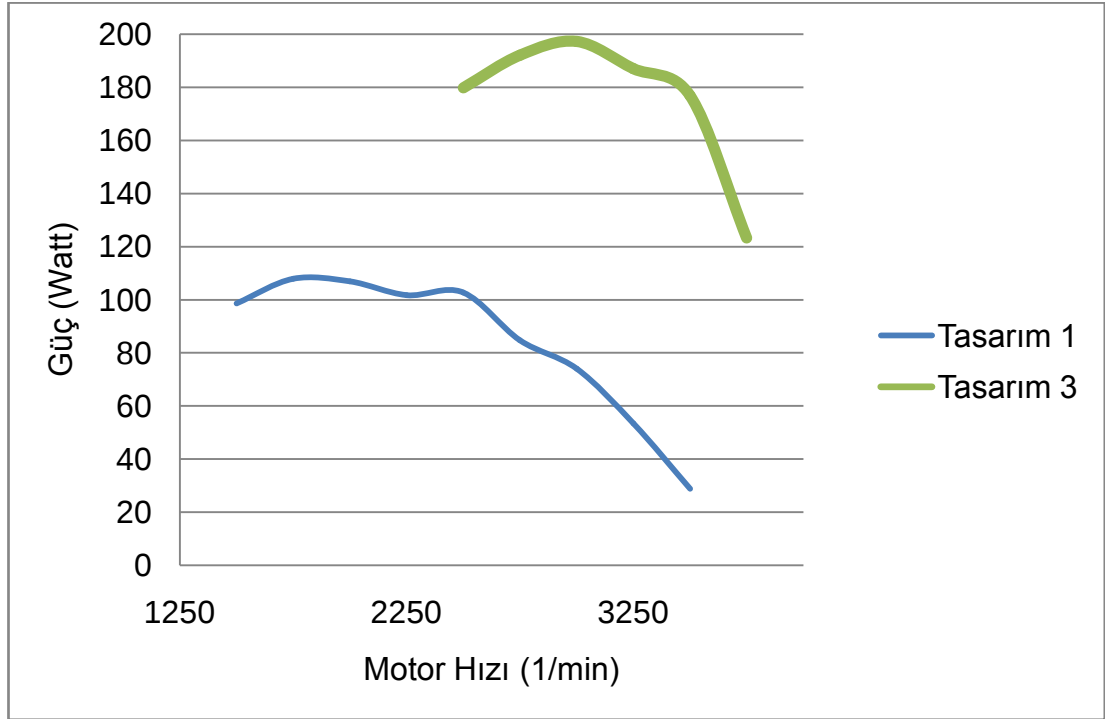
Şekil 4.15'te maksimum güç değeri "tasarım 1"de 105 watt, "tasarım 2"de 90 watt ve "tasarım 3"de 140 watt olarak görülmektedir.

30 l/min hava debisi için basınç değişimleri incelendiğinde Şekil 4.14'deki grafik eğilimlerine benzer bir sonuç çıkmıştır. Şekil 4.16 incelendiğinde aynı motor hızı değeri için "tasarım 3" basınç değeri en büyüktür.



Şekil 4.16. 30 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için basınç değişimleri

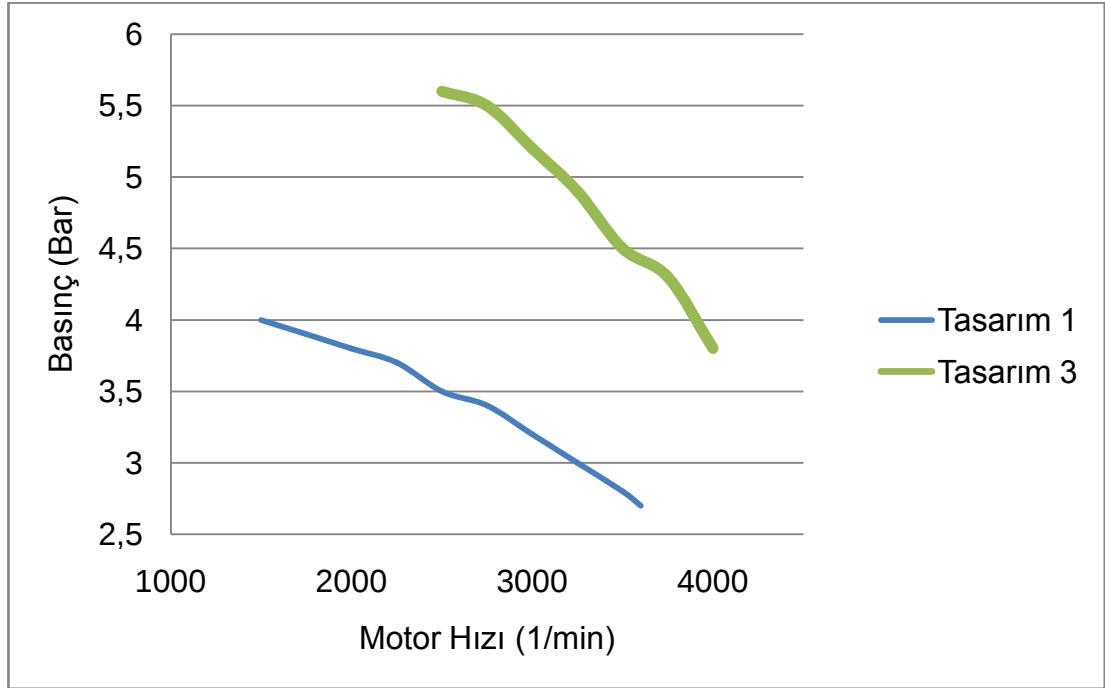
40 l/min hava debisinde “tasarım 2” ile motor çalıştırılamadığından dolayı grafikler yalnızca “tasarım 1” ve “tasarım 3” için elde edilmiştir. “Tasarım 2”nin çalıştırılamaması nedeni yanma odası hacminin çok küçültülmüş olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.17. 40 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için güç değişimleri

Şekil 4.17'ye bakıldığında yüksek hava debisinde “tasarım 3”, “tasarım 1”e göre oldukça iyi bir performans göstermiştir. “Tasarım 3” için maksimum güç değeri yaklaşık 200 watt iken “tasarım 1” de bu değer %50’lik bir düşüşle 100 watt olarak ölçülmüştür.

40 l/min hava debisi için basınç değişimlerine bakıldığında, güç eğrilerinde olduğu gibi bir eğilim söz konusudur. İki tasarım arasında oldukça fazla basınç farkı vardır. Yanma sonucunda oluşan basıncın yüksek olması gücü ve aynı zamanda motor performansını etkilemektedir (Şekil 4.18).



Şekil 4.18. 40 l/min hava debisinde yanma odası tasarımları için basınç değişimleri

4.3. Değerlendirme

Palet kalınlığının motor performansına etkileri incelendiğinde, her üç palet kalınlığı için en iyi sonuçların ince palet ile elde edildiği görülmektedir. Bunun sebebi olarak, palet kalınlığı azaldıkça yüksek basınçlı bölgeden düşük basınçlı bölgeye doğru kapak ile palet arasından basınç kaçakları artmaktadır. Bu kaçaklar dezavantaj gibi görülse de Costa, Adams ve Rinehart'ın yaptığı çalışmalara paralel olarak basınçlı ve basınçsız bölge arasındaki basınç farkı azaldığından palet yan yüzeylerine gelen kuvvetler dengelenmektedir. Bunun sonucunda motor performansının arttığı görülmektedir [43, 47, 48].

Deneyler sırasında ölçülen türbin giriş basınç değerleri incelendiğinde ince palet giriş basınçlarının diğer palet kalınlıklarına göre daha yüksek çıktığı görülmektedir. Yanma odasında giriş basıncının yüksek olması yanma verimini de arttıracığından, ince paletli türbin deneyleri diğer deneylere göre daha iyi sonuçlar vermektedir.

Paletin ağırlığının hafifletilmesi ile motor performansına etkilerinin az olduğu, palet kalınlığının ise motor performansını daha çok etkilediği görülmektedir.

Palet ile ilgili yapılan deneyler neticesinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Palet kalınlığı %50 arttığı zaman, motor performansı yaklaşık %30 azalmaktadır.
- Palet kalınlığı %35 azaldığı zaman, motor performansı yaklaşık %11 artmaktadır.
- Kalın palet %65 hafifleştirildiği zaman motor performansı yaklaşık %7 artmaktadır.
- Standart palet %30 hafifleştirildiğinde motor performansı yaklaşık %5 artmaktadır.

Yanma odasının hacmi ve şeklinin değiştirilmesinin motor performansına etkileri incelendiğinde, “tasarım 3”ün en iyi sonucu verdiği görülmektedir. Soğuk akış analizlerinde de belirtildiği gibi hava-yakıt karışımının artmasında ve basınç kaybının azalmasında türbülans hareketleri büyük rol oynamaktadır. “Tasarım 2”de yanma odası dar bir boru halinde olduğundan dolayı, yeterli türbülans oluşmamakta ve yüksek debilerde türbinin güç üretememektedir. “Tasarım 1”de ise yanma odası çok büyük olduğundan ve türbülans oluşmadığından dolayı etkili bir yanma meydana gelmemektedir.

Yanma odası ile ilgili yapılan deneyler neticesinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

- Türbülans oluşumu yanmayı iyileştirmekte ve bunun sonucu olarak motor performansını arttırmaktadır.
- Yanma odasının küçültüldüğünde, uygun türbülans oluşmamaktadır. Bunun sonucunda, yanma kötüleşmekte ve motordan elde edilen güç çok düşmektedir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

“Turbo döngüsel bir motorun performansının artırılması” konulu bu çalışmada; turbo döngüsel motorlar ve paletli kompresörler hakkında daha önce yapılmış bilgilerin ışığında, palet ve yanma odası değişiklikleri yapılarak motor performansına etkileri incelenmiştir.

Paletten kaynaklanan kayıpların motor performansına etkisini incelemek amacıyla iki grup deney yapılmıştır. Birinci grup deneylerde palet kalınlığı, ikinci grup deneylerde ise palet ağırlığı değiştirilmiştir. Palet kalınlığı deneylerinin yapılabilmesi için kalın, standart ve ince olmak üzere tungsten-karbür (wolfram) malzemesinden 7,0 , 4,7 ve 3,0 mm kalınlıklarında üç adet palet ve palet yastıkları üretilmiştir. Palet ağırlığının performansa etkisinin incelenebilmesi için kalın ve standart paletlerin iç kısımları dalma erezyon tezgahı ile çıkartılarak hafifletirilmiştir. Bunun sonucunda beş farklı palet elde edilmiştir. Üretilen paletler ile 20, 25, 30 l/min hava debilerinde veriler elde edilmiş ve grafikler incelenmiştir. Yapılan deneylerde palet kalınlığının azaltılmasıyla motor performansının artacağı sonucuna ulaşılmıştır.

Palet ağırlığının motor performansına çok büyük etkisinin olmadığından dolayı üretim esnasında hafifletme işlemine gerek duyulmamaktadır.

Yanma odası ile ilgili yapılan çalışmalarda ise üç farklı tasarım için bilgisayar programı ile soğuk akış analizleri yapılarak daha sonra bu yanma odaları üretilmiştir. Üretilen yanma odaları için 20, 30, 40 l/min hava debilerinde veriler elde edilmiş ve grafiklerle çeşitli karşılaştırmalar yapılmıştır. Tasarımlarda yanma odalarının hacimsel büyüklükleri ve türbülans oluşumları incelenerek türbülansın iyi olduğu tasarımlarda motor performansının arttığı görülmüştür. Turbo döngüsel motor için yanma odası tasarlanırken hacim büyüklüğü ve türbülans oluşumuna dikkat etmek gerekmektedir. Deney motorunun yapısal özelliğinden dolayı tasarlanan yanma odaları yüzey/hacim oranı olarak çok kötüdür. Aynı hacimli, farklı

motor tasarımlarında yüzey/hacim oranı daha iyi olan yanma odaları ile deneylerde daha iyi sonuçlar elde edilebileceği düşünülmektedir.

Sonuç olarak, bu çalışmada yapılan deneysel veriler ile, halen geliştirilmekte olan turbo döngüsel Pars motorun performansının arttığı görülmektedir. Ayrıca yağlama, yakıt ve ateşleme sistemlerinin geliştirilmesi ile motor performansının daha da artacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

1. Nunney, M. J., "Engine Technology", **Butterworths Co.**, Norwich,58-63 (1982).
2. Obert, E. F., "Internal Combustion Engines and Air Pollution", **Harper and Row Publishers**, Newyork, 63-86, 93-143 (1973).
3. Aran, G., "Aerothermodynamic Analysis and Design of a Rolling Piston Engine", Yüksek Lisans Tezi, **Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara 14-45 (2007).
4. Hills, R. L., "Power From Steam :A History Of The Stationary Steam Engine", **Cambridge University**, Cambridge, 92-136 (1989).
5. Pulkrabek, W. W., "Engineering Fundamentals Of The Internal Combustion Engine", **Pearson Prentice Hall**, Saddle, 67-97, 113-118 (2004).
6. Wankel, F., "Rotary Piston Machines", **Iliffe Books**, London, 1-64 (1965).
7. Heywood, John B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", **McGraw-Hill**, New York, 230-248, 416-496 (1988).
8. Maleev, V. L., "Internal-Combustion Engines ;Theory And Design", **McGraw-Hill**, Auckland, 178-228, 438-445 (1983).
9. Yamamoto, K., "Rotary Engine", **Toyo Kogyo Co. Ltd.**, Hiroshima,32-69 (1969).
- 10.Akmandor, İ. S., "Rotary Vane Engine and Thermodynamic Cycle" **USPTO 2006/0124101.A1**, Ankara 1-10 (2006).
- 11.Dunn, H. T., "Rotary Engine", **USPTO 711952**, New York, 1-7 (1902).
- 12.Cornelison, C. M., "Rotary Engine", **USPTO 802843**, Pennsylvania, 1-5 (1905).
- 13.Henkel, A. W., "Rotary Engine", **USPTO 870290**, Wisconsin, 1-4 (1907).
- 14.Hummel, F. P., "Rotary Engine", **USPTO 1023782**, Ohio, 1-6 (1912).
- 15.Jensen, O. F., "Rotary Steam Engine", **USPTO 3578890**, Iowa, 1-4 (1971).
- 16.Granberg, A. J., "Rotary Steam Engine", **USPTO 3806286**, California, 1-7 (1973).

17. O'Brien, W. J., "Rotary Steam Engine", **USPTO 3890071**, Raynham, 1-4 (1975).
18. Petty, D. V., "Rotary Internal Combustion Engines", **USPTO 3581718**, California, 1-6 (1971).
19. Craft, L. F., "Rotary Internal Combustion Engine", **USPTO 3712247**, Texas, 1-7 (1973).
20. Hogguer, F. J., "Rotary Piston Internal Combustion Engine", **USPTO 3634740**, Netherlands, 1-8 (1971).
21. Knee, G. J., "Rotary Internal Combustion Engine", **USPTO 3800760**, Northamptonshire, 1-7 (1974).
22. Scott, W. M., "Rotary Internal Combustion Engine", **USPTO 3727589**, Williston, 1-7 (1973).
23. Taylor, J. L., "Rotary Internal Combustion Engine" **USPTO 4515123**, California, 1-12 (1985).
24. Eells, T. M., "Rotary Internal Combustion Engine", **USPTO 3782341**, Los Angeles, 1-8 (1974).
25. Turner, W. F., " Vee Engine", **USPTO 3830208**, Texas, 1-15 (1974).
26. Gulko, A. G., "Four Stroke Rotary V Internal Combustion Engine", **USPTO 3902466**, Silver Spring, 1-7 (1974).
27. Sullivan, R. W., " Rotary Vee Engine", **USPTO 4867107**, Oklahoma, 1-33 (1989).
28. Willis, E. A., "Engineering Study of the Rotary-Vee Engine Concept", **Nasa Technical Memorandum 101995**, Michigan, 1-36 (1989).
29. Crutchfield, M. R., "Rotary Internal Combustion Engine" **USPTO 4241713**, Phoenix, 1-12 (1980).
30. Person, H. R., "Rotary Internal Combustion Engine", **USPTO 6959685**, Denton, 1-10 (2005).
31. Aksoy, N., İcingür, Y., "Alternatif İçten Yanmalı Motorlar", **3. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu Bildiri Kitabı**, Gazi Üniversitesi 571-586 (2003).
32. İnternet: Mazda Avustralya "Renesis-The Future of the Rotary Engine", <http://www.mazda.com.au/Technology%20and%20Environment/Driving%20technology/Renesis.aspx> (Mayıs 2009).

33. Campbell, A. S., “ Thermodynamic Analysis of Combustion Engines”, **Robert E. Krieger Publishing**, Florida, 2-35, 111-121, 249-296 (1985).
34. Iwami, T., “Rotary Internal Combustion Engine”, **USPTO 4167173**, Hyogo-Ken, 1-7 (1979).
35. Uy, J. C., “Rotary Internal Combustion Engine”, **USPTO 3888606**, Dearborn, 1-7 (1975).
36. Yüce, A., “Modern Otomobil Teknolojisi”, **Shell Türkiye**, 34-37 (2006).
37. Taylan, E., “Thermodynamic and Structural Design and Analysis of a Novel Turbo Rotary Engine”, Yüksek Lisans Tezi, **Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara (2005).
38. Okur, M., İçingür, Y., Akmandor, İ. S. “ Turbo Döngüsel Bir Motorda Farklı Buji Konumlarının Performansa Etkisi”, **5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu Bildiri Kitabı**, Karabük Üniversitesi Paper ID:1466 1-4 (2009).
39. Galin, R., “Refrigerating Apparatus”, **USPTO 3056542**, Ohio, 1-5 (1972).
40. Kawaguchi, S., “Low Pressure Container Type Rolling Piston Compressor with Lubrication Channel in the end Plate”, **USPTO 4983108**, Shizuoka, 1-11 (1991).
41. Hwang, S. W., “Rolling Piston Rotary Compressor Formed with Lubrication Grooves” **USPTO 5667372**, Kyungki-Du, 1-17 (1997).
42. Bagepalli, S., “Rotary Compressor with Compliant Impact Surfaces”, **USPTO 4975031**, New York, 1-9 (1990).
43. Da Costa, C. N. F. N., “Rotary Rolling Piston Compressor with Fixed Vane Having a Relieved Incline Section”, **USPTO 5007813**, Joinville, 1-9 (1991).
44. Kawaguchi, S., “Rolling Piston Type Compressor”, **USPTO 4537567**, Kobe, 1-8 (1985).
45. Sano, K., “ Rotary Compressor with Noise Reducing Space Adjacent the Discharge Port”, **USPTO 4427351**, Shiga, 1-14 (1984).
46. Hattori, H., “Rolling Piston Type Expansion Machine”, **USPTO 5616019**, Kanagawa-Ken, 1-30 (1997).
47. Adams, G. O., “Rotary Compressor with Reduced Friction Between Vane and Vane Slot”, **USPTO 4664608**, Louisville, 1-9 (1987).

48. Rinehart, D. C., "Rotary Compressor Including Means for Reducing Vane Slot Wear", **USPTO 3813193**, Louisville, 1-5 (1974).
49. Çetinkaya, S., "Motor Dinamiği", **Nobel Yayınları**, Ankara, 60-65 (1999).
50. Çengel, Y., A., Boles, M. A., "Mühendislik Yaklaşımı İle Termodinamik", Taner Derbentli, **Literatür Yayınları**, 5. Baskı, İstanbul, 405-468 (1996).
51. Kirkor, Y. "Hacımsal ve Santrifüj Pompalar", **Çağlayan Kitabevi**, İstanbul, 176-213 (1998).
52. Jerde, D. A., "Bueche, F. J., "Principles of Physics", **McGraw-Hill**, 1-97 (1995).
53. Okur, M., Akmandor, İ. S., Arabacı, E., "Turbo Döngüsel Bir Motorun Yanma Odasının Geliştirilmesi", **10. Uluslararası Yanma Sempozyumu Bildiri Kitabı**, Sakarya Üniversitesi 371-377 (2008).

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : ARABACI, Emre
 Uyuğu : T.C
 Doğum Tarihi ve Yeri : 10.04.1984 Çankırı
 Medeni Hali : Bekar
 Telefon : 0530 349 20 84
 Elektronik Posta : arabaci.emre@hotmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Yılı
Lisans	Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü	2007
Lise	Eskişehir Motor Anadolu Teknik ve Meslek Lisesi	2002

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2007-Halen	1 nci Hava İkmal Bakım Merkezi K.lığı, Aksesuar Revizyon Müdürlüğü	Tekniker

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

- Okur, M., Akmandor, İ. S., **Arabacı, E.**, "Turbo Döngüsel Bir Motorun Yanma Odasının Geliştirilmesi", **10. Uluslararası Yanma Sempozyumu**, Sakarya 9-10 Ekim, 371-377 (2008).

Sertifikalar
Süre
Konu
Kurum

13.06 2005	LdV Proje Katılım Belgesi	Vitalis & IHK
19.09 2005	Proje no: TR/05/A/F/PL2-78	Leipzig/Germany
28.02.2005	Middle Management Course Certificate	KOSGEB
22.04.2005	(Orta Düzey Yöneticilik Eğitimi)	Ankara
16.01.2006	Güzel Konuşma Sanatı Kursu Başarı	BELTEK
09.04.2006	Belgesi	Ankara
04.05.2007	VI. Ulusal Girişimcilik Akademisi	Junior Chamber
06.05.2007	Katılım Sertifikası	International
	Konu: Girişimcilik ve İnovasyon	Eskişehir
23.05.2008	VII. Ulusal Girişimcilik Akademisi	Junior Chamber
25.05.2008	Katılım Sertifikası	International
	Konu: Girişimcilik ve Bilgi Ekonomisi	Eskişehir
09-05-2009	VIII. Ulusal Girişimcilik Akademisi	Junior Chamber
11-05-2009	Katılım Sertifikası	International
	Konu: Girişimcilik ve Ekoloji	Eskişehir

Hobiler

Eşli danslar, kağıt uçak (origami), model motorlar