

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PALETİ KILAVUZLANMIŞ ROTORLU SİSTEMLE
EGZOS GAZI ENERJİSİNDEN YARARLANILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet DEĞİRMENCİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Yüksek Lisans Programı

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PALETİ KILAVUZLANMIŞ ROTORLU SİSTEMLE
EGZOS GAZI ENERJİSİNDEN YARARLANILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ahmet DEĞİRMENCİ
(503111725)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. O. Akın KUTLAR

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111725 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ahmet DEĞİRMENCİ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**PALETİ KILAVUZLANMIŞ ROTORLU SİSTEMLE EGZOZ GAZI ENERJİSİNDEN YARARLANILMASI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. O. Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Cemal BAYKARA**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **27 Mayıs 2015**

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimimde almış olduğum “İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi”, “Taşıt Motorlarında Araştırma ve Deney Teknikleri” ile “İçten Yanmalı Motorların Aşırı Doldurulması” dersleri bu tez çalışmasına kılavuzluk etmiştir. Fikri Sn.Prof. Dr. Kirkor Yalçın’a ait olan paleti kılavuzlanmış rötorlu sistemin pompa, vakum ve kompresör olarak kullanılmasının yanı sıra türbin olarak da kullanılabileceği kanısıyla incelemeler yaptım.

Öncelikle bu tez çalışmasında çeşitli vesilelerle yardımcı olan herkese, ayrıca özel olarak, fikirleriyle yol gösteren H. Ertuğrul Arslan ve Hikmet Arslan’a, katkılarından dolayı Ahmet Demirkaya ve Selahattin Sezek’e, tez danışmanım O. Akın Kutlar’a, desteğini hiçbir zaman esirgemeyen Kirkor Yalçın’a, yaşamım boyunca her zaman yanımda olan Aileme teşekkür ederim.

Mayıs 2015

Ahmet Değirmenci
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Tarihçe.....	1
2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR	7
2.1 İçten Yanmalı Motorların Sınıflandırılması	7
2.1.1 Kullanım alanlarına göre sınıflandırma	8
2.1.2 Strok sayısına göre sınıflandırma.....	8
2.1.3 Çevrim tipine göre sınıflandırma	8
2.1.4 Dönme sayısına göre sınıflandırma.....	8
2.1.5 Soğutma şekillerine göre sınıflandırma	8
2.1.6 Silindir sayısına ve yerleşim düzenine göre sınıflandırma	8
2.1.7 Hava emme durumlarına göre sınıflandırma	9
2.1.8 Yakıt karışımı ve püskürtme durumuna göre sınıflandırma	9
2.2 Dört Zamanlı İçten Yanmalı Motorların Çalışması.....	9
2.2.1 Emme zamanı.....	9
2.2.2 Sıkıştırma zamanı.....	10
2.2.3 Yanma ve genişleme zamanı.....	10
2.2.4 Egzoz zamanı	10
2.3 Gerçek Çevrimin İdeal Çevrimden Sapmaları	11
3. AŞIRI DOLDURMA.....	13
3.1 Aşırı Doldurmanın Nedenleri.....	13
3.2 Aşırı Doldurmada Kullanılan Sistemler	17
3.2.1 Hacim süpürmeli doldurucular.....	17
3.2.2 Santrifüj doldurucular	21
3.3 Tahrik Tipine Göre Aşırı Doldurma Sistemleri	22
3.3.1 Mekanik tahrikli aşırı doldurma sistemleri	22
3.3.2 Egzoz türbinli aşırı doldurma sistemleri	22
3.3.3 Basınç dalgaları ile aşırı doldurma sistemi (COMPREX)	23
4. SANTRİFÜJ SİSTEMLERİN İNCELENMESİ	25
4.1 Turboşarjın Termodinamiği.....	26
4.2 Egzoz Gazlarının Enerjilerini Kullanma Yolları	28
4.2.1 Tam genişletmeli tahrik	28
4.2.2 Tam basınçlı tahrik.....	28
4.2.3 Yarı genişletmeli tahrik.....	28

4.3 Motor Türbin ve Doldurucunun Birlikte Çalışması	29
4.3.1 Türbin ve doldurucunun birlikte çalışma noktaları	29
4.3.2 Sabit basınçla tahrik	29
4.3.3 Darbeli basınçla tahrik	29
4.3.4 Darbeli ve sabit basınçla tahrik sistemlerinin karşılaştırılması	32
4.4 Santrifüj Sistem Elemanlarının İmali	33
4.4.1 Türbin çarkı	33
4.4.2 Dolducu çarkı	34
5. DÖNER PALETLİ SİSTEMLERİN İNCELENMESİ.....	35
5.1 Ağırlık Merkezinden Kılavuzlanmış Tek Paletli Sistem	38
5.2 Tek Paletli Sistemin Matematiksel Modeli	39
5.2.1 Gövde iç çeperinin denklemi.....	40
5.2.2 Ani hacim ve hacimsel debi	42
5.2.3 Basınç	45
5.2.4 Palet yüzey alanı ve kuvvet	47
5.2.5 Moment kolu ve moment	49
5.2.6 Güç	50
5.2.7 Paletin santrifüj kuvveti	50
5.3 Örnek Model Üzerinde İncelemeler	51
5.3.1 Parametrelerin Seçilmesi.....	52
5.3.1.1 Rotor yarıçapının etkisi	53
5.3.1.2 Palet ucu uzunluğunun (eksantrik kaçıklık) etkisi.....	53
5.3.1.3 Palet ve rotor derinliğinin etkisi	54
5.3.2 Modellemeden elde edilen sonuçlar	54
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	65
KAYNAKLAR.....	67
ÖZGEÇMİŞ	69

KISALTMALAR

MÖ	: Milattan Önce
YY	: Yüz Yıl
KMA	: Krank Mili Açısı
İYM	: İçten Yanmalı Motorlar
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
AÖN	: Alt Ölü Nokta
MTAD	: Mekanik Tahrikli Aşırı Doldurma
ETAD	: Egzoz Tahrikli Aşırı Doldurma

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1 : Alüminyum, çelik ve titan alaşımların mukavemetleri.	34
Çizelge 5.1 : Çelik ve alüminyum sürtünme katsayıları.....	51
Çizelge 5.2 : Çelik ve alüminyum için sürtünme işi ve gücü	60

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Archimedes vidası.	2
Şekil 1.2 : Noria.	2
Şekil 1.3 : Kovalı Noria.	3
Şekil 1.4 : Otto motorunun deney prototipi.	5
Şekil 1.5 : Felix Wankel motoru ile birlikte.	5
Şekil 2.1 : 4 zamanlı tek silindirli bir benzin motoru	7
Şekil 2.2 : 4 zamanlı motorda P-V diyagramı ve çalışma şeması.	11
Şekil 2.3 : Motorun güç ve tork değişim eğrileri.	12
Şekil 3.1 : Doğal emişli ve aşırı doldurmalı motorun P-V diyagramı	15
Şekil 3.2 : Pistonlu doldurucu.	18
Şekil 3.3 : Roots tipi (loplu) doldurucu.	19
Şekil 3.4 : Vidalı doldurucu.	19
Şekil 3.5 : Döner kanatlı (paletli) doldurucu.	20
Şekil 3.6 : Santrifüj doldurucu.	21
Şekil 3.7 : Mekanik tahrikli aşırı doldurma.	22
Şekil 3.8 : Egzoz türbini tahrikli 6 silindirli motorun aşırı doldurma sistemi.	23
Şekil 3.9 : Compres doldurucu sisteminin çalışması.	24
Şekil 4.1 : Santrifüj türbin.	25
Şekil 4.2 : Santrifüj kompresör.	25
Şekil 4.3 : Motor-türbin-kompresör.	26
Şekil 4.4 : Santrifüj sistemle aşırı doldurmanın termodinamiği.	27
Şekil 4.5 : Krank mili açısına göre emme ve egzoz zamanlarının diyagramı.	31
Şekil 4.6 : 2'li birleştirilmiş 4 silindirli bir motorun kranka göre zamanları.	31
Şekil 4.7 : Birleştirilmiş 2 silindirde egzoz basıncının KMA'ya göre değişimi.	32
Şekil 5.1 : Paletli sistem.	36
Şekil 5.2 : Çift odalı paletli sistem.	37
Şekil 5.3 : Ağırlık merkezi kılavuzlanmış tek paletli sistem.	39
Şekil 5.4 : Ağırlık merkezi kılavuzlanmış tek paletli sistemin geometrik çizimi.	39
Şekil 5.5 : “ e/r ” oranındaki değişikliğe göre gövde iç çeperinin şekilleri.	41
Şekil 5.6 : Giriş ve çıkış kanallarında açılal konumlar.	42
Şekil 5.7 : Hacim değişiminin gösterimi.	43
Şekil 5.8 : Gövde iç hacimdeki değişimin doğrusal gösterimi.	43
Şekil 5.9 : Palet yüzeyinin ve hacmin “e/r” oranına bağlı değişimi.	44
Şekil 5.10 : Rotor ve palet üzerindeki yayılı kuvvetler.	45
Şekil 5.11 : Paletin her iki ucu için giriş ve çıkış basıncı değişimleri.	47
Şekil 5.12 : Palet ucu uzunluğu değişimi.	47
Şekil 5.13 : Emme ve basma kanallarının konumları.	48
Şekil 5.14 : Emme ve basma açılarına göre toplam kuvvet değişimi.	49
Şekil 5.15 : Emme ve basma açılarına göre toplam moment değişimi.	50
Şekil 5.16 : Gövde iç çeperinin geometrisi.	54
Şekil 5.17 : Paletin 2 ucu için hacim değişim eğrileri.	55

Şekil 5.18 : Farklı devir sayılarında debi değişim eğrileri.....	55
Şekil 5.19 : Paletin her iki ucu için basınç değişim eğrisi.	56
Şekil 5.20 : Paletin yüzey alanı değişimi	56
Şekil 5.21 : Paletin her iki ucu için kuvvet değişimi ve toplam kuvvet değişimi.....	57
Şekil 5.22 : Moment kolu uzunluğu değişimi.....	57
Şekil 5.23 : Paletin her iki ucu için moment değişimi ve toplam moment değişimi.	58
Şekil 5.24 : Güç değişimi.....	58
Şekil 5.25 : Palet ağırlık merkezinin hareket dairesi.	59
Şekil 5.26 : Palet uçlarında oluşan santrifüj kuvvetler.	59
Şekil 5.27 : Ağırlık merkezinde pim bulunan palet ve pim yuvalı kontrol mili	60
Şekil 5.28 : Ağırlık merkezi kılavuzlanmış tek paletli sistemin şematik gösterimi.	63

PALETİ KILAVUZLANMIŞ ROTORLU SİSTEMLE EGZOZ GAZI ENERJİSİNDEN YARARLANILMASI

ÖZET

Doğal emişli bir motora nazaran, harici bir kompresörle, silindirine bir çevrimde alınan hava ve buna bağlı olarak yakıt miktarı arttırılan motora “aşırı doldurmalı motor”, yapılan bu işleme de “aşırı doldurma” denir. Aşırı doldurma, bir kompresörün dışarıdan mekanik tahrik edilmesi ile uygulanıyorsa mekanik tahrikli aşırı doldurma, egzoz gazları enerjisinden yararlanılıyorsa egzoz tahrikli aşırı doldurma denir.

Bu tez çalışmasında içten yanmalı motorlar ve aşırı doldurma sistemler ile bu sistemlerin bir parçası olan egzoz gazı enerjisi hakkında genel bilgilere değinilmiş olup günümüzde aşırı doldurmada yaygın olarak kullanılan santrifüj sistemler, konusu paletli sistemler ve tez konusu ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli sistem detaylı incelenmiştir.

İlk bölümde akışkanların taşınmasında kullanılan mekanizmaların tarihçesi anlatılmıştır. Tarihçede MÖ 3. YY’da *Archimedes Vidasından* günümüze akışkana hareket veren sistemeler ve akışkan hareketinden güç elde edilen sistemlerin gelişimi anlatılmıştır.

İkinci bölümde, içten yanmalı motorlar tanıtılmıştır. İçten yanmalı motorların sınıflandırılması, içten yanmalı motorların çalışma zamanları ve ideal çevrimlerin gerçek çevrimden sapmasının nedenleri anlatılmıştır.

Üçüncü bölümde, aşırı doldurma sistemleri hakkında genel bilgiler verilmiştir. Aşırı doldurmanın nedenleri, aşırı doldurmada kullanılan sistemler ve aşırı doldurmada kullanılan tahrik biçimleri incelenmiştir.

Dördüncü bölümde, aşırı doldurmada en yaygın olarak kullanılan santrifüj sistemler detaylı olarak incelenmiştir. Termodinamik hesaplar yapılmış, egzoz gazı enerjisinin nasıl kullanılacağı anlatılmış, motor türbin ve kompresörün birlikte çalışma parametreleri verilmiş, santrifüj sistemin imalatı ve geliştirilmesine yönelik hususlar incelenmiştir.

Beşinci bölümde, tez konusu ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli sistemin santrifüj sistemler yerine kullanılması için yapılması gerekenler anlatılmıştır. Öncelikle genel rotorlu sistemler incelenmiş, aşırı doldurmada kullanılması için yapılması gereken yapısal değişiklikler anlatılmıştır. Bunun için de tek paletli ağırlık merkezinden kılavuzlanmış rotorlu sistem önerilmiş, bu sisteme ait hesaplamalar ve yapılması gerekenler anlatılmıştır. Daha sonra parametreleri bir dizel motora uygun olarak seçilen örnek bir modelin Matlab ve Excell programları yardımıyla hesaplamaları yapılmış ve grafikleri çizilmiştir.

Son bölümde, elde edilen sonuçlar kıyaslanmış olup ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli rotorlu sistem hakkında sonuç ve önerilerde bulunulmuştur.

BENEFIT FROM EXHAUST GAS' ENERGY BY USING GUIDED SINGLE VANE ROTARY SYSTEM

SUMMARY

It is a characteristic of human that making their effort lower against challenges. Movement since ancient times, the two main objectives are realized. Several mechanisms help to move the fluid to reduce energy expended work or taking advantage of the fluid motion.

Internal combustion engines, has not been reached to desirable properties for many years in spite of perfecting work such as environmental pollution, use of fuel and materials. Due to the technical and economic aspects against alternative, they still remains important in many areas. Research and applications for the use of electric motors in the land would have increased in recent years, but it seems that internal combustion engines will keep importance in many area.

Studies shows that amount 30-35% of the fuel energy is discharged by the pressure and temperature in exhaust gases. Turbocharge and supercharge engines have been developed to benefit from this combustion energy. Compared to a naturally aspirated engine, an external compressor, the amount of air taken in a cycle of increased cylinder engine "over-filling engine", made this process as "overfill" is called.

In this study, general information about the internal combustion engine and exhaust gas energy which part of supercharging system are discussed. Widely used in the centrifuge system and thesis' subject rotary machines are investigated in detail.

The history of the mechanism is described in the first chapter. From history of *Archimedes Screw* in the 3rd century BC to the present, development of systems that give movement to the fluid and systems get power from the fluid motion are described.

3rd century BC bearing waters of the Archimedes screw in Greece is considered to be one of the oldest pump. Used in China and Egypt "Noria" and "Bucket Noria" wheel which benefited from the rotary motion are examples of other instruments used in water transport.

The San Domingos mine in Portugal centrifugal pumps has proven of the 5th century, it is made of wood. Although Leonardo Da Vinci has identified the main idea of transmission fluid by centrifugal pump, on the basis of centrifugal pumps used today theoretical and practical real finder Denis Papin in France. Massachusettes pump factory in America in 1818, started manufacturing centrifugal pumps but efficiency was still not enough. James Thomson has managed to increase the efficiency of centrifugal pumps using router wings.

The development of the engine was started with powder as fuel. Towards the end of the year 1600, in particular taking advantage of the industrial revolution, with chemical, studies have focused in this direction. The low efficiency of external engines has led to the need to develop internal combustion engines.

German Nicolaus August Otto made the first 4-stroke engine in 1876. Another German who was born in Paris, Rudolf Diesel as a result of his work on 4-stroke internal combustion engine with constant pressure combustion principle. German Felix Wankel towards the recent history, studied on rotary piston mechanisms unlike the crank-biel.

In the second chapter, the internal combustion engine is introduced. Classification of internal combustion engines, engine's working strokes and causes of deviation from the actual cycle of the ideal cycle are explained.

In the third part, general information about the overfill is given. Overfill reasons, systems and incitement types used in overfill were examined.

In the fourth chapter, Centrifugal systems that widely used in overfill is examined in detail. Thermodynamic calculations, how to use the exhaust gas energy, the engine with turbine and compressor operating parameters, manufacturing considerations and the subject for development of the centrifugal system are examined.

In the the fifth chapter, the needs to be done is described instead of the centrifuge systems, rotary piston single wane system which is thesis topic. Rotary systems is examined and described structural changes for use in overfill. Because of this center of gravity balanced single wane system is proposed, calculations of this system and the process needs to be done is described. Then the parameters selected an example is calculaed and drawn by using Matlab and Excell software.

In the last section, the obtained results are compared and made suggestions for center of gravity balanced single wane rotary system.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar, uzun yıllardır mükemmelleştirici çalışmalara rağmen istenen özelliklere ulaştırılamamış, çevre kirliliği, yakıt ve malzeme kullanımı, uzun ömürlü olma temelindeki gerekli ilerlemeler sağlanamamıştır. Alternatiflerine karşı teknik ve iktisadi yönden üstünlükleri sebebiyle birçok alanda hala önemini korumaktadır. Elektrikli motorların kullanılmasına yönelik araştırma ve uygulamalar son yıllarda artmış olsada kara, deniz ve hava taşıtlarının tahrik edilmesinde bir süre daha içten yanmalı motorların ilk sıradaki yerini koruyacağı düşünülmektedir.

1.1 Tezin Amacı

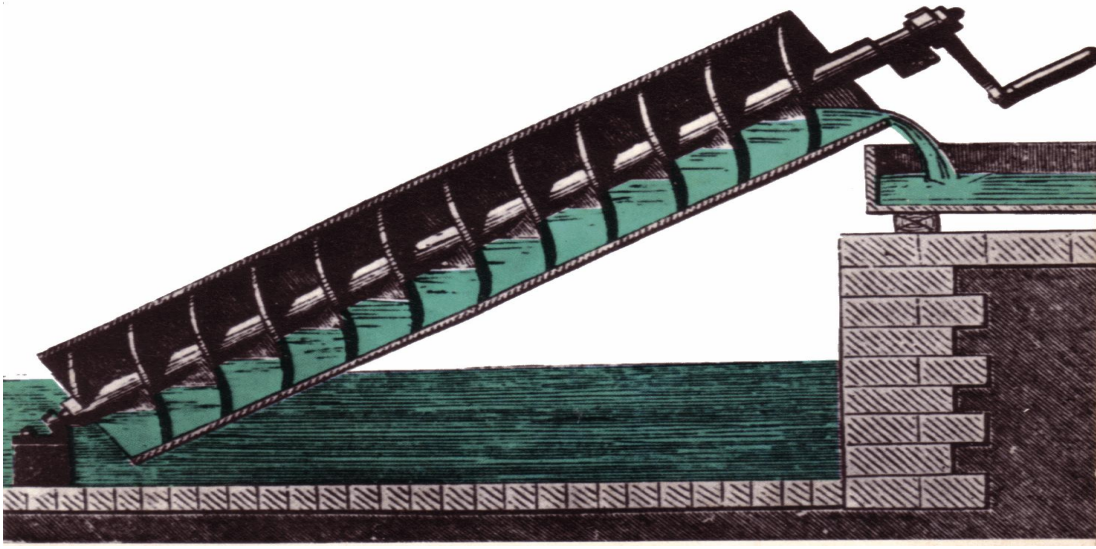
Yapılan çalışmalar göstermektedir ki yakıt enerjisinin yaklaşık %30-35 kadarı egzoz gazına verilen basınç ve sıcaklık ile dışarı atılmaktadır. Bu enerjiden yararlanmak üzere yaygın olarak santrifüj sistemler kullanılmış olup aşırı doldurmalı motorlar geliştirilmiştir. Bu tezin amacı, içten yanmalı motor veriminin iyileştirilmesine yönelik araştırmalardan biri olan egzoz gazı enerjisinden yararlanılmasını rötörlü sistemlerle incelemektir.

1.2 Tarihçe

İnsanoğlunun yaşamı boyunca karşılaştığı güçlüklerle karşı mücadelesini kolaylaştırma çabası yaratılışı gereği bir özelliğidir. Eski çağlardan günümüze hareket, iki temel amaçla gerçekleştirilmektedir. Çeşitli mekanizmalar yardımıyla akışkanlara hareket vermek ya da doğal akışkan hareketlerinden yararlanarak işe harcanan enerjiyi azaltmak.

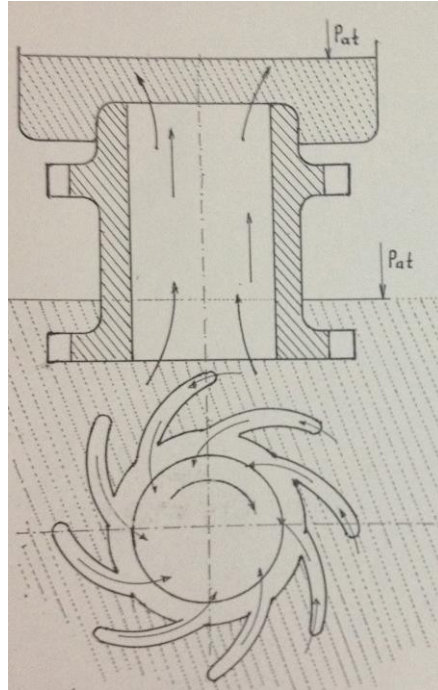
MÖ 3. yüzyılda Yunanistan'da gerçekleştirilen *Archimedes Vidasının* (Şekil 1.1) suları taşıyan en eski pompalardan biri olduğu kabul edilmektedir. Alet silindirik bir gövde içerisinde döndürülen helisel bir vida olup bu vida o tarihte insan gücü ile çalışmakta idi. Döndürme sırasında su silindirik gövde içerisinde üst seviyelere

yükselmektedir. Günümüzde aynı alet motor tahriki ile özellikle su arıtma tesislerinde başarı ile kullanılmaktadır.



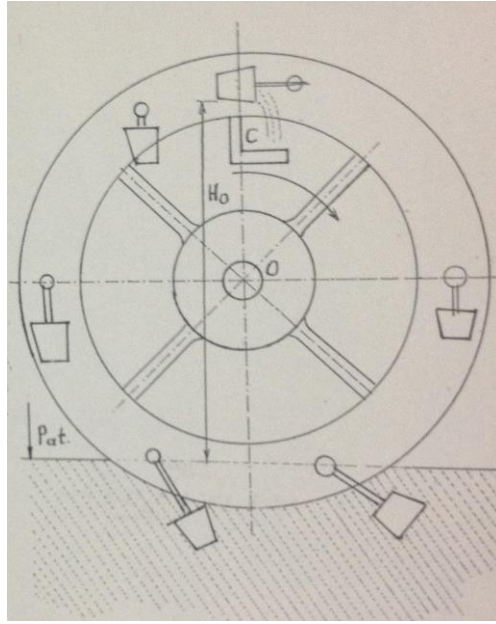
Şekil 1.1 : Archimedes vidası.

İnsan veya hayvan gücü kullanılmayan ilk pompalama aygıtı (şekil 1.2) Çin’de geliştirilmiştir. Eğrisel kanallı kanatların yer aldığı çark içerisi boş silindirik bir gövdeye bağlıdır. Çark akışkan tarafından döndürüldüğünde kanatlar içinden geçen su gövde içerisinde yükselmektedir. Bu sistem “NORIA” olarak adlandırılmakta olup seviye yükseldikçe gövdenin devir sayısına bağlı olarak su debisi azalmaktadır.



Şekil 1.2 : Noria.

Sonraki yıllarda Mısır'da dönen bir çark çevresine oynak geçmeli çubuklara kovalar bağlanarak yeni bir sistem (Şekil 1.3) uygulamaya konuldu. Bu sistem lunaparklarda görülen dönen dolaplara benzemektedir. Eski mısırdaki akarsulardan su transferi için bu sistem kullanılmaktaydı. Şekilde görüldüğü gibi mil O merkezi etrafında dönerken suya dalan kovalar içlerine su alarak yükselirler ve tepede engele takılarak içlerindeki suyu boşaltırlar. Bu sistem "Kovalı Noria" olarak adlandırılmaktadır. Günümüzde bu sistem elektriğin olmadığı yüksekliğin 9-12 metreyi geçmediği yerlerde de kullanılmaktadır.



Şekil 1.3 : Kovalı Noria.

1772 yılında Portekiz'de San Domingos bakır madeninde toprak altında bulunan kazılarla, santrifüj pompanın 5. YY'da ağaçtan imal edildiği kanıtlanmıştır. *Leonardo Da Vinci (1452-1519)* santrifüj pompalarla sıvıların naklinin mümkün olabileceği ana fikrini belirlemiştir. Fakat günümüzde kullanılan santrifüj pompaların teorik ve uygulama temelinde asıl bulucusu Fransa'da *Denis Papin (1647-1712)* olmuştur. *Leonhard Euler (1707-1783)* hidrolik türbinler üzerinde su reaksiyonu ile ilgili bir kitap yayınlamıştır. Kitapta su reaksiyon kuvveti türbinlerle ilgili olarak ele alınmış olup santrifüj sistemlerin gelişmesinde önemli bir rol üstlenememiştir. 1818 yılında Amerika'da *Massachusetts* pompa fabrikası, santrifüj pompaları seri halde imalata koysa da verimliliği hala yeterli olmamıştır. *James Thomson (1834-1882)* santrifüj pompaların verimliliğini yönlendirici kanatlar kullanarak arttırmayı başarmıştır.

Motorların gelişimi ateşli silahlardan topun icadı ile başlamıştır. 1600'lü yılların sonuna doğru, özellikle sanayi devrimi ile maddelerin kimyasal enerjisinden yararlanarak iş elde edilmesi benimsenmiş, çalışmalar bu yönde yoğunlaşmıştır. Yakıt olarak ilk barut kullanılmıştır. Silindirik bir namlu içinde barutun yakılması ile merminin yükseleceği, daha sonra yer çekimi kuvveti etkisi altında geri dönerken iş alınabileceği fikri ortaya atılmıştır. Bir silindir içindeki piston, barutun yakılması sonucu oluşan gazların genişlemesi ile yükselmekte, gazların bir pencereden tahliyesi ve soğuması sonucu, piston yeniden alçalırken iş üretmektedir. Bu motora “barut makine” denmiştir.

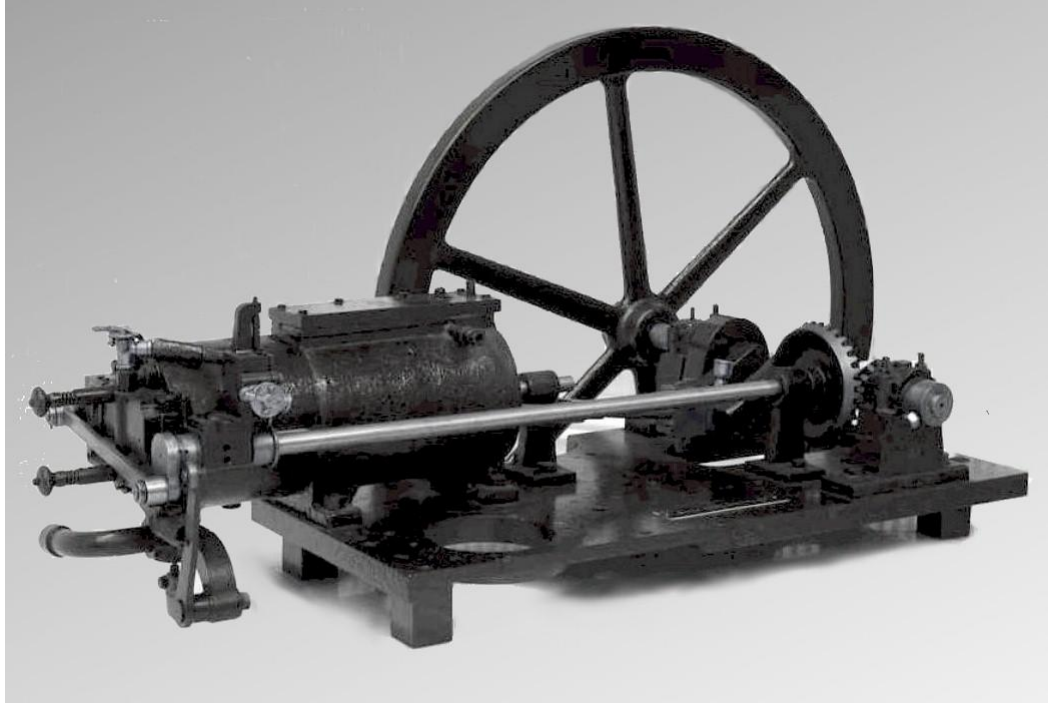
Barut makinada sürekli taze havanın sağlanamaması çalışmaları dıştan yanma prensibine göre çalışan buhar makinelerine yönlendirmiştir. Bu dönemde su buharı ve sıcak hava motorları üretilip satılmaya ve kullanılmaya başlamıştır. Bu motorların veriminin düşük olması içten yanmalı motorlar geliştirilmesi ihtiyacını doğurmuştur.

Fransız *Sadi Carnot (1796-1832)* 1824 yılında ortaya koyduğu ısı kaynağından alınan ısı ile genişleme, adyabatik genişleme, soğuma neticesinde sıkışma ve adyabatik sıkışma adımlarından oluşan 4 zamanlı ideal bir çevrim tanımlamıştır.

İçten yanmalı motorlarının temel çalışma prensibi ilk kez 1862’de *Alphonse Beau de Rochas (1815-1893)* tarafından yayınlanmış patentinde açıklanmıştır. Patentte resim veya çizim olmamasıyla birlikte motorda yanma öncesi yakıt hava karışımının sıkıştırılacağı ve çalışma çevriminin aynı silindir içinde dört piston strokunda tamamlanacağı belirtilmiştir.

Bu çalışması kağıt üzerinde kaldığından dolayı motorun asıl mucidi Fransız *Alphonse Beau de Rochas* değil, ilk prototipi üreten ve onu uygulamaya koyan Alman *Nicolaus August Otto (1815-1893)* olmuştur. Otto 1876’da ilk 4 zamanlı motorunu yapmış ve 1877’de sabit hacim prensibiyle yanmanın gerçekleştiği bu motorun patentini almıştır (Şekil 1.4)

Daha sonra Paris’te dünyaya gelmiş bir başka Alman *Rudolf Diesel (1858-1913)* 4 zamanlı içten yanmalı motor üzerinde yaptığı çalışmalar sonucunda 1892 yılında sabit basınç prensibiyle yanmanın gerçekleştiği motorun patentini almıştır.



Şekil 1.4 : Otto motorunun deney prototipi.

Daha sonraları yakın tarihe doğru ise bir başka Alman *Felix Wankel* (1902-1988), krank-biel mekanizmadan farklı olarak döner pistonlu mekanizmalar üzerine çalışmalar yapmıştır.



Şekil 1.5 : Felix Wankel motoru ile birlikte.

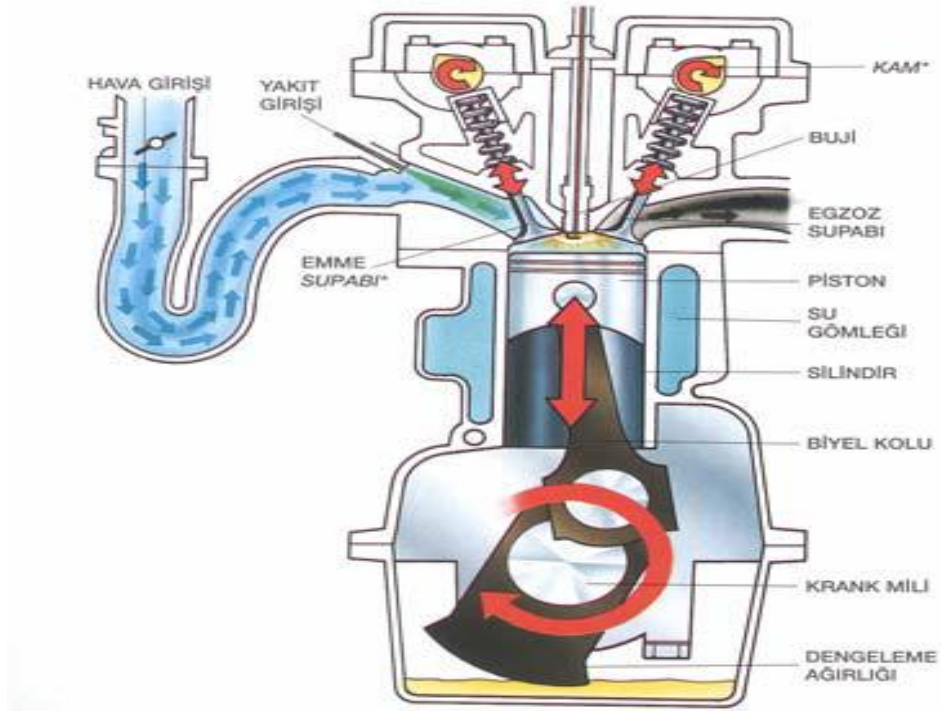
Maddeye enerjinin iletilmesi ve maddeden alınan enerjinin kullanılması yönünde milattan önce başlayan araştırma ve buluşların ardından 1876'da ilk Otto, 1892'de ilk Diesel motorunun üretilmesinden sonra yaklaşık 150 yıl geçmiştir. Bu sürede motorlar üzerinde yapılan araştırma ve deneyler sonucunda büyük ilerlemeler kaydedilmiştir. Bütün bu mekanizmalar, birbirlerine entegre edilerek farklı çalışma prensipleri ortaya atılmış, daima daha iyi sonuç amaçlanmıştır. Öte yandan uzay araştırmalarında malzeme yönünden sağlanan gelişmeler, yeni malzemelerin motorda da kullanılarak eskiye oranla daha iyi bir verim ve güç değerlerine ulaşılabileceğini göstermiştir. Bir başka araştırma, alternatif yakıt araştırmaları olup araştırmacılar ısı değeri yeterli olan her türlü yakıtı yakabilecek motorlar için çalışmalar yapmaktadır. Yapılan çalışmaların sonucu olarak artan talep bir başka sorunu ve bu sorunun çözümüne yönelikte çalışma yapılması ihtiyacını da beraberinde getirmiştir. Karbon içeren yakıtların yanması sonucu açığa çıkan gazların yarattığı hava kirliliği!!!

Motorlarla ilgili araştırmalar;

- Alternatif motor araştırmaları
- Yakıt araştırmaları
- Tüketim araştırmaları
- Yanma araştırmaları
- Motor performansı araştırmaları
- Egzoz emisyonu araştırmaları başlıkları altında sınıflandırılmıştır.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR

İçten yanmalı motorlar, yakıtların sahip olduğu kimyasal enerji nedeniyle yanma sonucu açığa çıkan ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren sistemlerdir. Benzin ve diesel motorları, Wankel motoru, gaz türbini, jet ve roket motoru içten yanmalı motorlara örnektir. Şekil 2.1’de benzin motoru gösterilmektedir.



Şekil 2.1 : 4 zamanlı tek silindirli bir benzin motoru.

2.1 İçten Yanmalı Motorların Sınıflandırılması

İçten yanmalı motorlar; kullanım alanlarına göre, strok sayısına göre, çevrim tipine göre, dönme sayısına göre, soğutma şekillerine göre, silindir sayısına ve yerleşim düzenine göre, hava emme durumlarına göre, yakıt karışım ve püskürtme durumlarına göre sınıflandırılmaktadır.

2.1.1 Kullanım alanlarına göre sınıflandırma

Motosiklet motorları, otomobiller, hafif ticari taşıtlar, ağır ticari taşıtlar, lokomotif motorları, gemi motorları, uçak motorları, santral motorları vb. gruplara ayrılmaktadır.

2.1.2 Strok sayısına göre sınıflandırma

Dört zamanlı motorlar, iki zamanlı motorlar olarak gruplandırılmaktadır. Dört zamanlı motorlarda çevrim, pistonun öteleme hareketi ile oluşan dört zamanda (emme, sıkıştırma, yanma ve genişleme, egzoz zamanları) gerçekleşir. Krank milinin iki devrinde, yani 720° KMA'da tamamlanmaktadır. İki zamanlı motorlarda çevrim, iki zamanda (sıkıştırma zamanı, yanma ve genişleme zamanı) gerçekleşir. Krank milinin tek devrinde, 360° KMA'da tamamlanır.

2.1.3 Çevrim tipine göre sınıflandırma

Benzin motorları, hava-yakıt karışımının ateşlenmesiyle sabit hacim prensibine göre yanmanın gerçekleştiği motorlardır. Diesel motorları, yakıtın sıkışan havaya püskürtülmesiyle difüzyon alevi şeklinde sabit basınç prensibine göre yanmanın gerçekleştiği motorlardır.

2.1.4 Dönme sayısına göre sınıflandırma

Alçak dönme hızlı motorlar 100 – 600 d/dk aralığında çalışan, orta hızlı motorlar, 800 – 1500 d/dk aralığında çalışan, yüksek dönme hızlı motorlar, 2500 – 8000 d/dk aralığında çalışan motorlardır.

2.1.5 Soğutma şekillerine göre sınıflandırma

Su soğutmalı motorlar ve hava soğutmalı motorlardır.

2.1.6 Silindir sayısına ve yerleşim düzenine göre sınıflandırma

Tek silindirli ve çok silindirli motorlar ile silindirlerin yerleşim düzenine göre sınıflandırıldığında sıra motorlar, V-motorlar, karşıt pistonlu motorlar (boxer), döner pistonlu motorlar (Wankel) motorlarıdır.

2.1.7 Hava emme durumlarına göre sınıflandırma

Doğal emişli motorlar ile doldurmanın bir kompresör yardımıyla gerçekleştiği aşırı doldurmalı motorlardır.

2.1.8 Yakıt karışımı ve püskürtme durumuna göre sınıflandırma

Benzin motorlarında karbüratörlü sistemler ile yanma odasına veya emme kanal ağzına direk püskürtmeli motorlar, dizel motorlarında ise sıra pompalı sistemler ile common-rail sistemlerdir.

2.2 Dört Zamanlı İçten Yanmalı Motorların Çalışması

İYM’de gerçek çevrimin termodinamik hesabı aşağıdaki şartlar dahilinde yapılır:

1. Silindirdeki iş gazı (yakıt-hava karışımı ve artık yanma ürünleri), özgül ısısı sıcaklığa bağlı olarak değişmeyen, aralarında reaksiyona girmeyen ideal gazların karışımıdır.
2. İdeal çevrimlerde olduğu gibi, yanma veya ısı giriş sürecinin, benzin motorlarında sabit hacimde; dizel motorlarında ise kısmen sabit hacimde kısmen de sabit basınçta zaman faktörü göz önüne alınmadan gerçekleştiği kabul edilir.
3. Sıkıştırma ve genişleme süreçlerindeki ısı kayıpları politropik süreçlerin istatistik olarak belirlenmiş üs değerleri ile, yanma süreci ısı kayıpları (ısı iletimi ve yanma ürünleri disosyasyonu nedeniyle) ise deneylerle belirlenmiş olan ısı kullanım katsayısı ile hesaba katılırlar.

Termodinamik hesabın amacı, motordan talep edilen N_e efektif güç ve M_e döndürme momentini alabilmek için esas boyutlarının (D Silindir Çapı ve S Piston Stroku) belirlemek veya esas boyutlar belli ise motordan alınabilecek N_e efektif güç ve M_e efektif momenti bulmaktır.

2.2.1 Emme zamanı

Pistonun ÜÖN’den AÖN’ye hareketi sırasında emme başlar. Emme subabının açılmasıyla, silindir içerisinde atmosfer basıncının altında oluşan alçak basınç nedeniyle silindire doğru taze hava akışı oluşur. Bu emiş aşırı doldurmalı motorlarda kompresörlerle desteklenebilir. Taze hava, silindir içinde bir önceki strokta ölü hacimde tahliye edilemeyen artık egzoz gazlar (%1-4) ile birleşir. Benzin

motorlarında hava veya hava-yakıt karışımı, dizel motorlarında hava emilir. Emme supabı kapanana kadar (dolgu silindire alınana kadar) emme zamanı devam eder. Yaklaşık $220^{\circ} - 260^{\circ}$ KMA sürer. Motor bu devirde vakum pompası gibi çalışarak güç harcar. Emme basıncı benzin motorlarında 0,80 - 0,95 MPa dizel motorlarında 0,82 - 0,97 MPa; emme sıcaklığı soğutma sistemine göre atmosfer sıcaklığından $-10 - 40^{\circ}\text{K}$ farklıdır.

2.2.2 Sıkıştırma zamanı

Emme zamanında emilen dolgu (artık gazlar ile hava veya hava-yakıt karışımı), pistonun AÖN'den ÜÖN'ye hareketi sırasında sıkıştırılır. Motor bu devirde pompa gibi çalışarak güç harcar. Sıkıştırma sonu basıncı benzin motorlarında 1,0 - 2,5 MPa dizel motorlarında 3,0 – 5,0 MPa; sıkıştırma sonu sıcaklığı benzin motorlarında 600 - 850 $^{\circ}\text{K}$ dizel motorlarında 900 - 1200 $^{\circ}\text{K}$ sınırları arasındadır.

2.2.3 Yanma ve genişleme zamanı

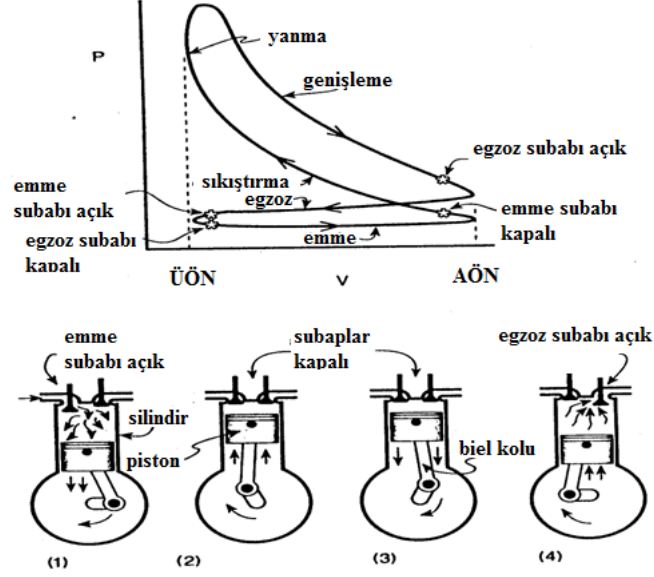
Sıkıştırılan iş gazının yanması, ateşleme (benzin) veya püskürtme (dizel) avansı kadar ÜÖN'dan önce başlar. Egzoz supabı açılmadan önce tamamlanır. Bu zamanda motordan iş alınır. Yanma sırasında silindir içindeki basınç benzin motorlarında 3,0 - 7,0 MPa dizel motorlarında 6,0 – 10,0 MPa; sıcaklık benzin motorlarında 2200 - 2300 $^{\circ}\text{K}$ dizel motorlarında 1900 - 2300 $^{\circ}\text{K}$ değerlerine ulaşır. Genişleme sonunda ise basınç benzin motorlarında 0,4 – 0,6 MPa dizel motorlarında 0,3 – 0,5 MPa; sıcaklık benzin motorlarında 1100 - 1300 $^{\circ}\text{K}$ dizel motorlarında 1000 - 1200 $^{\circ}\text{K}$ sınırları arasındadır.

2.2.4 Egzoz zamanı

Piston AÖN'ya ulaşmadan, egzoz supabı açıldığında başlar ve egzoz supabı ÜÖN'dan sonra kapanana kadar toplam $210^{\circ} - 265^{\circ}$ KMA kadar sürer. Egzoz zamanı sonlarında silindir içindeki gazlar 700 - 1000 $^{\circ}\text{K}$ sıcaklığa ve 0.105 - 0.110 MPa basınca sahiptir. Motor bu devirde pompa gibi çalışarak güç harcar.

Görüldüğü üzere 4 zamanlı motorlarda, 3. zamanda iş alınmakta diğer zamanlarda sisteme iş verilmektedir. Verilen bu iş diğer silindirde üretilen işlerden karşılanmaktadır. Ayrıca dönmedeki düzgünsüzlüğü karşılamak için volan kullanılır. Volan, krank miline bağlı, krankın hareketi ile direkt dönen ve ateşleme zamanında aldığı gücü diğer zamanlarda motorun dönmesi için harcayarak hareketin

devamlılığını sağlayan büyük silindirik dişlidir. Krank mili ile birlikte motorun dengesini sağlar. Silindir sayısı azaldıkça volan büyür. Şekil 2.2’de dört zamanlı bir motorun termodinamik diyagramı verilmiştir.



Şekil 2.2 : 4 zamanlı motorda P-V diyagramı ve çalışma şeması.

2.3 Gerçek Çevrimin İdeal Çevrimden Sapmaları

Gerçek motor çevrimi, ideal çevrim ile karşılaştırıldığında, ideal çevrimde yapılan kabullerin tam olarak gerçekleşmediği, birçok yönden sapmalar olduğu görülmektedir. Dolayısıyla gerçek çevrim ideal çevrimden farklı bir şekilde gerçekleşmektedir. Bu farklılığın temel sebepleri;

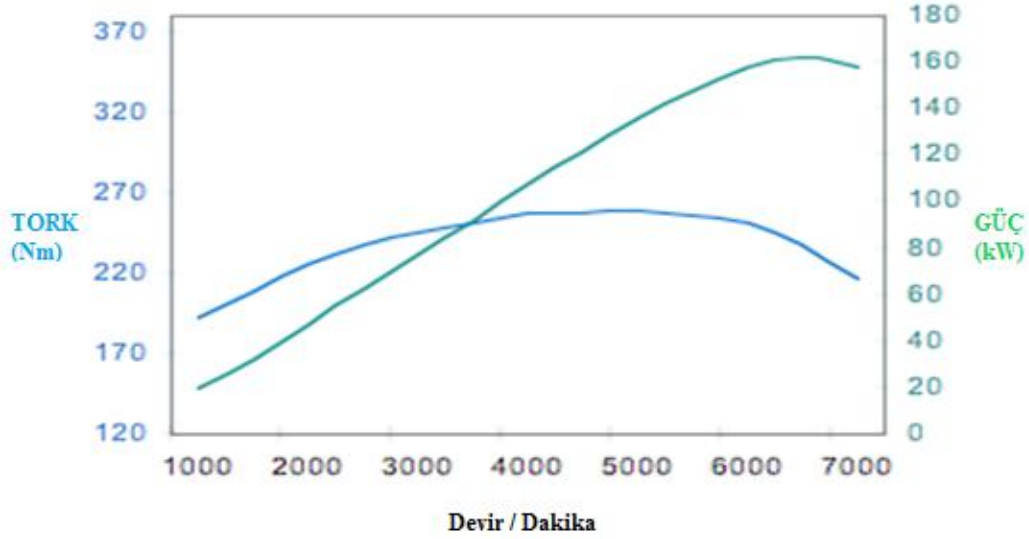
- Yanmanın sabit hacimde veya sabit basınçta gerçekleşememesi, ayrıca ateşleme avansı ve tutuşma gecikmesi nedeniyle yanmaya basıncın maksimum olduğu üst ölü noktadan önce başlaması,
- Sıkıştırma ve genişleme zamanlarında silindir çeperlerindeki ısı alışverişinin adyabatik değil politropik olması ve politropik üssün yaklaşık değer seçilmesi,
- Emme anında artık gazların miktarı, sıcaklık ve basıncından dolayı emilen taze havanın volümetrik verim oranında değişmesidir.

Bir motordan yüksek performans elde etmek için;

- 1 - Silindir yüzeyinin silindir hacimine oranı mümkün olduğunca küçük olmalı
- 2 - Genişleme öncesinde mümkün olan en yüksek basınca ulaşılmalı

3 - Mmn olduğunca tam genişleme sağlanmalıdır.

Burada ilk madde ısı kaybını azaltmayı diğer maddeler ise gazın enerjisinden daha iyi yararlanma koşullarını açıklamaktadır. şekil 2.3’de g ve torkun devir sayısına göre değişim eğrileri gösterilmektedir.



şekil 2.3 : Motorun g ve tork değişim eğrileri.

3. AŞIRI DOLDURMA

Dünyada toplam petrol üretimi deniz ve kara taşımacılığında ulaşım amacı için yapılmakta olup, bu petrol ağırlıklı olarak içten yanmalı motorlar tarafından tüketilmektedir. Binek taşıtlarının bu tüketimdeki payı gelişmiş ülkelerde daha fazladır. Bunun yanı sıra bu motorlar tarafından üretilen gürültünün ve egzoz gazlarındaki zehirli bileşenlerin (özellikle CO, HC, NO_x ve partikül) toplam payı şehirlerde daha fazladır. Yapılan araştırma ve geliştirmelerle araç kullanımını yaygınlaştırmıştır. Artan taleplerle beraberinde çevre kirliliği getirmiş olup mutlaka kontrol altına alınmasını gerektirecek boyutlara ulaşmıştır. Artan petrol fiyatlarıyla birlikte araştırma ve geliştirme çalışmaları motor verimini artırma ve daha temiz bir egzoz gazı elde etme yönüne kaymıştır.

Doğal emişli bir motora nazaran, harici bir kompresörle, silindirine bir çevrimde alınan hava miktarı arttırılan motora “aşırı doldurmalı motor”, yapılan bu işleme de “aşırı doldurma” denir. Aşırı doldurma, bir yandan birim hacim ve ağırlıktan alınabilen gücü arttırmakta dolayısıyla motor boyutlarını küçültmekte ve belli ölçüde hafifletmekte olup diğer yandan motor verimini arttırmakta ve egzoz gazındaki kirlenici bileşenlerin birim güç başına olan miktarlarını azaltmaktadır. Benzin motoruna göre daha ekonomik çalışan dizel motorunun, aşırı doldurma sayesinde hızı arttırılarak ve boyutları küçültülerek, binek araçlara uygulanabilir duruma getirilmiştir.

3.1 Aşırı Doldurmanın Nedenleri

İçten yanmalı pistonlu motorlarda güç,

$V_H \rightarrow$ motor strok hacmi

$p_{me} \rightarrow$ ortalama efektif basınç

$n \rightarrow$ dönme sayısı olmak üzere

$$N_e \approx V_H * p_{me} * n \quad (3.1)$$

şeklinde tanımlanmakta olup motor hacmini büyütmeden efektif gücü arttırmak için dönme sayısının veya ortalama efektif basıncın artırılması gerekir. Aynı strok hacminden daha fazla güç almak veya belirli bir çıkış gücü için motorun ağırlığını ve hacmini düşürmek, aşırı doldurmanın temel mantığıdır. Bu durum, kompresör tarafından silindire yüksek basınç altında daha fazla hava gönderilerek yakılabilecek yakıt miktarının artırılması ile sağlanır.

Aşırı doldurma ile silindir içine normal emme basıncının 1.5 - 4 katına kadar basınçla hava ve buna paralel olarak daha fazla yakıt gönderilebilmekte ve birim hacimden alınan güç arttırılmaktadır. Ancak bu sırada daha büyük sıcaklık ve basınçlara ulaşıldığından motoru daha dayanıklı yapmak ve nitelikli malzeme kullanmak gerekir. Kazanılan güç artışı, her zaman malzeme maliyet ve ağırlık artışının üstünde olmakta ve birçok durumda birim güç başına maliyet, kabul edilebilecek boyutlarda kalmaktadır. Örneğin, 3 litre strok hacmindeki 5 silindirli bir Mercedes Benz binek taşıtı dizel motorunda, daha 1978'lerde, aşırı doldurma sonucu %7'lik ağırlık artışına karşı %43'lük güç artışı elde edilmiştir. Yakıt tüketimindeki azalma ise %6 kadardır.

Aşırı doldurmada ortalama efektif basınç artışı güç artışı üzerine direk etki etmekte olup bir diğer avantaj ise volümetrik verime iyileştirici katkıdır.

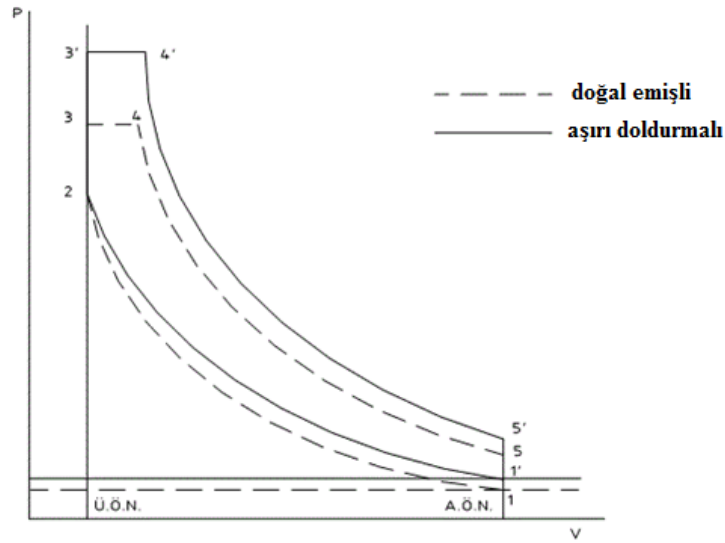
Silindir volümetrik verimine etki eden temel faktörler;

- Silindir emme periyodundaki, özellikle emme subabındaki aerodinamik kayıplar,
- Silindir egzoz sonu basıncı ve kalan egzoz gazı miktarı,
- Silindirin sıcaklığıdır.

Emme periyodundaki düşük basınç ve yüksek hızla birlikte aerodinamik kayıplar artarak volümetrik verimi düşürmektedir. Silindir egzoz stroku sonunda motor içinde kalan artık gazların miktarı ve basıncı, taze havanın girişine etki edeceği için volümetrik verimi azaltmaktadır. Silindirin emme periyodundaki sıcaklığının yüksek olması emilen taze havanın yoğunluğunu azaltacağından emilen hava miktarını azaltmaktadır. Dolayısıyla taze havanın soğutulması volumetrik verimi artırmaktadır. Ayrıca egzoz periyodundaki silindir içi sıcaklığın yüksek olması ise artık gazların basıncına ve miktarına etki ederek volümetrik verimi arttırmaktadır. Sıkıştırma oranının volumetrik verime iki yönlü etkisi vardır. Sıkıştırma oranı bir yandan sıcaklık seviyelerini artırdığı için volumetrik verime olumsuz yönde etki ederken,

diğer taraftan artık egzoz gazı miktarını azalttığı için volumetrik verimi artırıcı yönde etki etmektedir.

Sonuç olarak silindir içindeki gazın hızı, basıncı, sıcaklığı, kütlesi vb. faktörlerden ve deniz seviyesinden yükseklerde atmosferdeki düşük dış hava basıncından dolayı doğal emişle motor silindiri içine alınan hava miktarı azalmaktadır. Aşırı doldurma ile her şartta silindir içine daha fazla hava göndermek mümkündür. Hava yoğunluğun yükseklerde azalması sonucu motor gücünde problem yaratması nedeniyle, aşırı doldurma, özellikle uçak motorlarında hızla gelişmiştir.



Şekil 3.1 : Doğal emişli ve aşırı doldurmalı motorun P-V diyagramı

Aşırı doldurmayı benzin ve dizel motorlarında uygulamak mümkündür. Ancak benzin motorunda, silindir içine hava basıncının yükseltilerek verilmesi, sıkıştırma oranında da kısıtlayıcı temel faktör olan vuruntu problemini ortaya çıkarmaktadır. Basıncın düşürülerek motora verilmesi de aşırı doldurma prensibine aykırıdır. Bu yüzden aşırı doldurma, benzin motorlarında pek kullanılmamasına rağmen, dizel motorlarında yaygın halde kullanılmaktadır. Aşırı doldurma uygulanan bir dizel motorda tutuşma gecikmesi kısalmır. Bu da motorun iyi çalışmasına neden olur. Çünkü tutuşma gecikmesinin düşmesi daha kaliteli bir yanma elde edilmesini sağlar.

Aşırı doldurmanın bir diğer etkisi ise toplam verim, özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarına olmaktadır. Egzoz türbini ile yapılan aşırı doldurmada birçok durumda daha yüksek toplam verim elde edilir ve özgül yakıt tüketimi eğrisinde düzelme görülür. Egzoz gazlarındaki atık enerji, daha sonra piston üzerinde pozitif iş yapacak şekilde kullanılmakta, bu nedenle çevrim verimi artmaktadır. Ayrıca, hava fazlalık

katsayısı her zaman büyük tutulabildiğinden, dizel motorlarında indike verim de artar. Ancak benzin motorlarında aşırı doldurma yapıldığında, vuruntu sınırını aşmamak için sıkıştırma oranı düşürüldüğünden, toplam verimde azalma olur. Egzoz emisyonunda ise iyileşme görülmektedir. Dizel motorlarda hava fazlalık katsayısı büyüdüğü, sıcaklıklar yükseldiği ve tutuşma gecikmesi azaldığı için partikül emisyonunda düşme olur. Ancak daha yüksek çalışma sıcaklıkları nedeniyle NOx emisyonu artmaktadır.

Aşırı doldurmanın üstün taraflarını aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür:

1. Aynı güç için daha küçük motor hacmi, daha hafif yapı ve daha az silindir sayısı yeterlidir.
2. Verimde artış görülür.
3. Kontrollü yanma sonucu egzoz emisyonlarında iyileşme olur.
4. Motor gücünün çevre şartlarına (dış ortam basıncına, çalışma yüksekliğine) bağımlılığı azalmaktadır.
5. Soğutmaya giden ısı göreceli olarak azaldığı için soğutma sistemi küçülmektedir. Daha küçük bir radyatör kullanılır, normal emişli motorlardan daha az ısı kaybı olur.
6. Özellikle büyükçe motorlarda birim güç başına maliyette azalma mümkündür.
7. Egzoz türbini ile tahrik durumunda egzoz gürültüsü azalmakta, egzoz susturucusunun da hacmi küçülmektedir.

Bunlara karşın aşırı doldurmada, bazı istenmeyen durumlarda vardır;

1. Basınç ve sıcaklıklar arttığı için mekanik ve termik zorlanmalar artmaktadır. Pistonun ve egzoz supaplarının soğutulması gerekebilir. Bu elemanlar için daha kaliteli malzeme kullanılmalıdır. Genel olarak daha dikkatli bir tasarım gereklidir ve bütün bunlar maliyette bir artış getirecektir. Ancak, büyük motorlarda malzemeden ve imalat masraflarından yapılan tasarruf bu maliyet artışını karşılayabilir.
2. Taşıt motorlarında egzoz türbini ile tahrik durumunda, düşük dönme sayısı ve yüklerde, türbin performansındaki düşme nedeniyle, doldurucu gerekli doldurma basıncını sağlayamamaktadır. Bu bölgelerde ortaya çıkan kötü moment karakteristiği taşıtlar için istenmeyen bir durum yaratır. Aynı moment boşluğu taşıtın ivmelenmesi sırasında egzoz türbininin ataleti nedeniyle ortaya çıkmaktadır. Bu dezavantajlarına

karşın, küçüklüğü, hafifliği ve basitliği nedeniyle taşıtlarda hemen hemen egzoz türbini ile tahrik sistemi kullanılmaktadır.

3. Dizel motorlu taşıtlarda, ivmelenme sırasında egzoz ve is emisyonlarında büyük artışlar meydana gelmektedir. Özellikle aşırı doldurmalı motorlarda bu durum daha da belirgindir. Bunun nedeni aşırı doldurma sistemde motora ani yükleme yaparak fazla yakıt gönderilmesi sonucu türbin, kompresör çiftinin aynı oranda havayı silindirler içine gönderememesi ve gecikme ile yakıt sistemini izlemesidir. Böylece ortamda yeteri hava olmamasından dolayı is oluşumu artmaktadır.

3.2 Aşırı Doldurmada Kullanılan Sistemler

Aşırı doldurma sistemleri, motor havasını atmosfer basıncı üstüne sıkıştıran bir doldurucu (kompresör) ünitesinden ve bu doldurucuyu tahrik eden tahrik (türbin) ünitesinden oluşur. Bu üniteler, çeşitli tipte olabilir ve çeşitli varyosyanlarda bir araya getirilebilir. Doldurucular, hem santrifüj hem de hacim süpürmeli olabilmekte iken türbinlerde santrifüj sistemler kullanılmaktadır. Bazı sistemler ise uygulamadaki aksaklıklarından dolayı kullanım alanı bulamamıştır.

3.2.1 Hacim süpürmeli doldurucular

Bunlar pistonlu veya döner pistonlu motorlar gibi çalışarak emme havasını sıkıştırır. Sıkıştırma sonu basıncı, hızdan ve debiden bağımsız olarak çok yüksek değerlere çıkartılabilir. Debi, birim zamanda süpürülen hacme bağlı olduğundan, dönme sayısı ile lineer olarak değişir. Ancak, dönme sayısı azaldıkça piston ile silindir (veya gövde) arası kaçakların artması bu lineerliği biraz bozmaktadır. Sıkıştırma sonu basıncı da buna bağlı olarak sabit kalmamaktadır.

Git-gel hareketi yapan pistonlu tip doldurucuların volumetrik verimi, kullanılan sızdırmazlık segmanları nedeniyle, %90-95 gibi çok yüksek değerlere ulaşabilmektedir. Döner pistonlu tiplerde ise çarklar birbirlerine ve gövdeye dokunmadan belirli bir boşlukla çalıştıkları için, özellikle yüksek basınç oranlarında kaçakların artması sonucu volumetrik verim oldukça düşer.

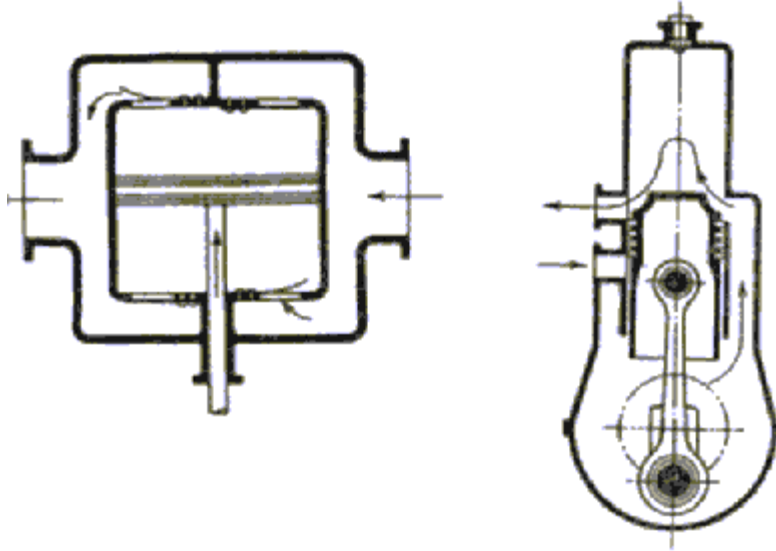
Aşırı doldurmada kullanılan kompresörler genel olarak,

- Pistonlu kompresörler
- Döner kanatlı(paletli) kompresörler

- Roots tipi (loplu) kompresörler
- Vida kompresörler

Pistonlu kompresörler

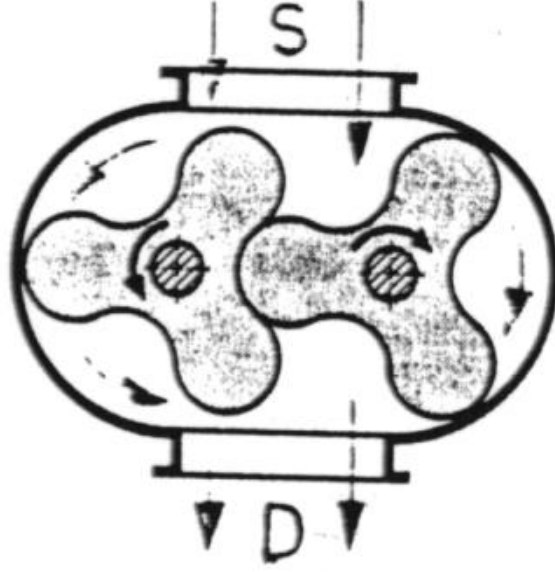
Motor pistonun alt yüzünden yararlanılarak çalışan pistonlu tip olarak yapılırlar (Şekil 3.2). Pistonlu tip kompresörler, dengesiz öteleme atalet kuvvetleri ve çıkış basıncında büyük periyodik dalgalanma oluşması nedeniyle, yüksek hızlı motorlar için uygun değildir. Çift etkili pistonlu kompresörlerde periyodik basınç değişimi farkı daha azdır. Düşük ve orta hızlı motorlarda yüksek aşırı doldurma basıncı sağlamaları ve %70-75 mertebesinde verimle çalışmaları önemli avantajlarıdır. İşgal ettikleri hacimlerin fazla olması ve daha ağır olmaları, taşıt motorlarında uygulanmamasının temel sebepleridir.



Şekil 3.2 : Pistonlu doldurucu.

Roots tipi (loplu) kompresörler

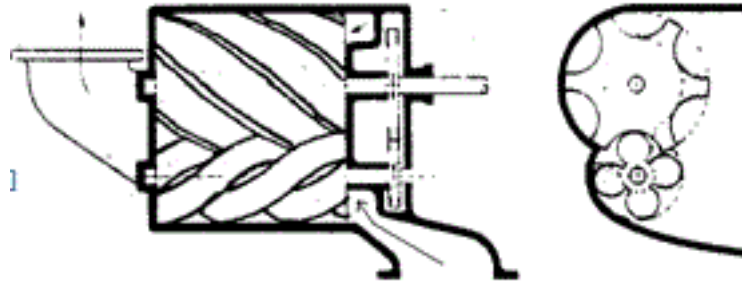
Pozitif yer değiştirmeli bir tip olan loplu kompresörler, krank milinden bir dişli veya kayış ile hareket alırlar. Bu kompresörün iki rotoru dişliler aracılığı ile birleştirilmiş durumdadır. Motordan tahrik edilen tahrik rotoru, motorla aynı yönde dönerken, ikinci rotor ters yönde döner. Emme kanalından gelen hava rotor kamları ve gövde arasındaki hacimde sıkıştırılarak basma kanalına sürüklenir. Basma kanalına gelindiğinde daha önce içeri basılan havanın geri kaçacağı bir yer olmadığından dolayı basılan hava basınçlı hava sistemine dahil olur. Bu tür kompresörler, küçük basınç oranlarının talep edildiği yerlerde kullanılır. (Şekil 3.3)



Şekil 3.3 : Roots tipi (loplu) doldurucu.

Vidalı kompresörler

Vida tip kompresörlerde, iyi bir performans için, dönen ve sabit parçaların beraber çalışan yüzeylerinin yüksek toleransta işlenerek, aralarındaki hassas boşluğun titizlikle elde edilmesi gerekir. Bu kompresörlerin çalışma hızları 3.000-30.000 d/dk arasında değişmektedir. Yüksek volümetrik verimlere sahip olan bu kompresörün çalışması esnasında, rotorunun dahili olarak yağlanması ve soğutulması gerekmektedir. (Şekil 3.4)

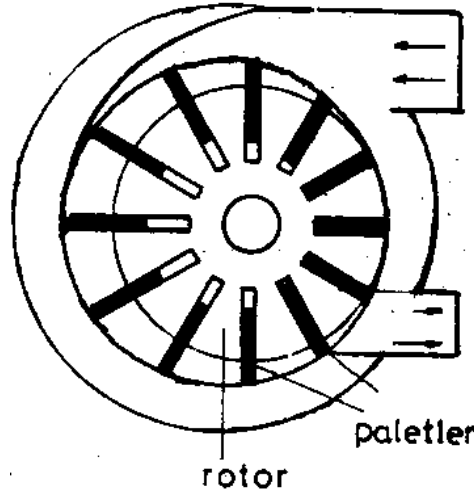


Şekil 3.4 : Vidalı doldurucu.

Döner kanatlı (paletli) kompresörler

Döner kanatlı kompresörlerde, havayı sürükleyen ince döner kanatların, serbest bir şekilde radyal olarak hareket edebilmeleri için, rotor üzerinde derin yarıklar açılmıştır (Şekil 3.5). Doldurucu rotoru, merkezden kaçık (eksantrik) bir şekilde monte edilmiştir. Rotor gövde içinde dönerken, kanatlar, santrifüj kuvvetin etkisiyle dışa doğru açılarak, gövde yüzeylerine dayanırlar. Böylece, kompresörün hilal

şeklinde görünen kısmında, hacimleri emme tarafında her an büyüyen, tepede maksimum olduktan sonra, basma tarafında da her an küçülen odacıklar oluşur.



Şekil 3.5 : Döner kanatlı (paletli) doldurucu.

Kompresörün emme kısmında, rotor dönerken odacıkların hacmi büyümekte ve oluşturulan vakum ile atmosferik basınçtaki hava odacıklara doldurulmaktadır. Tepede maksimum hacim değerine ulaşan odacıkta, havanın emilme işlemi sona ermekte ve odacığın küçülmeye başlaması ile sıkıştırma işlemi başlamaktadır. Böylece, deşarj kanalına kadar küçülen odacıkta sıkıştırılan hava, belirli bir basınç değerinde dışarı pompalanmaktadır. Döner kanatlı kompresörlerin akış kapasiteleri,

- Kanatların yüzeyine temas ettiği gövde iç çapına
- Piston çapı ve yüksekliğine
- Piston eksantrikliğine
- Kanat sayısı ile kompresörün emme ve basma kanal ölçülerinin belirlediği maksimum odacık hacmine bağlıdır.

Hacim süpürmeli doldurucuların avantaj ve dezavantajları

Hacim süpürmeli doldurucuların üstünlükleri aşağıdaki gibi sıralanabilir,

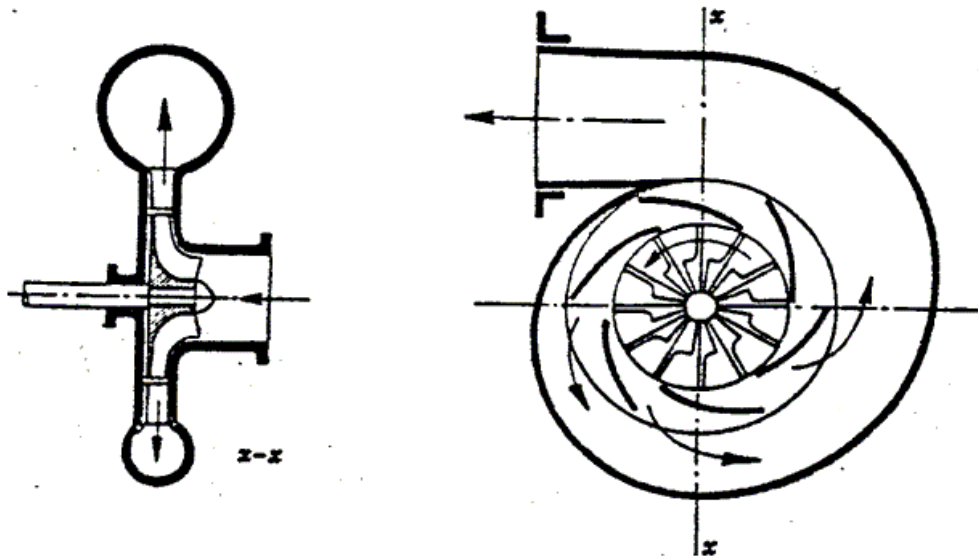
- Debi sıkıştırma sonu basıncı ile çok az değişmektedir.
- Basınç oranı dönme sayısından bağımsızdır.
- Bütün çalışma noktalarında (her dönme sayısında ve her basınç oranında) kararlı çalışma olanaklıdır.
- Debi dönme sayısı ile lineer değişmektedir.

Bu üstünlükleri, hacim süpürmeli doldurucuları taşıt motorlarına uygulama için cazip kılmaktadır.

Hacim süpürmeli doldurucuların en büyük sakıncası, yüksek hızlı yapılamadıkları için, büyük hacim ve ağırlığa sahip olmalarıdır. Bu nedenle ve mekanik olarak tahrik edilmelerinin getirdiği verim kaybı nedeniyle taşıt motorlarında pek kullanılmamaktadırlar. Ancak, döner pistonlu ve özellikle vida çarklı doldurucuların, dönme sayıları 15000 d/dk'ya kadar çıkarılarak, taşıt motorlarında kullanılmaları yönünde çalışmalar ve uygulamalar yapılmaktadır. Böyle yüksek dönme sayılı, dolayısıyla küçük hacimli doldurucular taşıt motorlarında giderek daha yaygın uygulanma alanı bulmaktadır.

3.2.2 Santrifüj doldurucular

Bunlar, 500-700 m/s'ye kadar çıkabilen çevre hızları (40.000-200.000 d/dk) ile döndürüldükleri için hacimleri çok küçüktür. % 65-75 mertebesinde adyabatik verim ve % 90-95 mertebesinde mekanik verimle çalışırlar. Alçak hızlarda mekanik olarak tahrik edilebilmekte olup yüksek hızlarda hemen daima egzoz türbini ile tahrik edilirler. Yüksek hızla tahrik edilmelerinin esas nedeni, değişken rejimlerde çalışmada, fazla atalet göstermelerini önlemek için rotor çapının küçültülmesidir. Prensip olarak eksenel veya radyal tip olabilirler. Ancak kullanılmakta olan tip, tek bir kademede istenen basıncı (0.4 MPa) sağlayabildiği ve ayrıca çok düşük debilerde de yüksek verime sahip olduğu için radyal tiptir. (Şekil 3.6).



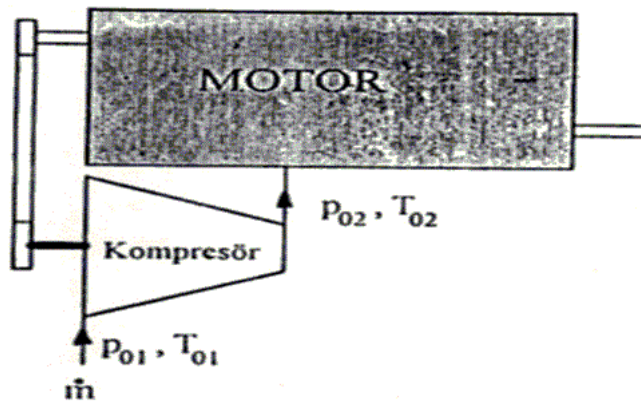
Şekil 3.6 : Santrifüj doldurucu.

3.3 Tahrik Tipine Göre Aşırı Doldurma Sistemleri

3.3.1 Mekanik tahrikli aşırı doldurma sistemleri

Mekanik tahrikle aşırı doldurmada (MTAD) doldurucu, kayış, zincir veya dişliler aracılığı ile doğrudan motor mili tarafından ya da bir yardımcı motor (elektrikli veya yardımcı küçük içten yanmalı) tarafından, dışarıdan mekanik olarak tahrik edilir. Mekanik aşırı doldurmalı motorlarda genellikle kompresör, motor tarafından döndürülmektedir. Maliyetinin fazlalığı nedeniyle yardımcı motor kullanımı yaygın değildir.

Mekanik tahrik daha çok hacim süpürmeli doldurucuların tahrikinde kullanılır. Çünkü mekanik tahrikle ancak 10.000-15.000 d/dk'lık dönme hızları elde edilebilmektedir.

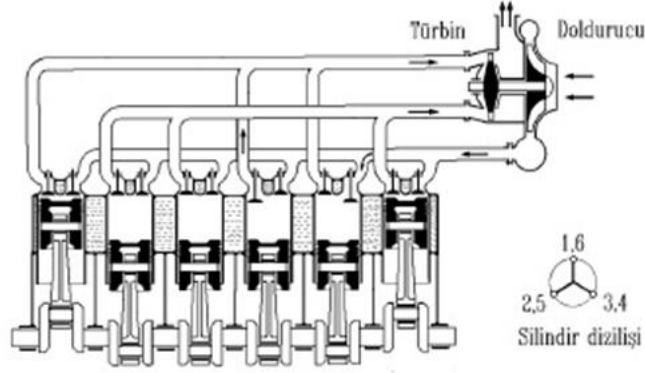


Şekil 3.7 : Mekanik tahrikli aşırı doldurma.

3.3.2 Egzoz türbinli aşırı doldurma sistemleri

Egzoz türbini ile aşırı doldurmada (ETAD) doldurucu, egzoz gazlarının enerjisiyle çalışan bir türbin tarafından aynı hızla tahrik edilir. Santrifüj doldurucuya benzer olarak türbin de radyal veya eksenel tipten olabilir. Ancak doldurucuların aksine, radyal tipin yanında eksenel tip türbin de oldukça sık kullanılır. Eksenel tipte, çap küçüldükçe kanatlarla gövde arasındaki boşluk toplam kanat alanına göre göreceli olarak büyümekte ve kaçaklar arttığı için verim düşmektedir. Bu bakımdan 150 mm'den daha küçük çaplarda eksenel tip türbin kullanılmaz. Büyük çaplarda ise, radyal türbinlerde imalat ve mukavemet problemleri ile karşılaşmaktadır. Radyal türbinler, karışık kanat şekilleri nedeniyle, daha çok döküm yoluyla imal edilmektedir. Bu bakımdan, çap büyüdükçe iyi bir döküm kalitesi elde etmek ve

azalan sayılar için ekonomik bir imalat gerçekleştirmek zorlaşmaktadır. Ayrıca, radyal türbinlerin bütün gövdesi ısıya maruz kaldığı için, çap büyüdükçe termik gerilmeler de büyümektedir. Bu nedenle 300 mm'den daha büyük çaplarda radyal tip kullanılmamaktadır. Ara çaplarda ise her iki tip de kullanılmaktadır.



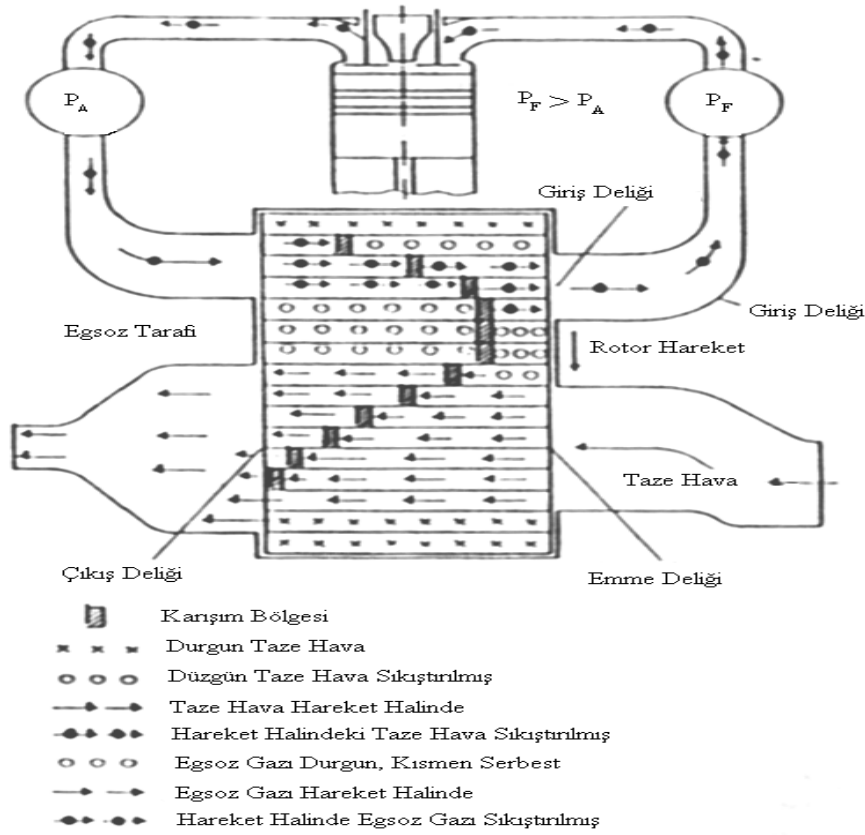
Şekil 3.8 : Egzoz türbini tahrikli 6 silindirli motorun aşırı doldurma sistemi.

3.3.3 Basınç dalgaları ile aşırı doldurma sistemi (COMPREX)

Gerek doldurucu çalışma prensibi gerekse tahrik şekli bakımından diğer aşırı doldurma sistemlerinden farklı olan bir diğer aşırı doldurma şekli basınç dalgaları ile aşırı doldurmadır. Bu sistem compression (sıkıştırma) ve expansion (genişleme) kelimelerinden oluşan *COMPREX* sistem adıyla tanınmaktadır. Sistem ilk olarak Brown-Boveri firması tarafından geliştirilmiştir.

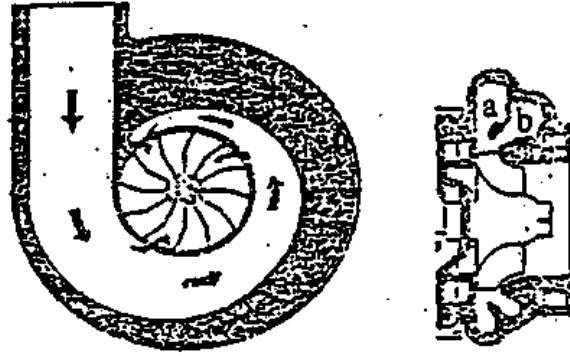
Comprex doldurucularda, aşırı doldurma amacı ile basınç titreşimlerinden yararlanılır. Hücre içine giren egzoz gazı hücrenin diğer ucuna ilerleyen bir basınç dalgası oluşturur. Egzoz gazı hücrenin yaklaşık dörtte üçünü doldurduğu zaman hücre egzoz hattı tarafında kapanır arkasından biraz sonra da doldurma tarafında kapanır. Böylece egzoz gazının dolum hattına akması önlenir. Dönme esnasında hücre egzoz penceresi hizasına gelir gelmez egzoz gazı genişleyerek egzoz hattından dışarı atılır. Böylece hücre basıncı düşer ve o arada açılan emme penceresinden taze dolgu hücre içine dolar. Egzoz ve emme taraflarındaki pencerelerin açıklığı o derece büyük yapılmışlardır ki, egzoz gazları, hücre içerisine dolan taze dolgu tarafından süpürülerek yanık gaz kalmayacak şekilde dışarı atılır. Bu esnada rotor da aynı zamanda soğutulmuş olur.

Giriş ve çıkış pencerelerinin açılış zamanları ve bununla beraber rotor devri, dalga hızı ve gazın akış hızı ile uyumlu tasarlanmışlardır. Doldurma basıncının devir sayısına bağlı değişimi lineer olduğundan, motordan uygun bir döndürme momenti karakteri elde edilebilmektedir. İvmelenme durumunda, comprex doldurucu egzoz turbo doldurucudan daha hızlı reaksiyon göstermektedir. Comprex dolduruculu motorlarda özgül yakıt tüketimi daha düşüktür. Doldurma basınç oranı 1.8 – 3.0 arasında olduğundan bu tür doldurucularda ana ölçüler pek büyük değildir. Comprex doldurucular bu nedenle küçük basınç oranları için uygun değildirler. Döndürme gücü motor gücünün yaklaşık olarak %1'i kadar olup, sadece mekanik sürtünmelerle oluşan düşük enerji kayıpları söz konusudur. (Şekil 3.9)



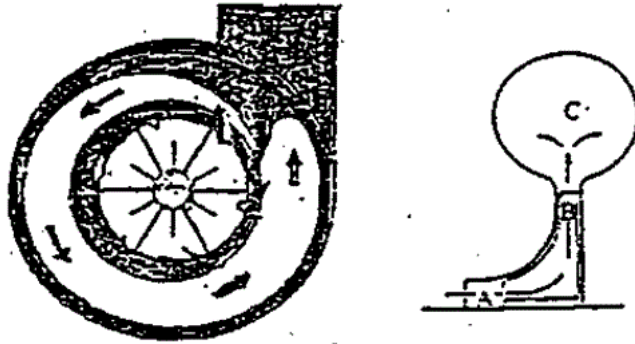
4. SANTRİFÜJ SİSTEMLERİN İNCELENMESİ

Silindirden çıkan egzoz gazları, egzoz manifoldunun ağzındaki türbin bölümüne girer. Çevresel ve merkeze doğru daralan bir kanaldan geçen sıcak gazlar bir yandan genişlemek isterken, diğer taraftan daralmakta olan bu kanalda hız kazanırlar. Bu noktadan sonra gaz, türbin çarkının dış ucundan türbin odası merkezine geçerken kanatçıklara çarparak türbini yüksek bir hızla döndürür ve türbin ortasından egzoz borusuna geçerler. Türbin çarkı ve kompresör çarkı aynı mil üzerinde bağlı olduklarından aynı hızla dönerler. Buna “turboşarj” da denir. (Şekil 4.1)



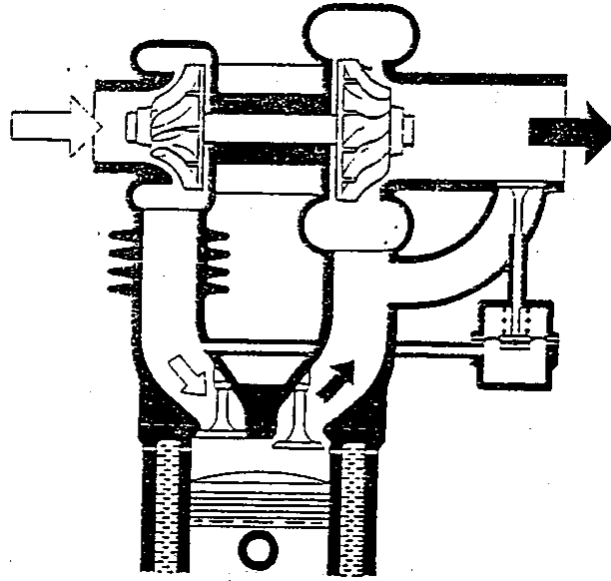
Şekil 4.1 : Santrifüj türbin.

Kompresör, hava filtresinden emdiği temiz havayı merkezden alır. Yüksek hızla dönen çark, havaya santrifüj kuvvetlerle ağırlık kazandırır ve merkezden çevreye savurur. Emme subabının açılmasıyla beraber emme manifolduna yığılı bulunan basınçlı hava silindir içerisine dolar. (Şekil 4.2)



Şekil 4.2 : Santrifüj kompresör.

Motorun hızı arttıkça egzoz gazlarının hacmi ve buna bağlı olarak da hızları artar. Böylece egzoz gazlarının türbin üzerindeki etkisi de artar. Türbin-kompresör milinin 20.000 d/dk ile 120.000 d/dk arasında dönebilmesi mümkündür. Hız arttıkça, kompresörün bastığı hava miktarı ve buna bağlı olarak motorun gücü artmaktadır. Egzoz devresinde meydana gelebilecek basınç dalgalanmalarına önleyebilmek için aynı anda egzoz yapmayan, ikişer veya üçer silindir aralarında gruplanır. Böylece basınç dalgalanması önlenmiş olur.



Şekil 4.3 : Motor-türbin-kompresör.

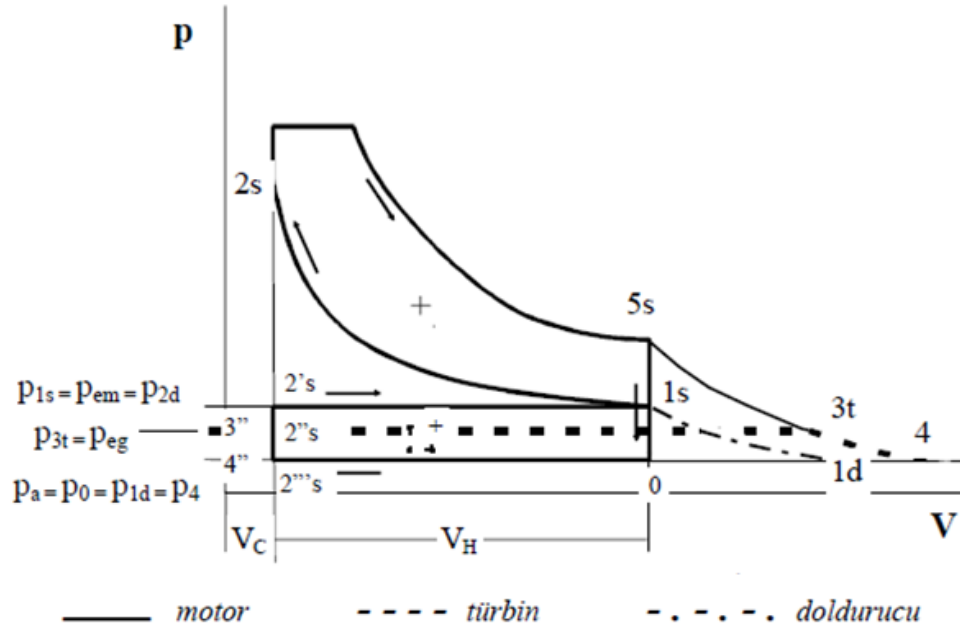
4.1 Turboşarjın Termodinamiği

Turboşarjlı bir motorunun çevrim analizi yapılırken hesaplamalar için şu kabuller yapılır:

- Çevrimde kullanılan hava her noktada ideal gaz kabul edilir. ($P*V = m*R*T$)
- Turbo kompresör ve motorda çevrime çevreden ısı geçişi yoktur, yani çevrim adyabatiktir.
- Çevrimde yanma odasında kalan artık (yanmış) gazların etkisi ihmal edilir.

Etkili bir aşırı doldurma için, kompresör ve motorun akış karakteristikleri birbirine eşlenmelidir. Şayet, aşırı doldurma sisteminde kullanılan kompresör, hareketlerini motor krank milinden alıyorsa, kompresör dönme hızı direkt olarak motor dönme hızına bağlıdır.

Egzoz gazlarının silindiri terkedebilmesi için yeterli zaman bırakmak amacıyla egzoz supabı AÖN'dan önce açılmakta ve bu sırada oldukça fazla miktarda enerji egzoz gazlarıyla dışarıya atılmaktadır. Egzoz gazı kullanan türbin ile tahrik durumunda türbinin işi motor milindeki faydalı işten değil, egzoz gazlarının atık enerjisinden elde edilmektedir. Şekil 4.4'te egzoz türbini, doldurucu ve motorun p-V diyagramları bir arada verilmiştir.



Şekil 4.4 : Santrifüj sistemle aşırı doldurmanın termodinamiği.

Egzoz gazlarının, ortam basıncına kadar genişlemesiyle, teorik olarak yapabileceği iş (5s-4-0) alanı ile verilmiştir. Doldurucunun işi ise (1d-2d-3d-4d) alanıdır. Doldurucu işi toplam dolgu değişimi işinden (1s-1's-2"s-2's alanı) büyük olmakla beraber bu iş artık egzoz gazlarının enerjisinden karşılandığı için verim düşmesi söz konusu değildir.

Teorik olarak elde edilebilecek işin yalnızca %35 kadarı doldurma işi için yeterlidir. Ancak, pratikte doldurma işi için egzoz gazlarının enerjisinin tamamından yararlanılamaz. Çünkü egzoz gazlarının gerek egzoz supabındaki gerekse türbindeki genişleme ve türbülans kayıpları oldukça büyük değerlere ulaşmaktadır. Egzoz supabındaki genişleme verimi $\eta_{gen} = 0.8$, türbinin toplam verimi $\eta_t = 0.7$, doldurucunun toplam verimi $\eta_d = 0.8$ alınırsa, egzoz gazlarının toplam enerjisinin ancak %45'i doldurma için hazır demektir. Bu durumunda, %35 yerine bu defa teorik işin %77 kadarı doldurmada kullanılacaktır.

4.2 Egzoz Gazlarının Enerjilerini Kullanma Yolları

4.2.1 Tam genişletmeli tahrik

Tam genişletmeli tahrikte egzoz gazları, egzoz subabından türbin çıkışına kadar genişletilerek, basınç enerjileri bütünüyle kinetik enerjiye çevrilmektedir. Bu gazlar daha sonra bir aksiyon türbinini tahrik eder. Ancak bu durumda egzoz subabının silindir ve egzoz kanalı taraflarındaki basınç farkı çok büyük bir değer alacağından subaptaki hızlar ses hızı mertebelerine ulaşır ve kısılma kayıpları çok büyük olur. Bu nedenle bu metod hiç kullanılmamaktadır.

4.2.2 Tam basınçlı tahrik

Tam basınçlı tahrikte egzoz gazları, basınçları hiç düşürülmeden türbin girişine getirilir ve genişleme reaksiyon türbini içinde olur. Bu metod yalnızca 4 zamanlı motorlarda uygulanabilir. Çünkü bu şekilde tahrikte, egzoz karşı basıncı ile silindir basıncı aynı olduklarından egzoz gazları, silindirden türbine ancak piston tarafından bir iş harcanarak gönderilebilir. Bu, pistona fazladan bir iş yaptırmak anlamına gelmektedir. Ayrıca ölü hacim içinde istenmeyen miktarda egzoz gazları kalmaktadır. Dahası bu durumda bütün genişleme türbin içinde olduğundan, türbin verimi de düşmektedir. Bu bakımdan bu yol da optimum bir yol değildir.

4.2.3 Yarı genişletmeli tahrik

Genel olarak en iyi çözüm ilk genişlemeyi yaklaşık olarak doldurma basıncına kadar yapmak ve türbin giriş basıncını bu seviyede tutmaktır. 2 zamanlı motorlarda akışın doldurucudan türbine doğru gerçekleşebilmesi için her zaman doldurucu çıkış basıncı türbin giriş basıncından büyük olmalıdır. 4 zamanlı motorlarda, egzoz zamanının sonuna doğru ve kısmi yüklerde, türbin giriş basıncının doldurucu çıkış basıncının bir miktar üstüne çıkmasına izin verilebilir. Bu şekilde, supap bindirmesi sırasında bir miktar geri süpürme (egzoz gazının silindire tekrar geri dönüşü) ve fazladan bir miktar piston pompalama işi göze alınarak, türbin gücü artırılabilir.

4.3 Motor Türbin ve Doldurucunun Birlikte Çalışması

4.3.1 Türbin ve doldurucunun birlikte çalışma noktaları

Türbin, doldurucu ve motorun birlikte çalışması aşağıdaki şartlar altında gerçekleşmektedir;

- Türbin ve doldurucunun efektif gücü eşittir. ($N_t = N_d$)
- Türbin debisi doldurucu debisinden yakıt miktarı kadar farklıdır. ($m_t = m_d + m_y$)
- Doldurucu debisi ile motor debisi aynı olmalıdır. ($m_d = m_m$)
- Türbin ve doldurucu birbirine bağlı oldukları için dönme sayıları aynıdır. ($n_t = n_d$)

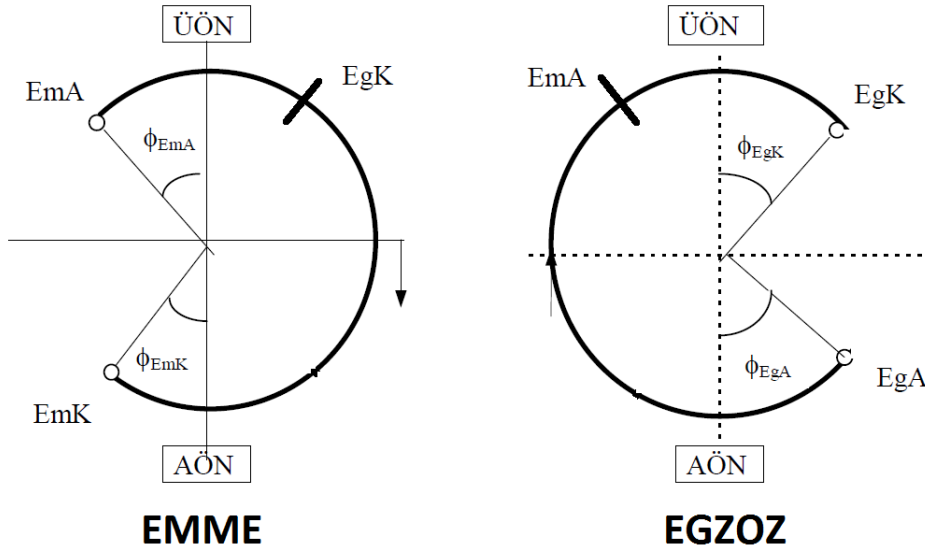
4.3.2 Sabit basınçla tahrik

Egzoz subabının açılmasıyla birlikte, egzoz gazları egzoz çıkış basıncıyla silindiri terk eder. Büyük hacimli egzoz kanalı içinde genişleyerek hızları artar. Bu tahrik şeklinde, her silindirden çıkan egzoz gazları önce ortak bir egzoz gazı toplayıcısında toplanırlar. Burada basınçlar dengelenir. Denge basıncı, egzoz açılma basıncının altında bir değerdedir. Türbin egzoz gazı toplayıcısının çıkışına bağlanır. Türbine akış, sabit denge basıncı seviyesinde olmaktadır. Gazlar, daha sonra türbin girişinde bir genişletme lülesinden geçirilerek enerjilerinin bir kısmı hız enerjisine çevrilir. Bir kısım genişleme de reaksiyon türbini içinde olur. Bu sistemde egzoz gazlarındaki enerjinin tamamından yararlanmak mümkün değildir. Çünkü egzoz subabının AÖN'dan çok önce açılmasıyla egzoz gazı, yüksek basınç ve sıcaklıkta dışarı çıkmaktadır. Eğer bu gazlar geniş hacimli bir manifolda ve egzoz gazı toplayıcısına verilirse, egzoz supabının açıldığı andaki egzoz gazı basıncının büyük itici etkisinden yararlanılmamış ve boşa harcanmış olur. Bu sistem basit ve ucuz olmasının yanında, egzoz gazındaki enerjinin, bir kısmının boşa harcamaktadır. Bu da sistemin etkisini gölgelemektedir.

4.3.3 Darbeli basınçla tahrik

Burada her silindirin, daha doğrusu aralarındaki ateşleme açısı uygun olan bir grup silindirin, egzoz gazlarının enerjisi, bir toplayıcıya gerek kalmadan, kısmen basınç ve kısmen hız enerjisi şeklinde doğrudan türbine iletilir. Basit olması, daha küçük egzoz hacmine gerek duyulması ve en önemlisi yük değişimine daha hızlı cevap verebilmesi nedeniyle en çok kullanılan bu metottur.

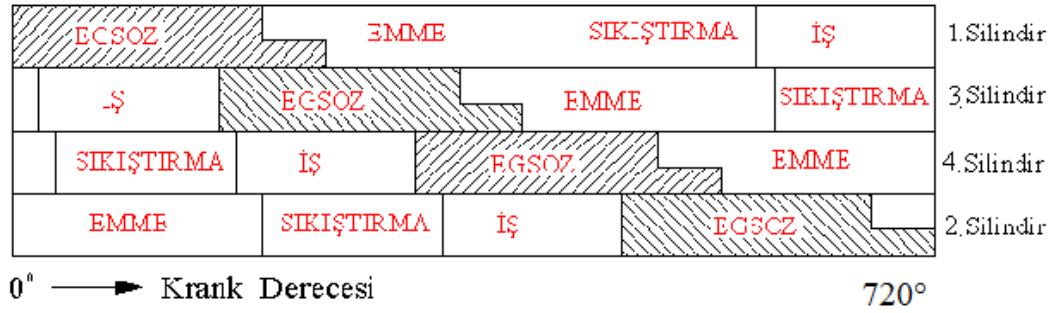
Türbin giriş basıncının mümkün olduğu kadar üniform kalabilmesi için silindirlerin egzozları türbine teker teker değil, bir kaç silindirin egzozu bir araya getirilerek bağlanır. Bu durumda, birbirine bağlı silindirlerden birinin egzoz basıncı diğerine etki edecektir. Bu bakımdan her bir silindirde egzoz supabı açıkken geri süpürme olmaması için, o silindirin egzoz kanalı basıncı silindir basıncının altında kalmalıdır. Silindir basıncının yeterli bir hızla düşürülebilmesi, egzoz gazlarının silindirlerden tamamen süpürülüp volümetrik verimin artırılması, pistonun egzoz gazlarını süpürme işinin azaltılabilmesi için bu büyüklükteki egzoz açılma avansı ve egzoz kapanma gecikmesi gereklidir. Aşırı doldurmalı motorlarda egzoz kapanması, silindiri soğutmak için oldukça gerekli olan supap bindirmesini sağlayabilmek amacıyla, ayrıca uzatılır. Böylece egzoz supabının toplam açık kalma süresi doğal emişli motorlarda 265 °KMA iken aşırı doldurmada 310 °KMA'ya kadar çıkabilmektedir. Şekil 4.5 'te KMA'ya göre emme egzoz zamanları ve bindirme aralıkları gösterilmektedir.



Şekil 4.5 : Krank mili açısına göre emme ve egzoz zamanlarının diyagramı.

Aralarında en az 300 °KMA gibi bir ateşleme farkı olan silindirlerin egzozlarının birbirine bağlanabileceği anlaşılmaktadır. Ancak, egzoz başlangıcında olan silindirde egzoz basıncı yüksek, egzoz sonunda olan silindirdeki egzoz basıncı oldukça düşüktür. Egzoz zamanının sonunda olan silindirde subap bindirmesinden dolayı emme supabı da açılacak, emme supabından taze havanın silindire dolması istenirken, diğer silindirden gelen yüksek basınçlı egzoz gazları, temiz havanın içeri girmesini engellediği gibi kendisi de silindire girmeye çalışacak ve darbeli sistemden

yararlanılacağı halde zarar bile doğuracaktır. Ancak pratikte çok kısa bir süre egzoz bindirmesinin olduğu görülmektedir. Çünkü egzoz supabının açılması ile manifolddaki basıncın yükselmesi arasında daima bir gecikme vardır. Bir de, egzoz başında olan silindirden, egzoz sonunda olan silindire kadar basınç dalgasının varması belli bir zaman almaktadır. 4 zamanlılarda 240 °KMA'lık, 2 zamanlılarda ise 120 °KMA'lık ateşleme aralığı bu amaç için genellikle yeterli olur. Şekil 4.6'da 2'li birleştirilmiş 4 silindirli bir motorun KMA'ya göre ve birbirlerine göre zamanları gösterilmektedir.

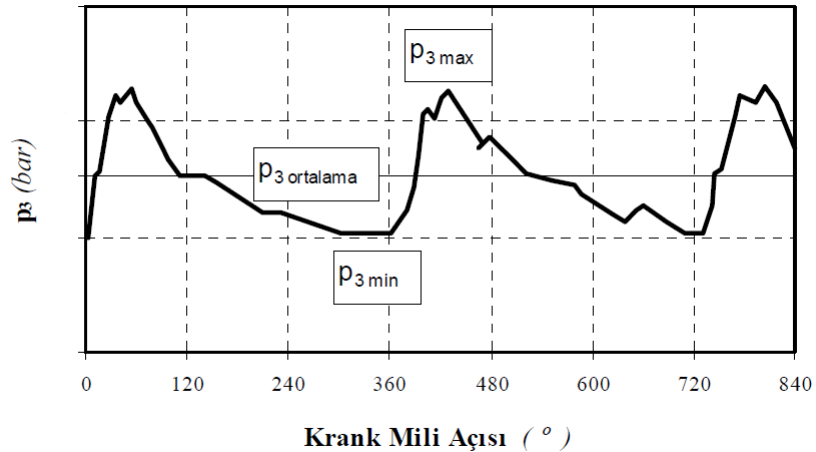


Şekil 4.6 : 2'li birleştirilmiş 4 silindirli bir motorun kranka göre zamanları

Darbeli türbin kompresör sistemi uygulanan bir motorda, silindir sayısı ve bindirme süresine göre, egzoz manifoldlarının silindirlere ve türbine bağlantı şekli değişir. Darbeli basınçla tahrikte birleştirme tipleri;

Simetrik ikili birleştirme:

Aralarında 360 °KMA bulunan (2-zamanlılarda 180 °KMA) iki silindirin bir arada bağlanması ile süpürme süresi en yüksek tutulabilmektedir. (Şekil 4.7)



Şekil 4.7 : Birleştirilmiş 2 silindirde egzoz basıncının KMA'ya göre değişimi.

Simetrik üçlü birleştirme:

240 °KMA'lık bir ateşleme aralığı esas alındığında, örneğin, 6 silindirli bir motorda silindirler üçer üçer iki adet birleşme noktasında bir birbirlerine bağlanabilir. Gerçekten, 6 silindirli motorda silindirler arası açı 60 °KMA olup, silindirlerin ateşleme sırası örneğin, 1-4-2-6-3-5 veya 1-5-3-6-2-4 ise 1, 3 ve 2. silindirler bir birleşme noktasına, 4, 5 ve 6. silindirler ise başka bir birleşme noktasına bağlanabilir.

Asimetrik ikili birleştirme:

Silindirler tek sayıda olduğu zaman bütün silindirleri kendi aralarında simetrik olarak birleştirmek olanaksızdır. Bu durumda üçlü birleştirme yerine ikili birleştirme daha iyi sonuç vermektedir.

4.3.4 Darbeli ve sabit basınçla tahrik sistemlerinin karşılaştırılması

Darbeli basınçla tahrikte efektif bir darbeli doldurma için,

- Birleştirme noktasına mümkün olduğu kadar çok sayıda silindir bağlanmalı ve bir birleştirme noktasına bağlanan silindirler simetrik ateşlemelidir. Türbin girişinde basınç ne kadar düzgün ise tahrik sabit basınç tahrikine o kadar daha yakındır.
- Birleştirme noktasına açılan iki silindirin ateşlemesi arası çok uzun ise birleşme noktası basıncı çok azalabilir ve egzoz supabından, bu alçak basınca olan, çıkış hızı çok yükselebilir. Bu da aerodinamik kayıpları artırır.
- Her birleşme noktası türbine ayrı ayrı getirilmeli ve ayrıca türbin dağıtma davlumbazında da karışma önlenmiş olmalıdır. Aksi durumda her bir birleşme noktasındaki alçak ve yüksek basınçlar birbirini etkiler ve düzgünlük bozulur, tahrik verimi düşer. Özellikle alçak dönme sayılarında basınç yükselme zamanı çok uzadığından, alçak basınçlı birleşme ucuna doğru ters bir akım oluşabilir.

Darbeli basınçla tahrik birçok bakımdan avantajlı olmakla beraber bazı uygulamalarda bu avantajlarını bütünüyle yitirecek kadar kötü bir verime sahip olabilir. Bu bakımdan, doldurma basıncının yüksek ve yedek türbin gücünün büyük olması istendiğinde, daha verimli olması nedeniyle, sabit basınçla tahrik sistemi tercih edilebilir. Sabit basınçla tahrik sistemi, motor açısından, genel olarak aşağıdaki üstünlüklere ve istenmeyen özelliklere sahiptir;

- Egzoz sisteminin tasarımında bazı kısıtlamalar yoktur.

- Tam yükteki egzoz karşı basıncı, ortalama olarak, darbeli basınçla tahrikten daha düşük değerdedir ve bu pistonun süpürme işini azaltmaktadır. Ancak, kısmi yüklerde egzoz karşı basıncı yüksek kalmakta ve geri süpürme ortaya çıkmaktadır. Bu durum, supap bindirme süresinin uzaması halinde, daha büyük yüklerde de ortaya çıkabilir.
- Bütün silindirlerin egzoz karşı basıncı aynı olduğundan, hava fazlalık katsayısının silindirler arası dağılımı düzgündür.
- Egzoz kanallarının toplam hacmi darbeli tahrike göre daha fazla olduğundan, kısmi yüklerden büyük yüklere geçiş sırasında türbin giriş basıncının yükselmesi daha yavaştır. Bu nedenle motorun hızlanma yeteneği daha kötüdür.
- Kısmi yüklerde ortaya çıkan geri süpürme sonucu silindirlerdeki oksijen miktarının azalması nedeniyle, hızlanma sırasında is oluşmakta ve ivmelenme yeteneği daha da kötüleşmektedir. Az hava ile yanma sonucu yükselen egzoz sıcaklığı türbin gücünü bir miktar arttırmakta ise de, ısıl zorlanmalar da artmaktadır.

Yalnızca türbin yönünden düşünülürse, sabit basınçla tahrik her zaman üstün durumdadır. Egzoz gazlarının enerjisinden faydalanma verimi yüksek olduğundan türbin boyutları daha küçüktür. Ayrıca türbin kanatları ve yataklar basınç darbeleri ile zorlanmamaktadır.

Ancak tahrik sisteminin seçilmesinde en önemli kriter aşırı doldurma sisteminin hızlanma yeteneğidir. Büyük motorlarda ve özellikle gemi tahrikinde, hızlandırılması gereken kütleler çok daha büyüktür. İvmelenme için ise yeterli süre her zaman mevcuttur. Sabit basınçla tahrik bu bakımdan taşıt motorları için uygun değildir. Çünkü taşıt motorları küçük ve hafif elemanlara sahip olup, hızlanma yetenekleri yüksektir. Dolayısıyla, tahrik sisteminin hızlanması motorun kendi kütlelerinin ve ayrıca taşıtın hızlanmasında önemli rol oynamaktadır. Bu bakımlardan, iyi ivmelenme yeteneği nedeniyle, darbeli basınçla tahrik sistemi, bazı dezavantajları giderilerek taşıt motorlarına uygulanmaktadır.

4.4 Santrifüj Sistem Elemanlarının İmali

4.4.1 Türbin çarkı

Türbin çarkları 2 zamanlı motorlarda 400-500 °C, 4 zamanlı motorlarda 800-1000 °C'lik egzoz gazları ile çalıştığından alaşım çeliğinden yapılır. Bu malzemeler çok

sert olduğundan işleyerek imalat yerine döküm yolu ile imalat daha ucuz olmaktadır. Radyal türbinlerde, çark ve taşıyıcı mil tek parça olarak imal edilebilir. Eksenel türbinlerde yalnızca kanatlar sıcak gazlar ile temasta olduğundan bunlar ve ana disk farklı malzemelerden yapıp daha sonra bir araya getirilirler.

4.4.2 Dolducu çarkı

Malzeme olarak alüminyum alaşımları gerek hafiflik, gerekse döküm ve işleme kolaylığı yönünden çok uygundur. Malzeme olarak alüminyum alaşımları $p_2 / p_1 < 4$ oranlarına kadar ($T = 150-200\text{ }^{\circ}\text{C}$) kullanılır. Bu sıcaklıkların üstünde, alüminyum mukavemetini hızla kaybettiğinden, çelik malzeme kullanmak gerekir. Titan ve alaşımları ise, hem yüksek mukavemetin hemde hafifliğin (daha küçük atalet momenti için) istendiği yerlerde, ancak çok ender olarak kullanılır.

Çizelge 4.1 : Alüminyum, çelik ve titan alaşımların mukavemetleri.

Alaşımların adı	$\sigma_{0.2} (N/mm^2)$	$\rho (g/cm^3)$	$\sigma_{0.2}/\rho \text{ g (km)}$
SiliminGamma (döv.)	280	2,65	10,4
Çelik DMV 83 (döv.)	800	7,80	10,3
Titan L33 (döv.)	840	4,43	19,0

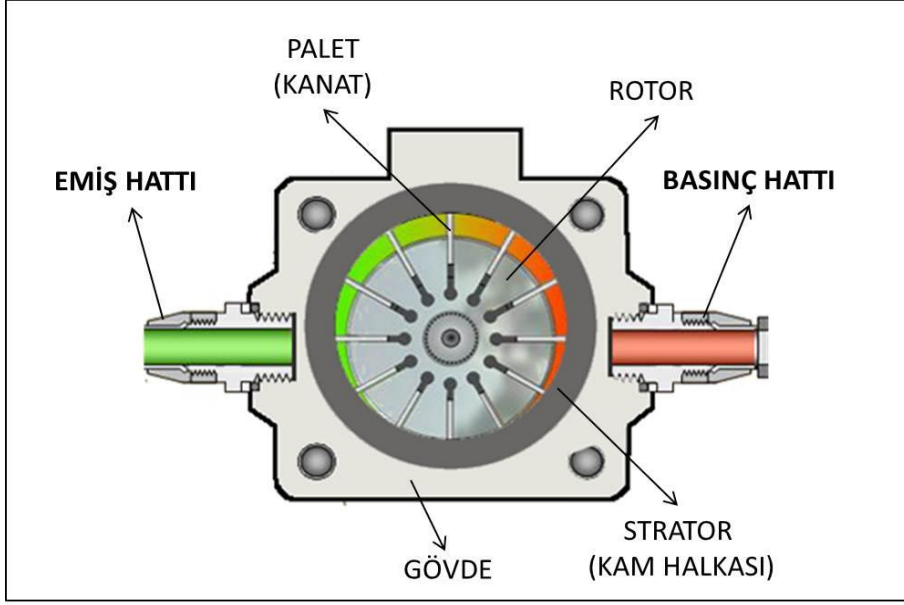
5. PALETLİ SİSTEMLERİN İNCELENMESİ

Taşıt motorlarında aşırı doldurma mekanik tahrikle veya türbin tahrikiyle yapılabilmektedir. Gücünü motordan veya dış kaynaktan alan mekanik tahrikte pistonlu, paletli, vidalı, loplu sistemler kullanılmaktadır. Egzoz gazı enerjisinden yararlanılan türbin tahrikli sistemler santrifüj sistemlerdir. İçten yanmalı motorların aşırı doldurulmasında özellikle türbin tahrikli sistemlerde santrifüj mekanizmalar, tarihten gelen deneyim, çalışma prensibi, imalat kolaylığı ve motorla uyumlu çalışması sebebiyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Devir sayısı yüksek, sürtünme kuvvetleri nispeten düşüktür. Bu sistemler bir önceki başlıkta detaylı olarak incelenmiştir.

Bakıldığında aşırı doldurmada kullanılan santrifüj sistemlerde, tanecik enerjisinin daralan kesitlerde hıza dönüştürülmesiyle çark kanatları döndürülmektedir. Çark yardımıyla dönen mil karşı tarafta kompresör olarak kullanılan başka bir santrifüj sistemin çarklarını döndürmektedir. Kompresör çarklarının yardımıyla, emilen hava savrulmakta ve basınç kazanmaktadır. Bu yolla egzoz gazları enerjisinden yararlanılarak aşırı doldurma yapılmaktadır.

Aşırı doldurma sistemlerinden mekanik tahrikle doldurmada kompresör olarak kullanılabilen paletli mekanizmalar, ayrıca pompa ve vakum olarakta kullanılabilmekte ve Şekilde 5.1’de görüldüğü üzere temel olarak 4 parçadan oluşmaktadır.

- 1- Gövde (stator)
- 2- Döner piston (rotor)
- 3- Paletler (kanatlar)
- 4- Emme Basma kanalları.



Şekil 5.1 : Paletli sistem.

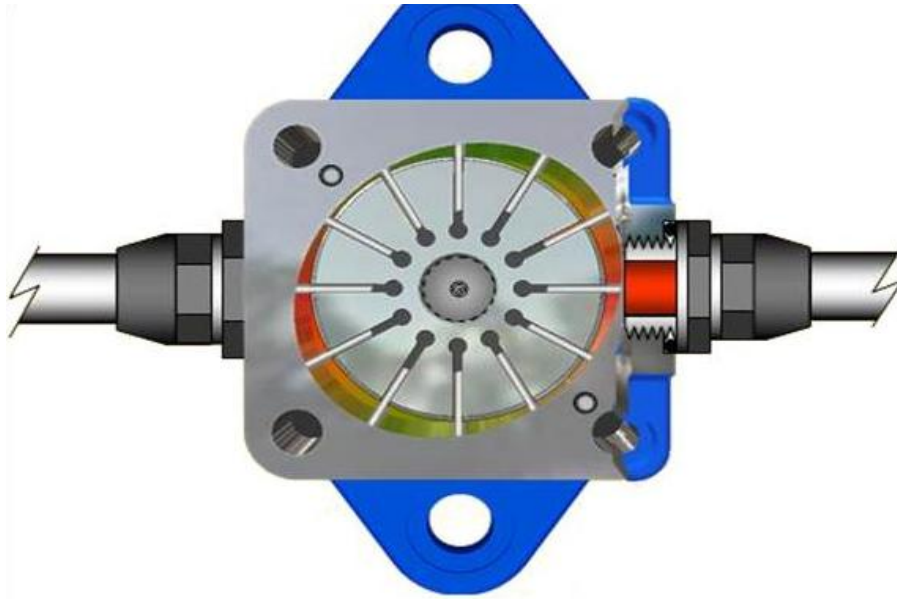
Bu aletler sistemin hilal şeklinde görünen kısmında, milin 180° dönüşünde hacimleri emme tarafında her an büyüyen, tepede maksimum olduktan sonra diğer 180° 'lik dönüşünde basma tarafında da her an küçülen odacıklar oluşur. Paletli bu alette artan ve azalan hacimlerin oluşturulması, motor miline bağlı olan rotorun, sabit gövdenin merkezinden kaçık bir şekilde eksantrik olarak yerleştirilmesiyle sağlanır. Rotor üzerine açılmış kanallarda ileri geri serbest şekilde hareket edebilen paletler, tahrik uygulandığında, rotor kendi merkezi etrafında dönerken santrifüj kuvvet etkisi altında, radyal doğrultularında gövde iç çeperine dayanarak temas halinde kalırlar. Paletlerin ağırlık merkezleri rotor dönerken rotor merkezine göre konum değiştirirler. Bunun sonucu paletlere etki eden santrifüj kuvvetin şiddeti sürekli olarak değişir. Bu yüzden palet gövde arasında değişken sürtünme kuvvetleri oluşur. Santrifüj kuvvet sızdırmazlığı sağlamakla birlikte uçları zamanla aşındırmakta, ısınmaya ve enerji kaybına neden olmaktadır. Bazı sistemlerde palet yuvasında yay kullanılarak, palet hareketi kontrollü olarak sağlanmakta ve aşınan uçların sızdırmazlığa olumsuz etkisi azaltılmaktadır. Ancak bu halde çalışan sistemlerde uçlarda oluşan sürtünme kuvveti, yay kuvveti ve santrifüj kuvvetin toplamı kadar olmaktadır. Dolayısıyla aşınma ve enerji kaybı artmaktadır.

Yukarıdaki gibi bir kesite sahip paletli sistemde, motor mili tahrik edilip saat yönüne doğru dönmeye başladığında önce rotor ile gövde arasındaki mesafe artmaya başlar buraya alınan akışkan (sıvı veya gaz) paletler vasıtasıyla saat yönüne doğru taşınır

daha sonra rotor ile gövde arasındaki mesafe azalmaya başlar ve paletler akışkanı azalan bu hacme doğru iter/sıkıştırır. Döner kanatlı sistemlerin akış kapasiteleri,

- kanatların yüzeyine temas ettiği gövde iç çapına
- rotor çapı ve yüksekliğine
- rotor eksantrikliğine
- kanat sayısı ile sistemin giriş ve çıkış kanal ölçülerinin belirlediği maksimum odacık hacmine bağlıdır.

Tek odalı paletli sistemin en büyük dezavantajlarından birisi basıncın rotor üzerine homojen dağılmaması sonucu, dönen milin dolayısıyla bağlı olduğu motorun zorlanmasıdır. Bu durumu iyileştirmek için Şekil 5.2’de görülen çift odalı paletli sistem tasarlanmıştır.



Şekil 5.2 : Çift odalı paletli sistem.

Yukarıdaki kesit çift odalı paletli bir sisteme aittir. Tek odalı paletli sistemden farklı olarak rotor ile gövde eş merkezli olup, artan ve azalan hacimler yaratabilmek için gövde eliptik işlenmiştir. Böylece gövdeyi takip eden paletler, yine rotor içerisinde ileri geri hareket ederek hacmi değiştirmektedirler. Bu şekilde bir tasarım yapıldığında mil üzerine karşılıklı etkiyen basınç kuvvetleri dengelendiği için dönen mil zorlanmamaktadır. 2 emme ve 2 basma odasından oluşan bu tip sistemlere, çift odalı paletli sistem denmektedir.

5.1 Ağırlık Merkezinden Kılavuzlanmış Tek Paletli Sistem

Çok kanatlı rotorlu sistemlerin geliştirmeye esas problemleri;

- sızdırmazlık sağlayan santrifüj kuvvet ve yay kuvveti, kanat uçlarında sürtünme kuvvetini, aşınmayı ve enerji kaybını arttırmaktadır.
- birden çok kanat kullanılması ile kanat yüzeyi ve rotor yuvası arasında sürtünme kuvveti, aşınma ve enerji kaybı arttırmaktadır.
- kanatların kapalı yuvalarında, zaman içerisinde, harekete olumsuz katı tanecikler birikmektedir.
- yüksek moment ve debi elde etmek için, boşluk hacmi az olduğundan, gövde ve rotor büyütülmektedir.
- büyük seçilen rotorun atalet özellikleri gereği ivmelenme kabiliyeti azalmaktadır.

Bu durumda geliştirmeye esas özellikler,

- sürtünme kuvvetinin azaltılması,
- rotorun (milin) ivmelenme kabiliyetinin artırılması,
- aynı moment ve debi için daha küçük hacimde tasarım oluşturulması,
- kanatların kapalı yuvalarında istenmeyen taneciklerin birikmesinin önlenmesidir.

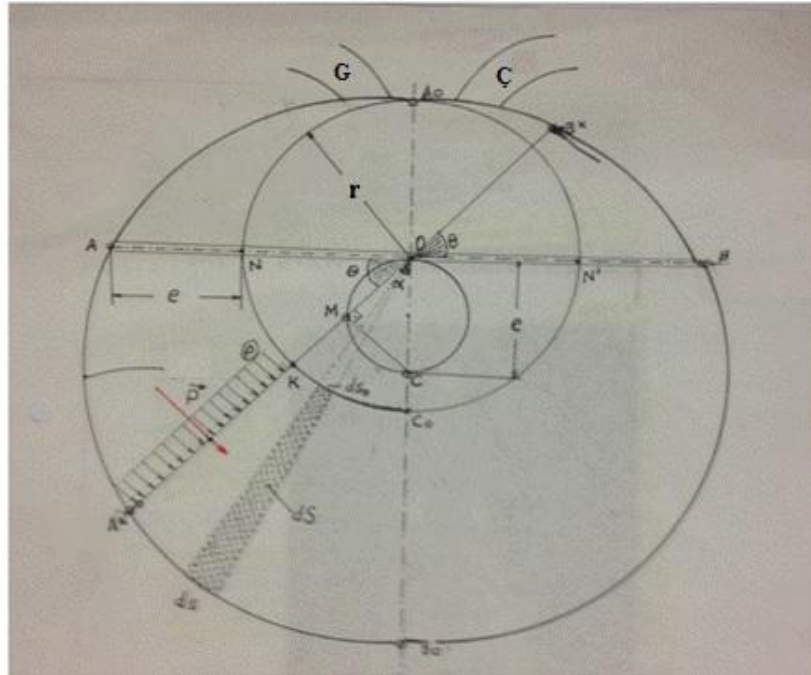
Prof. Dr. Kirkor Yalçın'a göre rotorlu sistemlerde tek palet kullanarak, bu paletin ağırlık merkezini, belirlenen dairesel bir eksantrik kaçıklık yaratacak şekilde seçer ve tasarlırsak, paletlerin ağırlık merkezleri düzgün dairesel hareket yaparlar. Bu dairesel hareketi bir kılavuz (yuva ya da boşluk) içerisinde kılavuzlarsak, paletlerin uçları gövde iç çeperine tolerans ile seçilen boşluk kadar yakın olacak ancak yüzeye değmeyeceği için sürtünme kayıpları oluşmayacak ve aşınmayacaktır. Kontrol edilmiş tek palet kullanıldığında uçlarda ve yüzeyde meydana gelen sürtünmelerin azalacağı, mukavemet değerlerinin el verdiği ölçüde gövde iç hacmini daha büyük tasarlayarak moment ve debinin artacağı; daha küçük rotor kullanılabildiğinden ivmelenme kabiliyetinin iyileşeceği; kapalı bir yuva olmadığı için yuva içerisinde tanecik birikmesinin ve harekete olumsuz etkisinin engelleneceği düşünülmektedir. Bu sistem ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli sistem olarak tanımlanmıştır. Bu sistem akışkanlarda pompa, vakum ve kompresör olarak kullanılabilmesinin yanı sıra, türbin olarak da kullanılabileceği kanısıyla incelemeler yapılmıştır.

Aşırı doldurma mekanik tahrikte, kompresör olarak kullanılabilen paletli sistemlerin üzerlerinde değişiklikler yapılarak türbin olarak tasarlanması ve tasarlanan aynı sistemin diğer tarafta kompresör olarak da kullanılabilceği düşünülmüştür. Şekil 5.3'te ağırlık merkezi kılavuzlanmış tek paletli sistem örneği gösterilmektedir.



Şekil 5.3 : Ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli sistem.

5.2 Tek Paletli Sistemin Matematiksel Modeli



Şekil 5.4 : Ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli sistemin geometrik çizimi.

Alet sabit O merkezi etrafında dönen bir rotor, rotor merkezinden geçen radyal kanalda hareketli bir palet, paletin ağırlık merkezini kılavuzlayan mil ve sistemi çevreleyen gövdeden meydana gelir. Burada rotor yarıçapı sabitken, gövde iç çeperi yarıçapı değişkendir. Şekil 5.4'te matematiksel çizim gösterilmektedir.

Rotor dönme merkezi ve paletin ağırlık merkezi çakışık olacak şekilde, palet yatay konumda iken, rotor dış çeperi ve gövde iç çeperi arasında “e” mesafede bir uzaklık belirlenirse, aşağıda matematiksel olarak açıklandığı üzere, palet ağırlık merkezi e çapında bir dairesel hareket yapmaktadır. Bu durumda gövde iç çeper eğriside açısıl konuma göre değişen matematiksel fonksiyonla ifade edilecektir.

$e = AN = N'B = \text{eksantrik kaçıklık}$

$r = \text{rotor yarıçapı}$

$\theta = \text{rotor kanalı veya palet dönme açısı}$

$L = e + r = AO = OB = \text{yarım palet uzunluğu}$

$2L = AB = A_0 B_0 = A^x B^x = \text{toplam palet uzunluğudur.}$

Rotor O merkezi etrafında dönerken, paletin A ve B uçları gövde iç yüzeyi ile sürekli tolerans boşluğu kadar yakın kalır, palet rotor kanalında doğrusal (git-gel) hareket halinde bulunur. Rotor saat ibresine ters yönde dönerken ($\theta > 0$) paletin giriş kanalına açık yüzü ($A^x K$) emme, çıkış kanalına açık diğer yüzü basma yapmaktadır. Alet bu haliyle vakum, pompa ve kompresör olarak uygulanabilir. Giriş kanalından basınçlı gaz veya sıvı hava yollandığında ise $A^x K$ palet ön yüzeyi akışkanın uyguladığı basınç kuvveti etkisinde kalır ve paleti rotor merkezi etrafında döndürerek çıkış kanalından sistemi terkeder. Alet bu haliyle de türbin olarak uygulanabilir.

5.2.1 Gövde iç çeperinin denklemi

Herhangi bir t anında yani palet “ θ ” konumundan geçerken gövde iç çeperini ifade eden $R(\theta) = OA^x$ yarı kutupsal fonksiyonunu bulunursa, bu sayede gövde iç yüzeyinin şekli tanımlanabilir.

‘OM’ palet ağırlık merkezinin rotor dönme merkezinden uzaklığı (değişken)

‘ MA^x ’ yarım palet uzunluğu (sabit) olmak üzere; değişken gövde iç çeperi,

$R(\theta) = OA^x = OM + MA^x$ fonksiyonuyla ifade edilecektir.

$MA^x = MB^x = AO = OB = L = e + r$

Paletin ağırlık merkezi “e” çapında bir dairede hareket ettiğinden $OM = e \cdot \sin\theta$ ’dir.

O halde;

$$R(\theta) = L + e \cdot \sin\theta = r + e(1 + \sin\theta) \quad (5.1)$$

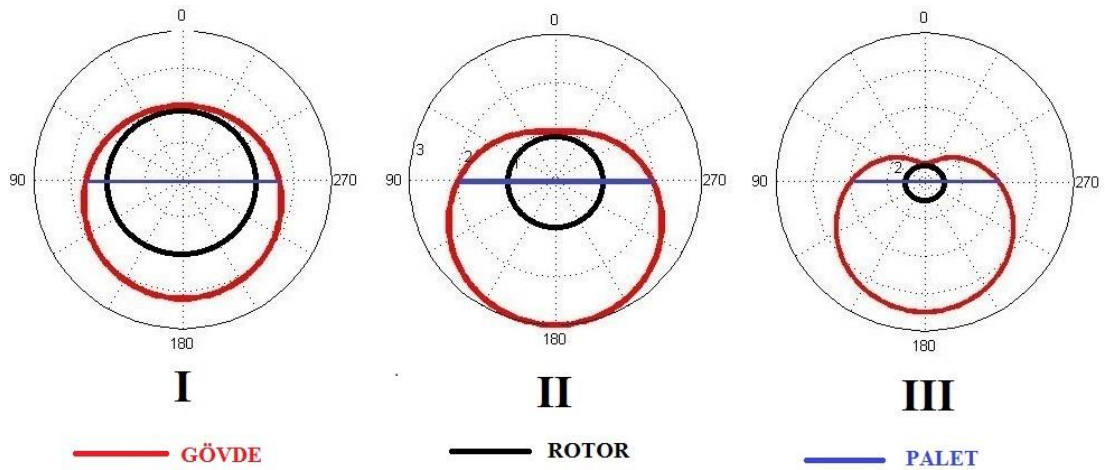
Sağlama:

Yatay konumda $\theta = 0$ için $R = r + e$

Dikey konumda $\theta = \pi/2$ için $R = r + 2 \cdot e$ sağlamaktadır.

Not: Palet ucu için $\theta=0$ konumunu, rotorla gövdenin çakıştığı üst tepe noktası kabul edersek; iç çeper denklemi “ $R(\theta)=L+e \cdot \sin\theta=r+e(1+\sin(\theta-\pi/2))$ ” olarak ifade edilir.

Herhangi bir “ θ ” konumunda gövde iç çeperinin dönme merkezine uzaklığı, rotor yarı çapına ve palet ucu uzunluğuna bağlıdır. Rotor yarıçapı sabit iken; palet ucu uzunluğunun rotor yarıçapına göre büyüklüğü gövde iç çeperinin şeklinde belirleyici unsurdur. Palet ucu uzunluğunun rotor yarıçapına göre küçük değerde olması, rotor ile gövdenin birbirine daha yakın olması anlamına gelir. Bunun sonucu gövde rotorda olduğu gibi dairesel forma daha yakındır. “ $\theta=0$ ” konumda çakışık rotor ve gövdenin birbirinden uzaklaşacak olması, gövde iç çeperinin dairesellikten çıkıp, “elma-kalp” formuna (üstlerden şişik) yaklaşması anlamı taşımaktadır. Şekil 5.5’te rotor yarıçapı sabit tutularak, 1.şekilde $e/r = 1/3$, 2.şekilde $e/r=1$, 3.şekilde $e/r=3$ seçilmiş ve oluşan gövde geometrileri gösterilmiştir.



Şekil 5.5 : “e/r” oranındaki değişikliğe göre gövde iç çeperinin şekilleri.

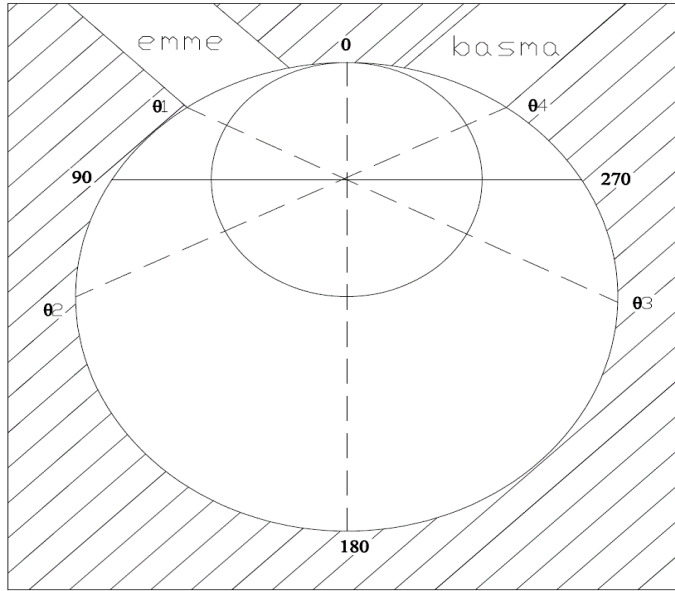
Burada önemli olan husus gövde iç çeperinin imalatıdır. Dairesel bir formu imal etmek nispeten daha kolaydır. Ancak diğer şekillerin imali hassas CNC işlemler gerektirir. Paletin tasarlandığı şekilde hareket etmesi için gövdenin her açısıl

konumda hassas işlenmesi gerekir. Aletin tasarımında da, gövde, piston ve palet için kullanılacak olan malzemelerin özellikleri yoğun bir araştırma konusu teşkil etmektedir.

Döner paletli sistemlerde rotor ve gövde yarıçapları sabit seçilmekte olup diğer parçalar buna göre tasarlanmaktadır. Sabit çapta daireseller imalat kolaylığı sağlamaktadır.

5.2.2 Ani hacim ve hacimsel debi

Birbirlerini 180° açıyla takip eden 2 palet ucundan biri düşünüldüğünde rotor çevresi ile gövde iç yüzeyi arasında kalan alanda akışkan emilip basılır. Ancak uçlar arasında 180° faz açısı olduğundan, bir uç emme yaparken diğer uç giriş kanalını tamamen kapadığı anda emme olayı sonlanacaktır. Diğer uçta emme olayı devam edecektir.



Şekil 5.6 : Giriş ve çıkış kanallarında açısal konumlar.

Şekil 5.6’da gösterildiği üzere giriş kanalının bitiş noktasının θ_1 kadar açıklıkta olduğunu varsayarsak, paletin tek ucu için emme işlemi “ $\pi + \theta_1$ ” kadar açısal mesafede gerçekleşmektedir. Burada emme ve basma olayları aynı anda (dt zamanında $d\theta$ açısal konumda) gerçekleşir. Bir uçta emme yapılırken diğer uçta basma yapılmaktadır. Pistonlu aletlerde olduğu gibi birbirini takip eden olaylar değildir!

Akışkanın değişken debi ile gerçekleşeceği şekilden anlaşılmaktadır. Buna göre “ani hacim” ve “ani debi” fonksiyonları tanımlanır. Şekil 5.7’de gösterildiği üzere, alet

A diagram illustrating a circular sector in polar coordinates. Two concentric circles are shown, centered at the origin. The outer circle has radius R and the inner circle has radius r . A sector is defined by two radial lines and an arc. The radial lines are labeled a and b . The arc length is labeled dS . The angle between the radial lines is labeled $d\theta$. The sector is shaded with a cross-hatch pattern. The diagram is labeled with angles 0 , 90 , 180 , and 270 degrees.

$dS = 1/2 * (R*b - r*a)$ olmak üzere; $b = R*d\theta$ ve $a = r*d\theta$ ise o halde;

$$dV(\theta) = 1/2 * (R(\theta)^2 - r^2) * d\theta * h \quad (5.3)$$

A diagram of a 3D structure, possibly a roof or a bridge section, shown in a perspective view. The structure has a horizontal base and a vertical height. The base is divided into segments labeled e and $2e$. The height is labeled h . The structure is shown in a perspective view with dashed lines indicating hidden edges.

43

Anlık debi dt zamanında dV hacmindeki değişim olarak tanımlandığına göre;

$$Q(\theta) = dV(\theta) / dt$$

$$Q(\theta) = dV(\theta) / dt = (d\theta / dt) * (1/2 * (R(\theta)^2 - r^2)) * h$$

$$R(\theta) = L + e * \sin\theta \quad \text{ise} \quad R(\theta)^2 = L^2 + 2 * e * L * \sin\theta + e^2 * \sin^2\theta \quad \text{olur.}$$

Açısal konumun zaman göre değişimi, açısal hız ($d\theta / dt = \omega = 2\pi * n / 60$) olarak tanımlanır.

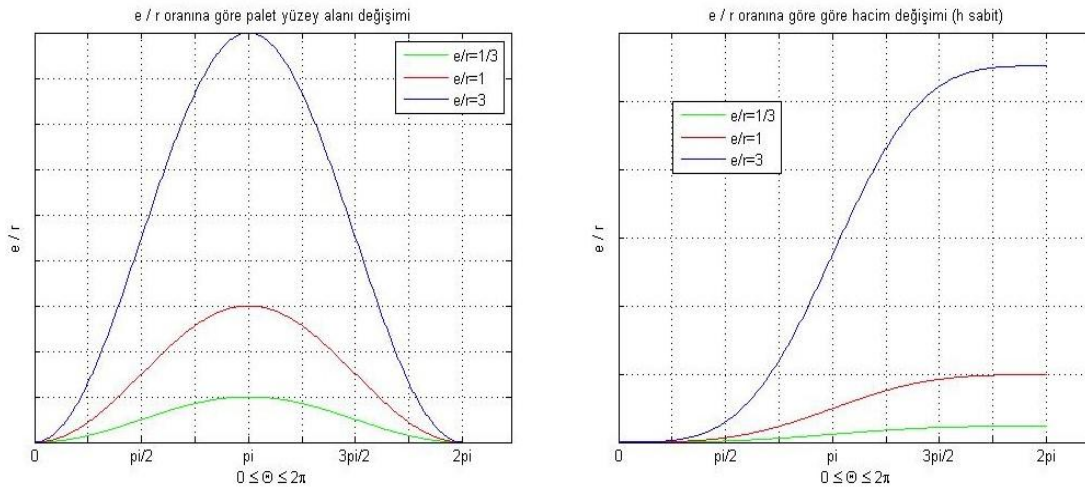
$$Q(\theta) = \frac{1}{2} * \omega * h * (L^2 + 2 * e * L * \sin\theta + e^2 * \sin^2\theta - r^2)$$

$$L^2 = (e+r)^2 = e^2 + 2 * e * r + r^2 \quad \text{ise}$$

$$Q(\theta) = \frac{1}{2} * \omega * h * (e^2 + 2 * e * r + r^2 + 2 * e * (e+r) * \sin\theta + e^2 * \sin^2\theta - r^2)$$

$$Q(\theta) = \frac{1}{2} * \omega * h * (e^2 * (1 + \sin\theta) + 2 * e * r) * (1 + \sin\theta) \quad (5.4)$$

Debi fonksiyonundan da anlaşılacağı üzere değişken olan hacimsel debi ‘e’ uzaklığına önemle bağlıdır. Rotor yarıçapı ‘r’, ‘e’ uzaklığı ile olan bağıntısı kadar etki etmektedir. Palet yüzeyinin ve hacmin “e/r” oranına bağlı değişimi Şekil 5.9’da gösterilmiştir.



Şekil 5.9 : Palet yüzeyinin ve hacmin “e/r” oranına bağlı değişimi.

Emme olayı, palet ucunun bir tarafı için “ $\pi + \theta_1$ ” açısal mesafede gerçekleşeceğinden emilebilecek maksimum hacim, paletin “ $\theta_1 - \theta_3$ ” konumundayken oluşan hacim kadardır. Toplam akışkan miktarı, 180°faz açılı 2 uç olduğu için, fonksiyondan elde edilebilen bu hacmin 2 katıdır. Böylece rotorun tek devrinde emebileceği maksimum akışkan miktarı bulunmuş olur. Ortalama debi aşağıdaki fonksiyonla ifade edilir.

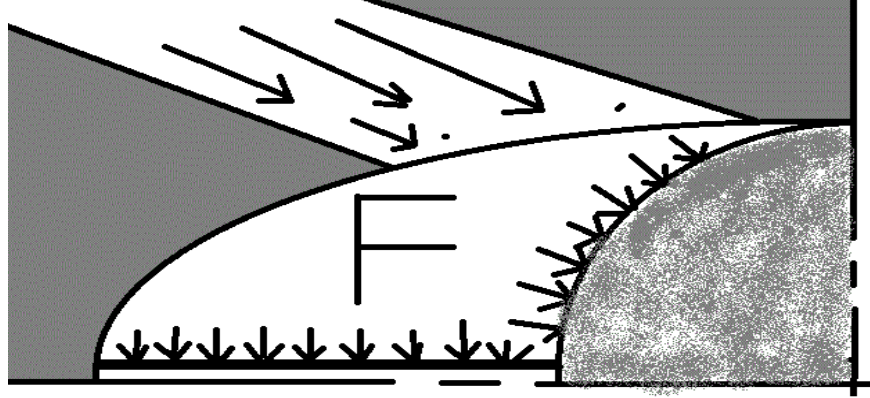
$$Q_{ort} = V_T * n / 60 \quad (5.5)$$

5.2.3 Basınç

Sistem içindeki basınç hareketini incelemek için yapılan kabuller;

- Giriş kanalından giren gaz, ideal gazdır ve homojen dağılımlıdır. ($P \cdot V = m \cdot R \cdot T$)
- Giriş kanalından giren gaz sürekli ve basıncı sabittir.
- Hacim değişiminden kaynaklanan anlık basınç dalgalanmaları ihmal edilmiştir.
- Volümetrik verim tamdır.
- Sisteme çevreden ısı geçişi yoktur, yani adyabatiktir.
- Çıkış kanalında dış ortam (atmosfer) basıncı sabittir.

Birbirlerini 180° açıyla takip eden 2 palet ucundan biri düşünüldüğünde, aletin sabit ' $P_{dış}$ ' basınçta bir akışkan ile emme kanalı üzerinden sürekli beslenmekte olduğu varsayılırsa, paletin değişken A^xK ön yüzeyine ve rotorun dış çeperine yayılı basınç kuvveti ' F ' etkiyecektir. Şekil 5.7.



Şekil 5.10 : Rotor ve palet üzerindeki yayılı kuvvetler.

Rotor dış çeperi üzerine etki etkiyen yayılı basınç kuvveti dönme merkezine dik etkidüğinden roturu dönmeye zorlamaz, ancak rotor yatağı üzerinde baskı oluşturur. Palet üzerine etkiyen yayılı basınç kuvveti ise dönme eksenine dik etkiyerek, roturu "O" merkezi etrafında dönmeye zorlar. Moment oluşturan basınç kuvvetinin, palet yüzeyindeki alan değişimine bağlı olarak değişeceği anlaşılır. ($F(\theta) = P \times A(\theta)$).

Diğer taraftan sıkıştırılamaz kabul edilen sıvıların süreklilik denklemleri; hacimsel debiyle, sıkıştırılabilir olan gazların süreklilik denklemleri ise kütleli debiyle tanımlanır.

$Q(\theta) = v * A$ (Hacimsel debi)

$\dot{m} = \rho * v * A$ (kütlesel debi)

İdeal gaz denklemi ise;

R_g : spesifik gaz sabiti ($R_g = R_{ge} / M_A$; R_{ge} : evrensel gaz sabiti ; M_A : molekül ağırlığı)

T : sıcaklık (Kelvin) olmak üzere;

$$P * Q(\theta) = \dot{m} * R_g * T \quad (5.6)$$

formülüyle ifade edilir.

Dolayısıyla sabit kütlesel debili bir gaz ile beslenmekte olan sistemin değişken hacimsel debisine göre basınç değeri de değişecektir. ($P * V^n = \text{sabit}$).

Şekil 5.6'da görüldüğü üzere, her iki uç arasında 180° faz açısı olduğundan, paletin bir ucu emme süresi boyunca ($\pi + \theta_1$) sabit basınçla beslenmektedir. Emme olayının sona ermesiyle çıkış ağzına kadar kapalı hacimde hareket eden akışkan, iç hacim geometrisiyle önce genişlemeye ($\theta_1 - 90^\circ$), sonra sıkışmaya ($90^\circ - \theta_2$) maruz kalacaktır. Bu durumda döndürmede etkili basınç yine değişken olup, " $\theta_1 - \theta_2$ " arasında kapalı hacimdeyken, önce azalacak ($\theta_1 - 90^\circ$), sonra artacaktır ($90^\circ - \theta_2$).

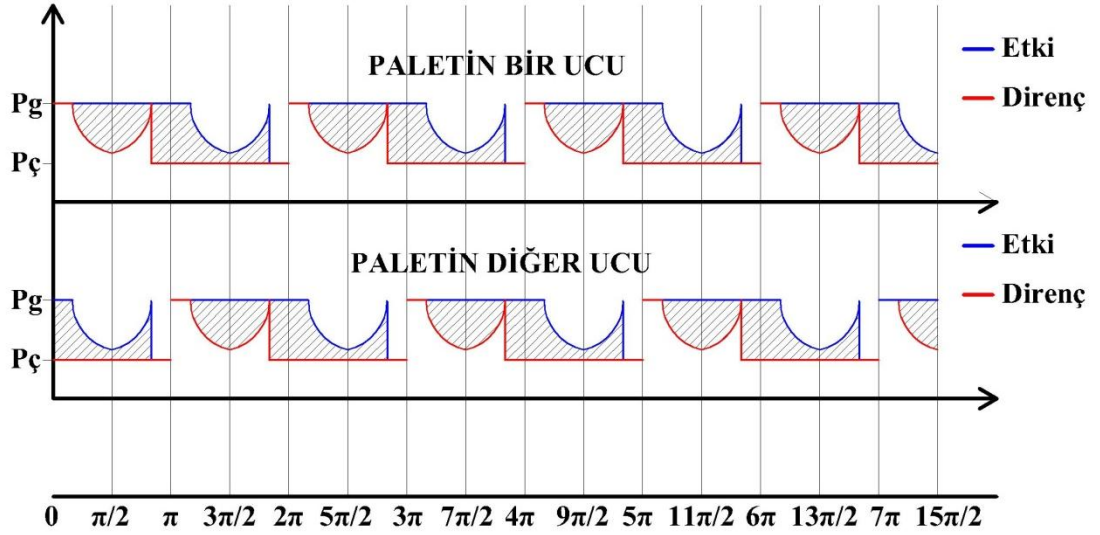
Giriş kanalının beslemeye, çıkış kanalının atmosfere açık olduğunu düşünürsek, paletin emme tarafında rotoru döndürmeye zorlayan gazın basıncı, palet ucu,

- ($0^\circ - \theta_3$) arasında iken besleme basıncına ($P_{dış}$),
- ($\theta_3 - \theta_4$) arasında iken izantropik varsayılan ($P_{dış} * V^k = \text{sabit}$) değişken basınca $P(\theta)$,
- ($\theta_4 - 360^\circ$) arasında iken atmosfer basıncına (P_{atm}) eşittir.

paletin basma tarafında gazın karşı basıncı ise, palet ucu,

- ($0^\circ - \theta_1$) arasında iken besleme basınca ($P_{dış}$),
- ($\theta_1 - \theta_2$) arasında iken izantropik varsayılan ($P_{dış} * V^k = \text{sabit}$) değişken basınca $P(\theta)$,
- ($\theta_2 - 360^\circ$) arasında iken atmosfer basıncına (P_{atm}) eşittir.

O halde paleti iterek rotoru dönmeye zorlayan efektif basınç " $P_{eff}(\theta)$ ", her iki basınç farkından oluşan bir değişkendir. Şekil 5.11'de paletin tek ucu için basınç farkı grafiği gösterilmekte olup taralı alanlar basınç farkını göstermektedir. Her iki uç birlikte düşünüldüğünde, emme ve basma aynı anda gerçekleşen olaylar olmadığı için toplam basınç farkı giriş ve çıkış kanalları basınç farkına eşittir!



Şekil 5.11 : Paletin her iki ucu için giriş ve çıkış basıncı değişimleri.

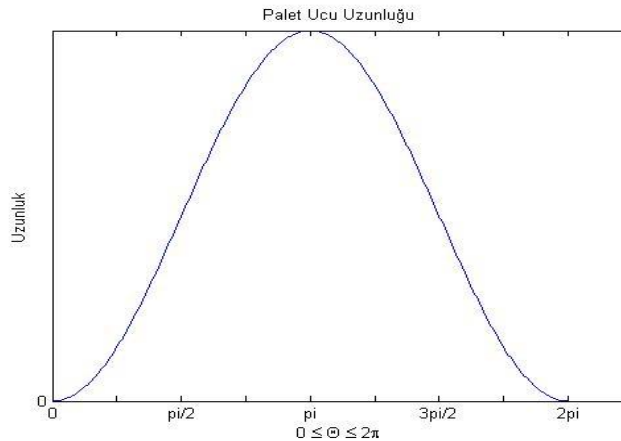
5.2.4 Palet yüzey alanı ve kuvvet

Paletin, herhangi bir açısal konumda, her iki ucuna etkiyen basınçların toplamının sabit olduğu bir önceki başlıkta görülmüştür. Yanı sıra, paletin bir ucu için etkiyen efektif basıncın, açısal konuma göre değişken olduğu da görülmüştür. Palet yüksekliği sabit olmasına rağmen, palet ucu uzunluğu değişken olduğu için palet yüzey alanı da değişken olacağı açıktır. Dolayısıyla basıncın palet üzerinde oluşturacağı döndürme kuvveti, değişken basınç ve değişken palet yüzey alanının çarpımına eşit olacaktır. ($F(\theta) = P_{eff}(\theta) \times S_y(\theta)$).

Paletin değişken palet ucu uzunluğu; aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$x = R(\theta) - r = e^*(1 + \sin\theta) \quad (5.7)$$

$\theta = 0$ için $x = e$, $\theta = \pi/2$ için $x = 2e$ bulunmakta ve denklem sağlanmaktadır.



Şekil 5.12 : Palet ucu uzunluğu değişimi.

Not: Palet ucu için $\theta=0$ konumunu, rotorla gövdenin çakıştığı üst tepe noktası kabul edersek; palet ucu uzunluğu “ $x = e*(1+\sin(\theta- \pi/2))$ ” olarak ifade edilir. Uzunluk değişimi Şekil 5.12’de gösterilmiştir. “ π ” açısında maksimum değer almaktadır.

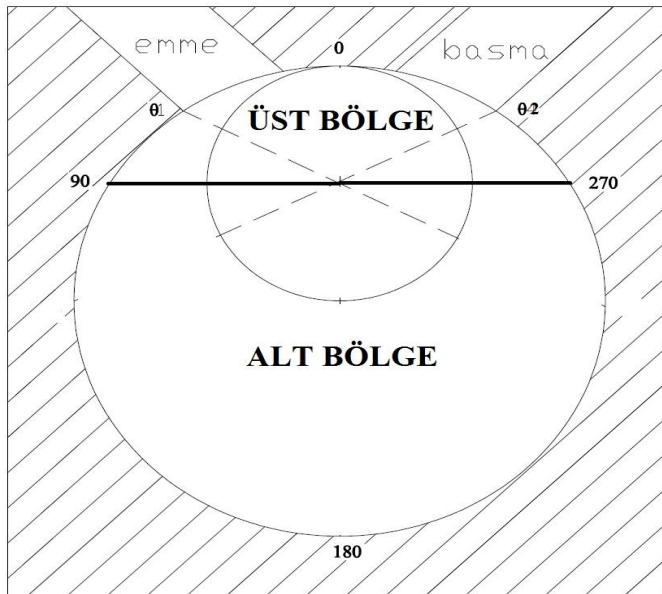
O halde palet ucunun değişken yüzeyi; palet yüksekliği $h = \text{sabit}$ olmak üzere,

$S_y(\theta) = (x * h)$ olacaktır. Sonuç olarak yüzeye etki eden kuvvet;

$$F(\theta) = P_{eff}(\theta) * h * e * (1+\sin\theta) \quad (5.8)$$

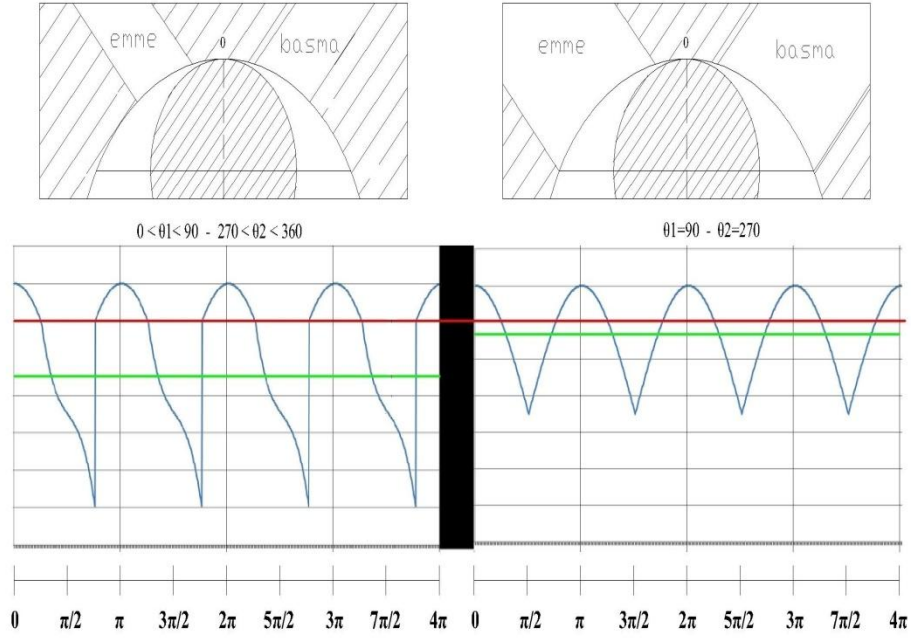
fonksiyonuyla ifade edilir.

Burada kuvvet etkisini artırmak için efektif basınçtan ve palet yüzey alanından en etkin nasıl faydalanacağını tespit gerekir, o halde;



Şekil 5.13 : Emme ve basma kanallarının konumları.

Şekil 5.13’de paletin yatay konumunu ayırıcı kabul edelim. Üst bölge giriş ve çıkış kanallarının olduğu bölüm olup açık hacimdir. Alt bölge kapalı hacimdir. Giriş kanalı sonunu (θ_1) ve çıkış kanalı başlangıcını (θ_2) başlangıç noktasına (0°) farklı konumlandıralım. İlk konumda θ_1 ve θ_2 açıları başlangıç noktası ile yatay ayırıcı arasında olsun. Diğerinde ise yatay ayırıcı üzerinde ($\theta_1=90^\circ$, $\theta_2=270^\circ$) olsunlar. Bir önceki başlıkta açıklandığı üzere, ilk durumda basınç kapalı hacimde önce azalacak sonra artacaktır. Kapalı hacimdeki basınç harekete direnç oluşturacaktır. 2. durumda ise emmenin bitmesiyle basma başlayacak, yani her iki olay ardı ardına gerçekleşecektir. Kapalı hacimdeki gazın direnci olmayacaktır. Söz konusu her iki durum için kuvvet değişimleri şekil 5.14’de gösterilmiştir.



Şekil 5.14 : Emme ve basma açılarına göre toplam kuvvet değişimi.

Görüldüğü üzere, emmenin sona ermesi ve basmanın başlaması arasındaki konum(süre) ne kadar artarsa, kapalı alanda sıkışan gazın tepkisi o kadar uzun sürüyor. Bir yandan elde edilen toplam kuvvet azalırken, diğer yandan darbeli kuvvet oluşuyor. Emme ve basma birbiri ardına sıralı gerçekleştiğinde ise, hem toplam kuvvet daha fazla hem de kuvvet değişimi daha kararlı oluyor.

5.2.5 Moment kolu ve moment

Momente etki eden kuvvet ve kuvvet kolunun değişken olması momentinde değişken olacağını açıkça göstermektedir. Moment kuvveti homojen olduğu varsayılan paletin ağırlık merkezinden etki edeceği için moment kolu;

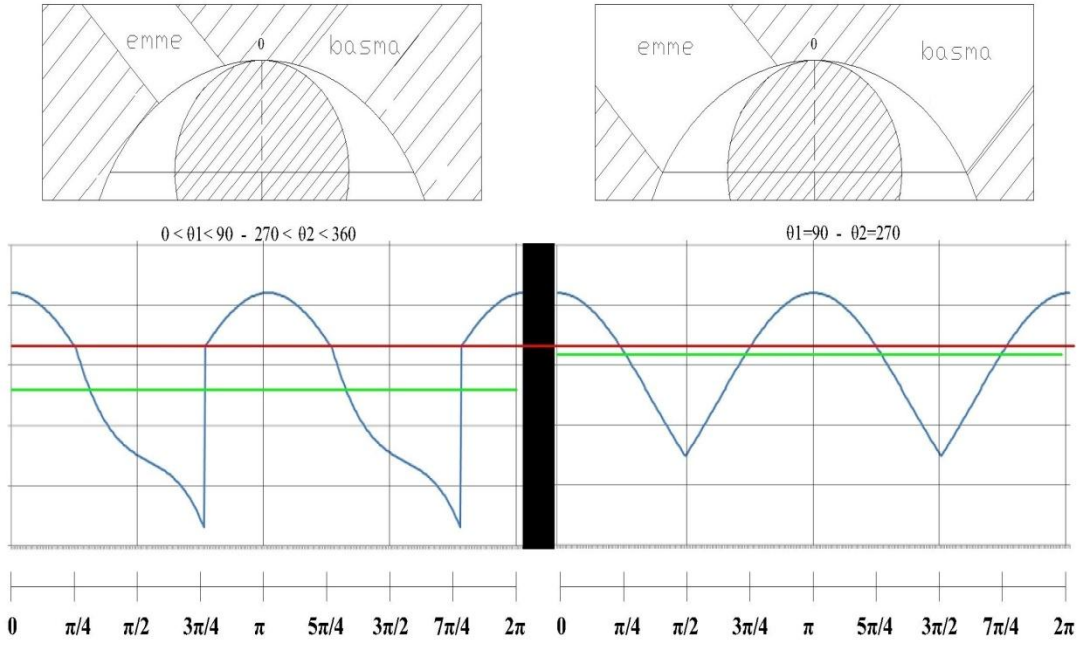
$$d(\theta) = r + x / 2 = r + \frac{1}{2} * e * (1 + \sin\theta) \quad (5.9)$$

olarak ifade edilir. Yani sabit rotor yarıçapı ile palet ucu uzunluğunun yarısı kadardır. Görüldüğü üzere, palet ucu uzunluğu değişimindeki gibidir.

Basınç kuvvetinin dönme merkezinde oluşturacağı döndürme momenti;

$$M(\theta) = F(\theta) * d(\theta) = P * h * e * (1 + \sin\theta) * (r + \frac{1}{2} * e * (1 + \sin\theta)) \quad (5.10)$$

fonksiyonuyla ifade edilir.



Şekil 5.15 : Emme ve basma açılarına göre toplam moment değişimi.

Beklendiği üzere, kuvvet değişiminde olduğu gibi, emmenin sona ermesi ve basmanın başlaması arasındaki konum(süre) ne kadar artarsa, kapalı alanda sıkışan gazın tepkisi momente de etki etmektedir. Toplam moment azalmakta ve darbeli moment olmaktadır. Emme ve basma birbiri ardına sıralı gerçekleştiğinde ise, hem toplam moment daha fazla hem de moment değişimi daha kararlı olmaktadır.

5.2.6 Güç

Dönen cisimlerde verilen/alınan güç momentin açısal hız ($\omega = 2\pi \cdot n/60$) ile çarpımı olduğundan aşağıdaki fonksiyonla ifade edilir.

$$N(\theta) = M(\theta) * \omega \quad (5.11)$$

5.2.7 Paletin santrifüj kuvveti

Palet ağırlık merkezinin hareket denklemi “G(θ)” gövde iç çeperi değişken yarıçapından (R(θ)) daima yarım palet uzunluğu kadar kısa olacaktır.

$$G(\theta) = R(\theta) - L = (L + e \cdot \sin\theta) - L$$

$$G(\theta) = e \cdot \sin\theta \quad (5.12)$$

Buradan anlaşılmaktadır ki ağırlık merkezi “e” çapında bir daireden oluşmaktadır!

Paletin rotor merkezinden “d0” açısal konumuna bağlı kaçıklığı sebebiyle, merkezden dışa dik yönde santrifüj kuvvet oluşacaktır. Palet santrifüj kuvveti, “m_p” paletin kütlesi, “ω_p” paletin açısal hızı olmak üzere; aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$F_S(\theta) = m_p * \omega_p^2 * G(\theta) \quad (5.13)$$

Kütlenin ve rotor açısal hızının sabit olduğu düşünülse de ağırlık merkezinin konumu rotor merkezine göre değişken olduğu için santrifüj kuvvet değişkendir.

Sistem incelendiğinde rotorun yarım devri, palet ağırlık merkezinin tam devrine denk gelmektedir. Yani ağırlık merkezinine bağlı milin devir sayısı rotor milinin devir sayısının 2 katıdır.

$$F_k(\theta) = \mu_k * F_S(\theta) \quad (5.14)$$

Çizelge 5.1 : Çelik ve alüminyum sürtünme katsayıları.

Malzeme adı	kuru (μ _k)	yağlanmış (μ _k)	ρ (g/cm ³)
Çelik	0,57	0,15	7,80
Alüminyum	1,1	0,20	2,71

Çizelge 5.1’de imalatla yoğun olarak kullanılan alüminyum ve çelik malzemelerin yoğunluğu ve sürtünme katsayıları verilmiştir. Kullanılan malzemenin cinsine göre palet uçlarında oluşan sürtünme kayıpları farklı olacaktır.

5.3 Örnek Model Üzerinde İncelemeler

Önceki bölümlerde açıklanan hususlar için ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli sistemin örnek bir modeli seçilmiş olup yapılan hesaplamalarda MATLAB ve EXCELL programlarından yararlanılmış ve diyagramlar bu program üzerinden elde edilmiştir.

Ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli sistemin, örneklemek için ülkemizde yaygın olarak kullanılan, 1.4 litre dizel bir motordaki egzoz gazının basıncıyla beslendiği düşünülmüştür.

4 silindirli 1.4 litre dizel motorun tek silindir hacmi 0,35 litre olup içten yanmalı motorlarda krank milinin 2 devrinde bir emme, 2 devrinde bir egzoz olmaktadır. Bu

durumda incelediğimiz bu motor krank milinin her 2 devrinde bir 1.4 litre hacim süpürecektir. Yani tek devirde volümetrik verimin tam olduğu varsayımıyla 0,7 litre hacminde egzoz gazı süpürülecektir. Bu durumda devir sayısına göre kütleli debi bağıntısı söz konusudur. Ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli sistemin hilal şeklindeki boş hacminin, motor hacmine göre oranlanması, devir sayıları arasında da bir ilişki kuracaktır. En uygun parametrelerin belirlenmesi ayrı bir inceleme konusu teşkil etmektedir.

Taşıt motorları küçük ve hafif elemanlara sahip olup, hızlanma yetenekleri yüksektir. İvmelenme yeteneği daha iyi olduğu için darbeli basınçlı tahrik seçilmektedir.

Sabit basınçlı tahrikte, egzoz kanallarının toplam hacmi darbeli tahrike göre daha fazladır. Kısmi yüklerden büyük yüklere geçiş sırasında türbin giriş basıncının yükselmesi daha yavaştır. Kısmi yüklerde ortaya çıkan geri süpürme sonucu silindirlerdeki oksijen miktarının azalması nedeniyle, hızlanma sırasında is oluşmaktadır.

Ancak bu olumsuzluklara rağmen, sadece türbin yönünden düşünülürse, egzoz gazlarının enerjisinden faydalanma verimi ve yedek türbin gücünün yüksek olması, türbin boyutlarının daha küçük olması, egzoz sisteminin tasarımında kısıtlamalar olmaması, egzoz karşı basıncının daha düşük olması yani pistonu daha az süpürme işi yüklemesi, yatakların değişken basınç darbeleri ile zorlanmaması gibi üstünlüklerinin döner paletli sisteme daha uygun olduğu düşünülerek, aletin sabit basınçlı tahrikle beslenmesine göre inceleme yapılacaktır. Sistem sızdırmazlık prensibine göre çalıştığı için biriken egzoz gazlarının basıncının artmasıyla, rotorun daha hızlı döneceği ve tahliye engel teşkil etmeyeceği düşünülmektedir.

5.3.1 Parametrelerin Seçilmesi

Ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli sistemle örneklenen dizel motor arasında kütleli debi ilişkisi kurulmalıdır. Egzoz kanalından çıkan gazın kütleli debisi (sisteme giren gazın debisi) ile türbinden çıkan gazın kütleli debisinin eşit olması gerekir. Giriş kanalında kütleli birikimin olması basınç etkisini arttıracığından palet uygulanan kuvvet ve rotor devir sayısı artacak ve debi dengelenecektir.

Alet temel olarak gövde, rotor, palet ve palet kontrol milinden oluşmaktadır. Buradaki hesaplamalarda temel değişkenler,

- Rotor yarıçapı (r)
- Yatay konumda belirlenen yarım palet ucu uzunluğu (e)
- Palet ve rotor derinliği/yüksekliği (h)
- Emme ve basma kanalı boyutları ve egzoz gazı basıncıdır.

5.3.1.1 Rotor yarıçapının etkisi

Rotorun görevi hareketi mile aktarmak ve palete kılavuzluk etmektir. Yarıçapının büyük seçilmesi rotoru ağırlaştıracak atalet kuvvetlerinin arttıracak ve dönme kabiliyetini engelleyecektir. Rotor yarıçapının küçük seçilmesi ise palet yuvasını küçülteceği için palet mukavemetini etkileyecek ayrıca yuvada kontrolü zorlaştıracaktır.

Diğer yandan rotor milinin büyük seçilmesi, kuvvetin palet üzerindeki etki noktasının merkeze olan uzaklığını direk etkilediği için moment kolu uzunluğunu arttıracak dolayısıyla moment artacaktır.

Yani rotor yarıçapı, rotor ağırlığını azaltacak kadar küçük, palete dengeli bir hareket ve mukavemet sağlayarak moment etkisini arttıracak kadar büyük seçilmelidir.

5.3.1.2 Yatay konumda palet ucu uzunluğunun (eksantrik kaçıklık) etkisi

Yarım palet ucu uzunluğunun seçimi alet parametrelerinin belirlenmesinde en temel unsurdur. Birçok etkisi söz konusudur. Aletin yarım hilal şeklindeki boş hacmi yükseklikle birlikte bu uzunluğa bağlıdır. Büyük seçilmesi moment kolu uzunluğunu arttırdığından momenti arttıracaktır. Ancak bu durumda genişleyen hacim oluşacağından, genişleyen gazların basıncı azalacaktır.

Yatay konumda rotor merkeziyle çakışık olan palet ağırlık merkezi, yarım palet ucunun uzunluğu kadar sapmakta, bu durum da santrifüj kuvveti arttırmaktadır. Ayrıca büyüyen palette burulma söz konusu olacak bu durumda paletin rotor yuvasında hareketi zorlaşacaktır.

Sonuç olarak yarım palet ucu uzunluğu, palet mukavemetini (kesme ve burulmaya karşı) sağlayarak hacim ve momenti arttıracak kadar büyük, sürtünmeyi ve gövde imalat zorluklarını azaltacak kadar küçük seçilmelidir.

5.3.1.3 Palet ve rotor derinliğinin etkisi

Yüksekliğin sürtünmeye direk etkisi olmayıp momente dolaylı etkisi (büyüyen yüzey alanı) vardır. Büyük seçilmesi halinde hacim artarken, genişleyen hacimdeki gazların basıncı azalmaktadır. Diğer yandan yüzey alanı arttığından basınç kuvveti artmaktadır. Küçük seçilmesi durumunda ağırlıklar azalmaktadır.

“Dünyada hiç bir şey yoktur ki, ne tamamen iyi ne de tamamen kötü olsun”

Dolayısıyla bu alet üzerinde, araştırma ve geliştirme amaçlı birçok inceleme yapmak mümkündür. Ancak bütün bu incelemelerin yapılması bir tez çalışmasından çok daha fazlasını gerektirmektedir. Bu tez çalışmasına uygun olarak, aşağıda verilen değerlerle aletin örnek bir modeli oluşturulmuş ve bu model için hesaplamalar yapılmıştır.

Rotor yarıçapı; $r = 2,5$ cm

Yatay konumda ($\theta = 90^\circ$) yarım palet uzunluğu; $e = 3,5$ cm ($e/r > 1$)

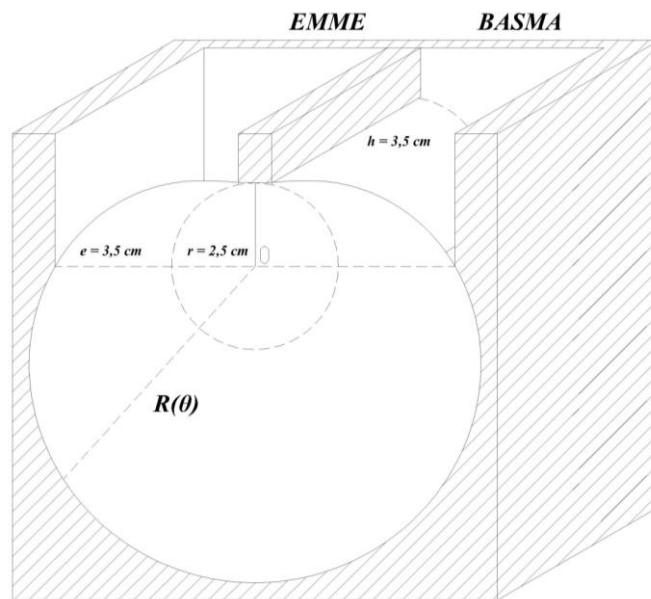
Rotor-Palet-Emme Kanalı-Basma Kanalı derinliği; $h=3,5$ cm

Türbin giriş basıncı; $P_{eff} = 0,2$ MPa, Türbin çıkış basıncı; $P_{atm} = 0,1$ MPa

Emme ve egzoz kanalları açıklığı $= 85^\circ$

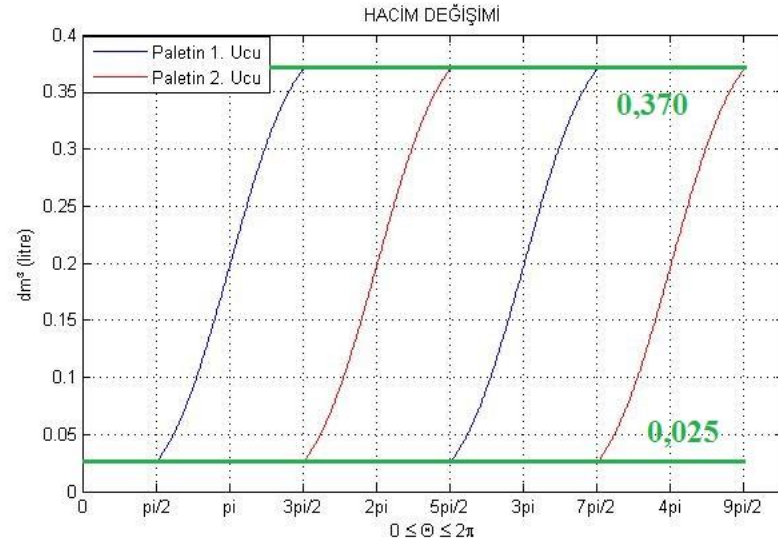
5.3.2 Modellemeden elde edilen sonuçlar

Gövde iç çeperinin denklemi;

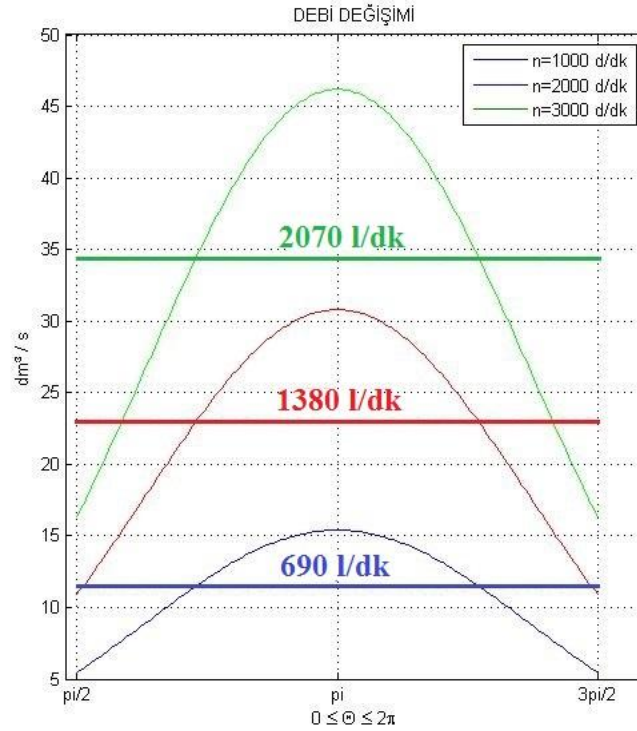


Şekil 5.16 : Gövde iç çeperinin geometrisi.

Ani hacim ve hacimsel debi;



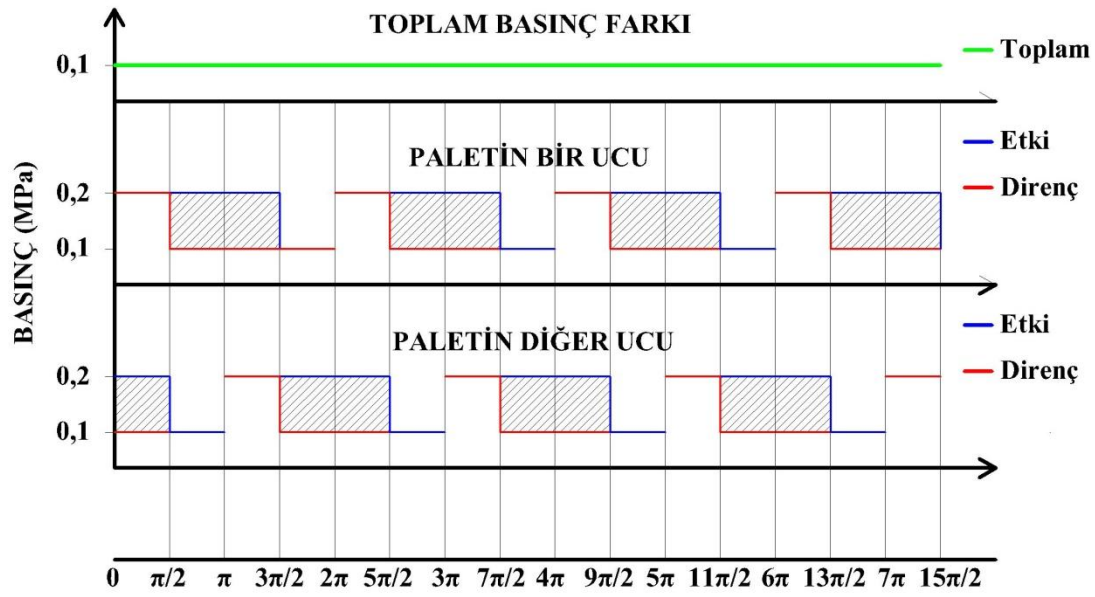
Şekil 5.17 : Paletin 2 ucu için hacim değişim eğrileri.



Şekil 5.18 : Farklı devir sayılarında debi değişim eğrileri.

Grafiklerden anlaşılacağı üzere, sistemin hacim değişimi emme kanalının kapandığı ve basma kanalının açıldığı konum arasında kalan kapalı hacim kadardır. Bu kapalı hacim 1 turda paletin her iki ucu tarafından 2 kere geçilmektedir. Dolayısıyla emilen toplam hacim volumetrik verimin tam olduğunu varsayarsak 0,690 (0,345*2) litredir. Devir sayısındaki artışla birlikte debi doğrusal olarak değişmektedir.

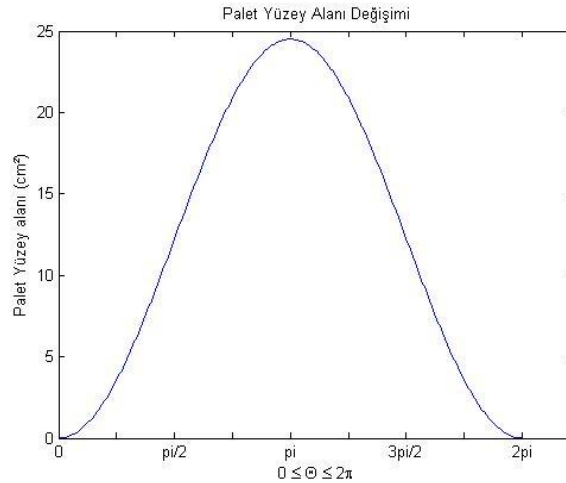
Basınç:



Şekil 5.19 : Paletin her iki ucu için basınç değişim eğrisi.

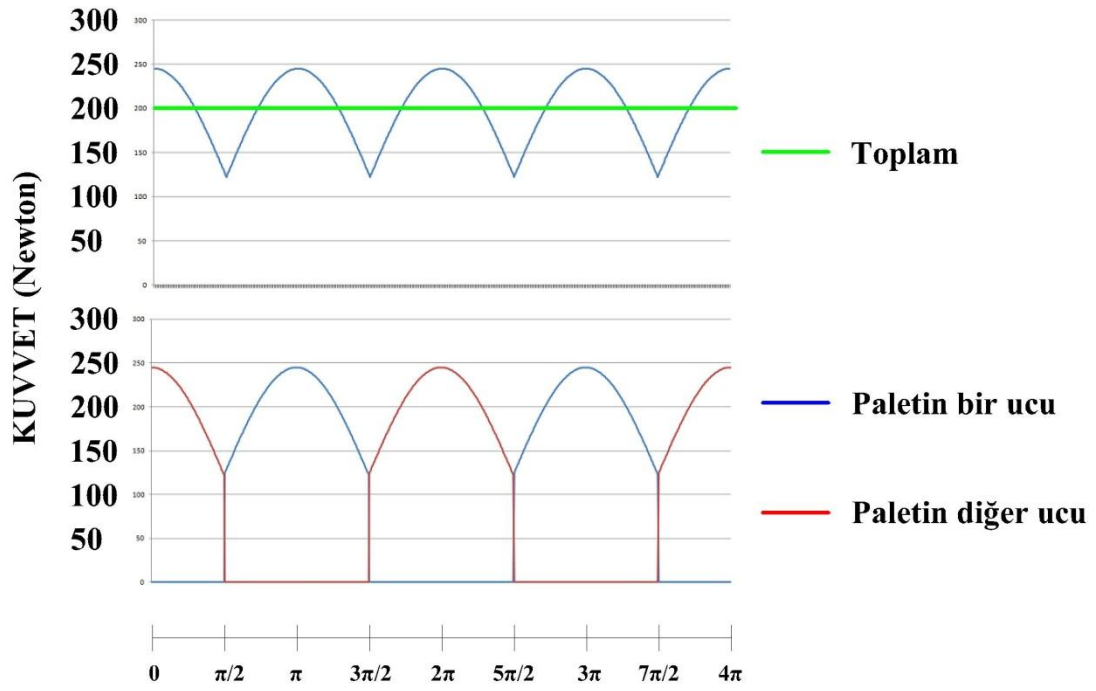
Şekil 5.19'da görüldüğü üzere, emme ve basma olayları birbirini takip eden olaylar olduğu için düzgün bir basınç değişimi vardır. Burada anlık basınç dalgalanmaları ihmal edilmiştir. Sistemin her konumu için 0,1 MPa'lık toplam basınç farkı vardır.

Palet yüzey alanı ve kuvvet:



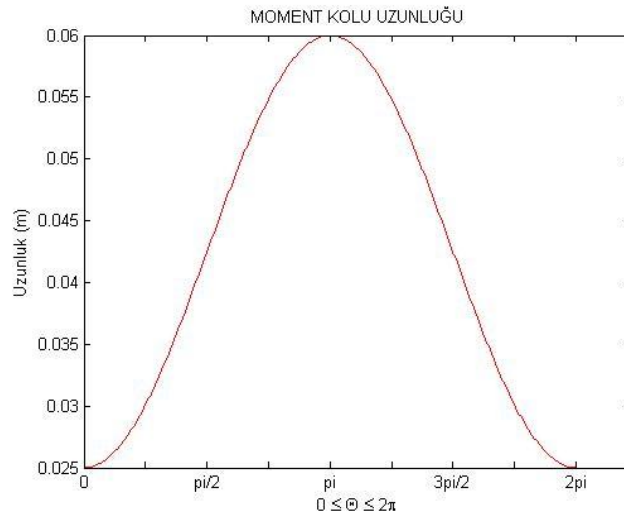
Şekil 5.20 : Paletin yüzey alanı değişimi.

Sistemde basınç farkı her konumda sabit kabul edilsede, Şekil 5.20'de görüldüğü gibi palet yüzey alanı değişken olduğu için, palet yüzey alanına uygulanacak basınç kuvveti de değişken olacaktır. Elde edilen grafik Şekil 5.21'de gösterilmiş olup ortalama 200N basınç değerine ulaşılmıştır. Yüzey alanının maksimum olduğu " $\theta=180^\circ$ " konumunda palete etkiyen kuvvet maksimum olur.



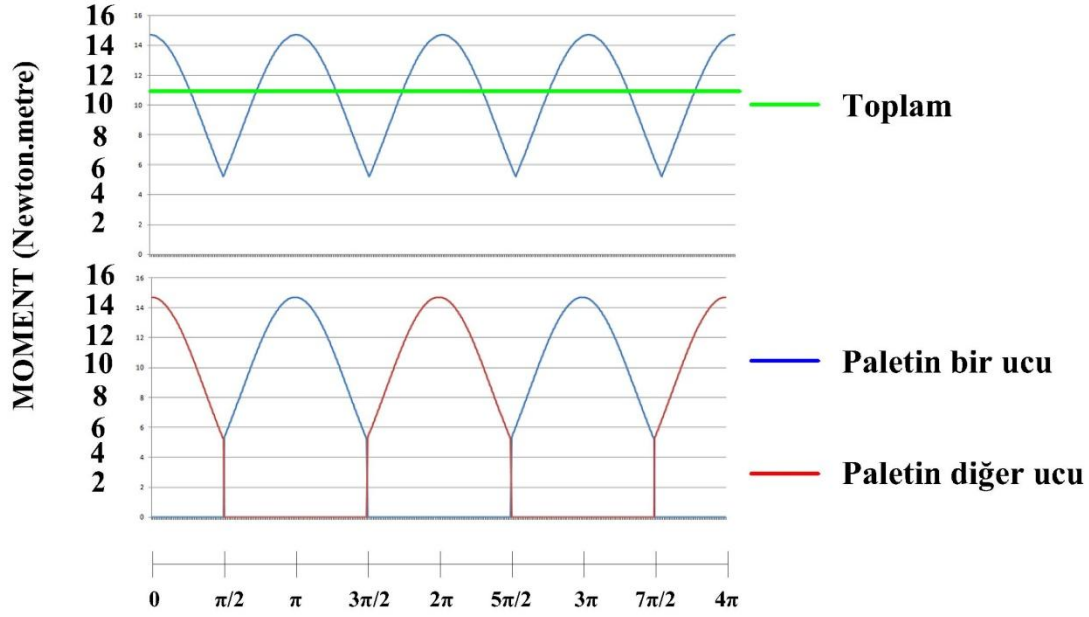
Şekil 5.21 : Paletin her iki ucu için kuvvet değişimi ve toplam kuvvet değişimi.

Moment kolu ve moment;



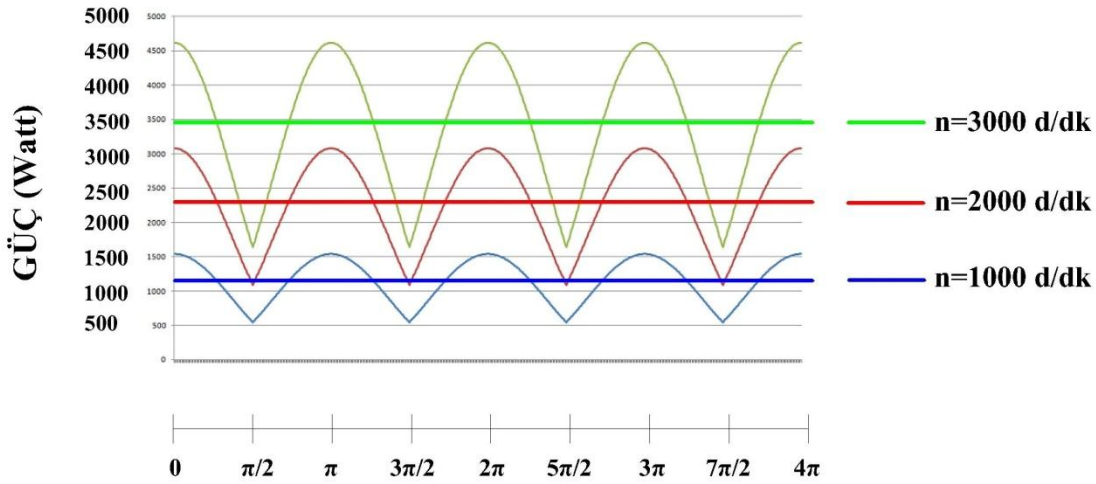
Şekil 5.22 : Moment kolu uzunluğu değişimi.

Dönme eksenine göre momenti oluşturan moment kolu uzunluğu, sabit rotor yarıçapı (r) ve değişken palet ucu uzunluğu (x) bileşenlerine bağlıdır. Paletin bir ucu için moment kolu uzunluğu Şekil 5.22’de gösterilmiştir. Dönme merkezine etkiyen moment, değişken kuvvet ve değişken moment kolu uzunluğundan oluşmaktadır. Şekil 5.23’de görüldüğü gibi moment de değişken olacaktır. Ortalama 11 Nm değere ulaşılmış olup hem kuvvetin hemde moment kolunun maksimum olduğu “ $\theta=180^\circ$ ” konumunda dönme merkezine etkiyen moment maksimum (14.7 Nm) olur.



Şekil 5.23 : Paletin her iki ucu için moment değişimi ve toplam moment değişimi.

Güç;

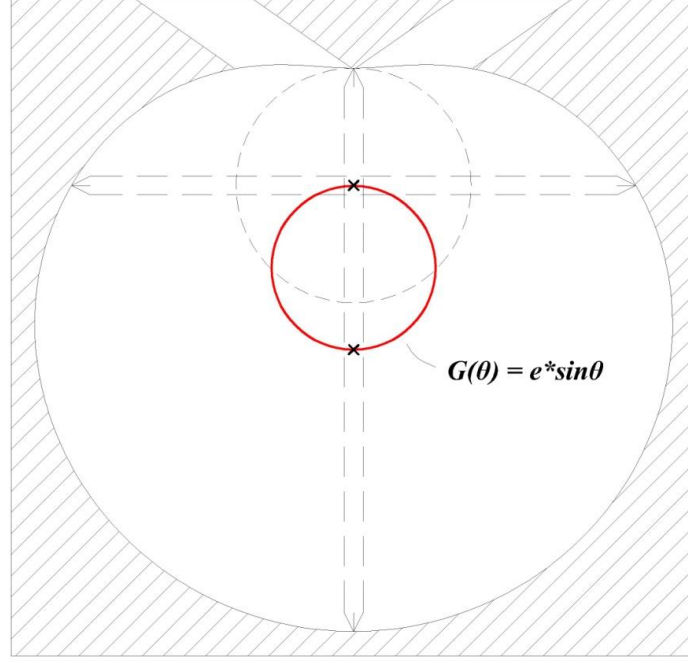


Şekil 5.24 : Güç değişimi.

Sonuç olarak, Şekil 5.24’de görülmektedir ki, alet 1000 d/dk’da ortalama 1148 Watt, 2000 d/dk’da ortalama 2296 Watt, 3000 d/dk’da ortalama 3444 Watt güç üretmektedir.

Paletin santrifüj kuvveti;

Şekil 5.25’de palet ağırlık merkezinin hareket dairesi gösterilmiştir. $\theta=90^\circ$ konumunda daire çapı $e=3,5$ cm değerini alacaktır. Yani palet ağırlık merkezi, çapı 3,5 cm olan bir daire üzerinde hareket etmektedir.



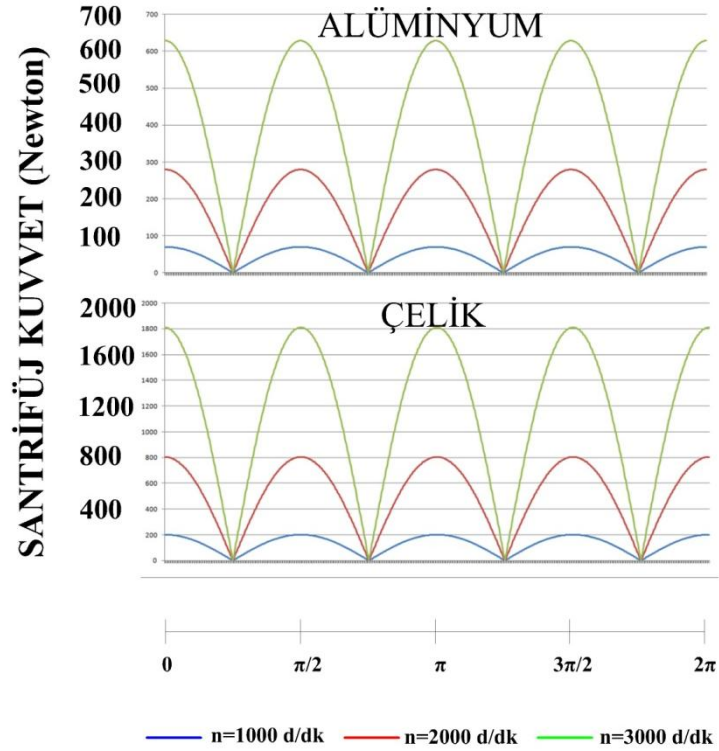
Şekil 5.25 : Palet ağırlık merkezinin hareket dairesi.

Kullanılan palet kalınlığı 4 mm olursa kütle,

alüminyum palet için $m_{\text{alü}} = \rho_{\text{alü}} * V_{\text{alü}} = 2,71 \text{ g/cm}^3 * (12*3,5*0,4) \text{ cm}^3 = 45,5 \text{ g}$,

çelik palet için $m_{\text{çel}} = \rho_{\text{çel}} * V_{\text{çel}} = 7,8 \text{ g/cm}^3 * (12*3,5*0,4) \text{ cm}^3 = 131 \text{ g}$ olmaktadır.

Bu durumda eksantrik kaçıklıktan oluşan santrifüj kuvvet şekil 5.26’de gösterilmiştir.



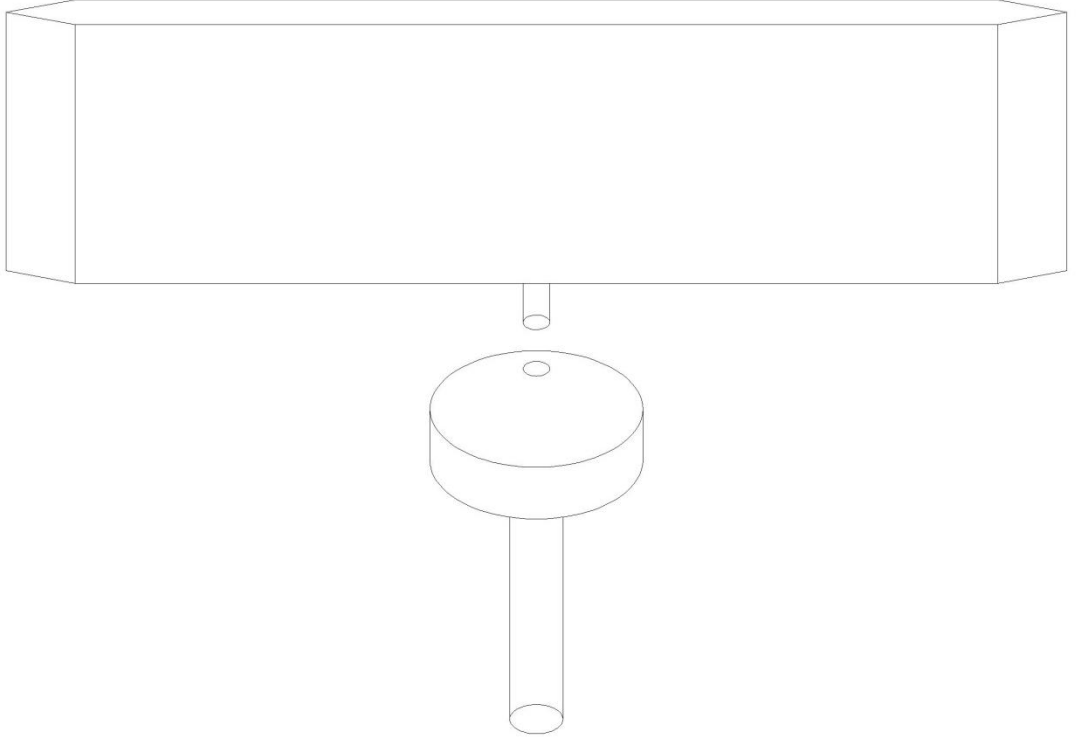
Şekil 5.26 : Palet uçlarında oluşan santrifüj kuvvetler.

Doğal hareketine bırakılmış palet ucunun, $\theta=90^\circ$ ve $\theta=270^\circ$ konumları arasında gövde iç yüzeyine dik etkiyen santrifüj kuvvet bileşkesi, kullanılan malzemenin sürtünme katsayısına göre sürtünme kuvvetine sebep olacaktır. Santrifüj kuvvet her açısal konumda değişken olduğu için, yüzey sürtünme kuvveti ve sürtünme işi değişken olacaktır. Alüminyum ve çelik malzemeler için santrifüj kuvvetin yaptığı iş ve harcanan güç çizelge 5.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.2 : Çelik ve alüminyum için sürtünme işi ve gücü.

Malzeme adı	Yoğunluk (g/cm^3)	S.katsayısı (μ_k)	Devir (d/dk)	İş (joule/devir)	Güç (Watt)
Çelik	7,80	0,15	1000	10,607	176,8
			2000	42,429	1414,3
			3000	95,466	4773,3
Alüminyum	2,71	0,20	1000	4,912	81,9
			2000	19,649	654,9
			3000	44,211	2210,6

Çizelge 5.2’de gösterildiği üzere doğal hareketine bırakılmış paletlerde kütle ve devir sayısı arttıkça sürtünmeye harcanan iş ve güç artmaktadır. Örneklenen modelde görülmektedir ki, santrifüj kuvvet değişimi, basınç kuvvet değişiminden daha büyük değerlerdedir. Bu durumda paleti ağırlaştırmak ve yüksek devir sayılarında döndürmek mümkün değildir. Çünkü hem enerji kaybı hem de palet uçlarında sürtünmeden kaynaklanan aşınma söz konusu olacaktır. Şekil 5. 27’de gösterildiği gibi santrifüj kuvvetin palet uçlarında sürtünme yaratarak ısınmaya ve aşınmaya sebep olmasını önlemek için palet kütle merkezinin, rotor harici 2. bir milin üzerinde açılacak yuvaya bağlanması, uçların gövde ile belirlenen mesafede kalmasını sağlar. Uçların yüzeye temasını önleyerek aşınmayı engelleyecektir. Ayrıca yuvada kullanılacak rulman sürtünmeye kayıplarını indirirken, sürtünme kayıplarını dönen mil vasıtasıyla işe dönüştürecektir.



Şekil 5.27 : Ağırlık merkezinde pim bulunan palet ve pim yuvalı kontrol mili.

Palet ağırlık merkezinin 2. mil üzerine açılacak yuvadan kontrolü ile, palet uçları gövde iç yüzeyine kuvvet uygulamayacağı için sürtünme kaynaklı aşınmalar ve enerji kayıpları önlenmiş olur. Palet daha uzun ömürlü olacağı gibi, 2. milin hareketinden elde edilecek işle sürtünme işi faydalı işe dönüştürülebilecektir!

Sistemin kayıpları;

Sızdırmazlık ilkesine göre çalıştığını tanımladığımız alette, palet gövdeye temas etmese bile belirlenen bir temas boşluğunda kalmak durumundadır. Minimum kaçak paletin yatay konumunda ($\theta=90^\circ$, $e=3.5\text{ cm}$, $h=3.5\text{ cm}$), maksimum kaçak paletin dikey konumunda ($\theta=180^\circ$, $e=7\text{ cm}$, $h=3.5\text{ cm}$) oluşmaktadır. Palet ucu ile gövde arasında boşluk toleransı için düşünülen aralık 0.03 mm'dir. Kıyaslamak için 0.10 mm tolerans aralığı da seçilsin. Buradan hareketle;

Paletin hareketsiz, basınç farkının (1 bar) ve egzoz yoğunluğun sabit, devrin 2000 d/dk (debi=23.33 dm³/s), olduğu durumda;

Bernoulli denklemi $\rho * V^2/2 + P = \text{sabit}$,

Debi denklemi $Q = A * V$

Olmak üzere, kaçak debisi;

$Q = C * A_k * (2 * (P_g - P_ç) / \rho)^{1/2}$ olarak ifade edilir.

Burada “C” deneysel sabit “A_k” kaçak alanıdır.

0.03 mm için yatay konumda (minimum) kaçak 1.27 dm³/s, dikey konumda (maksimum) kaçak 2.12 dm³/s bulunmaktadır. Yani yatay konumda sızdırmazlık % 95 (1 - 1.27/23.33), dikey konumda sızdırmazlık %91 (1 - 2.12/23.33) bulunmaktadır.

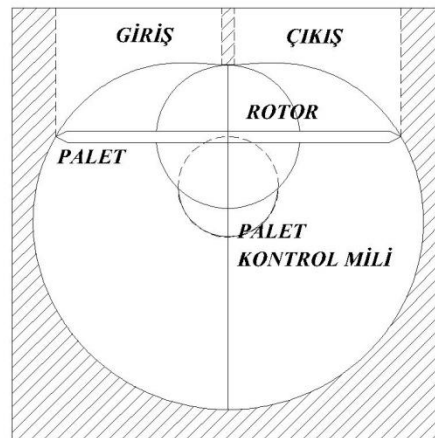
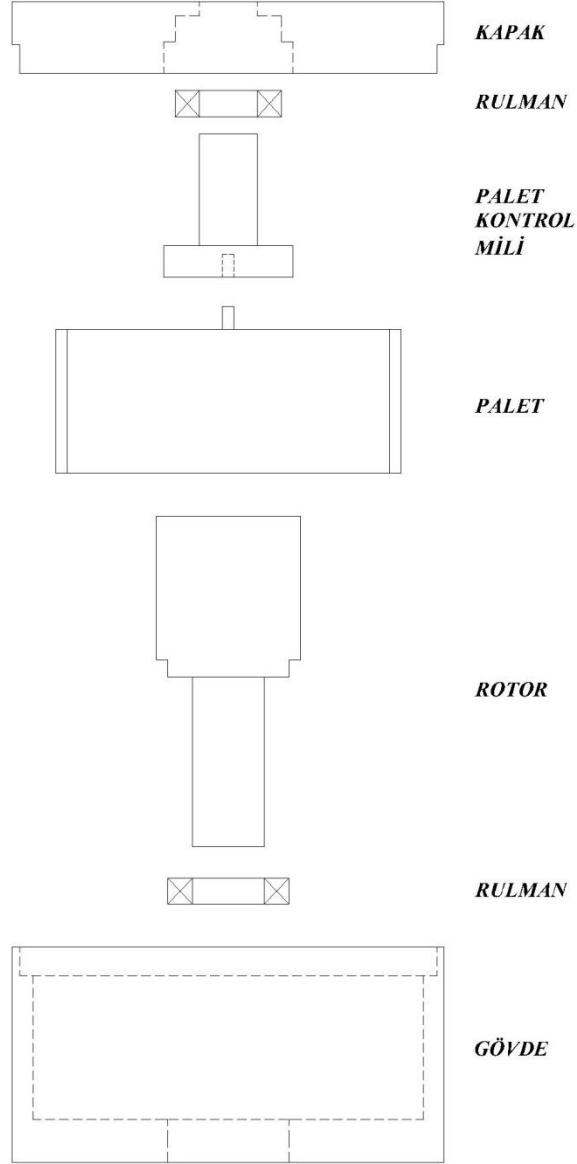
0.10 mm için yatay konumda (minimum) kaçak 4.24 dm³/s, dikey konumda (maksimum) kaçak 7.07 dm³/s bulunmaktadır. Yani yatay konumda sızdırmazlık % 82 (1 - 4.24/23.33), dikey konumda sızdırmazlık %70 (1- 7.07/23.33) bulunmaktadır.

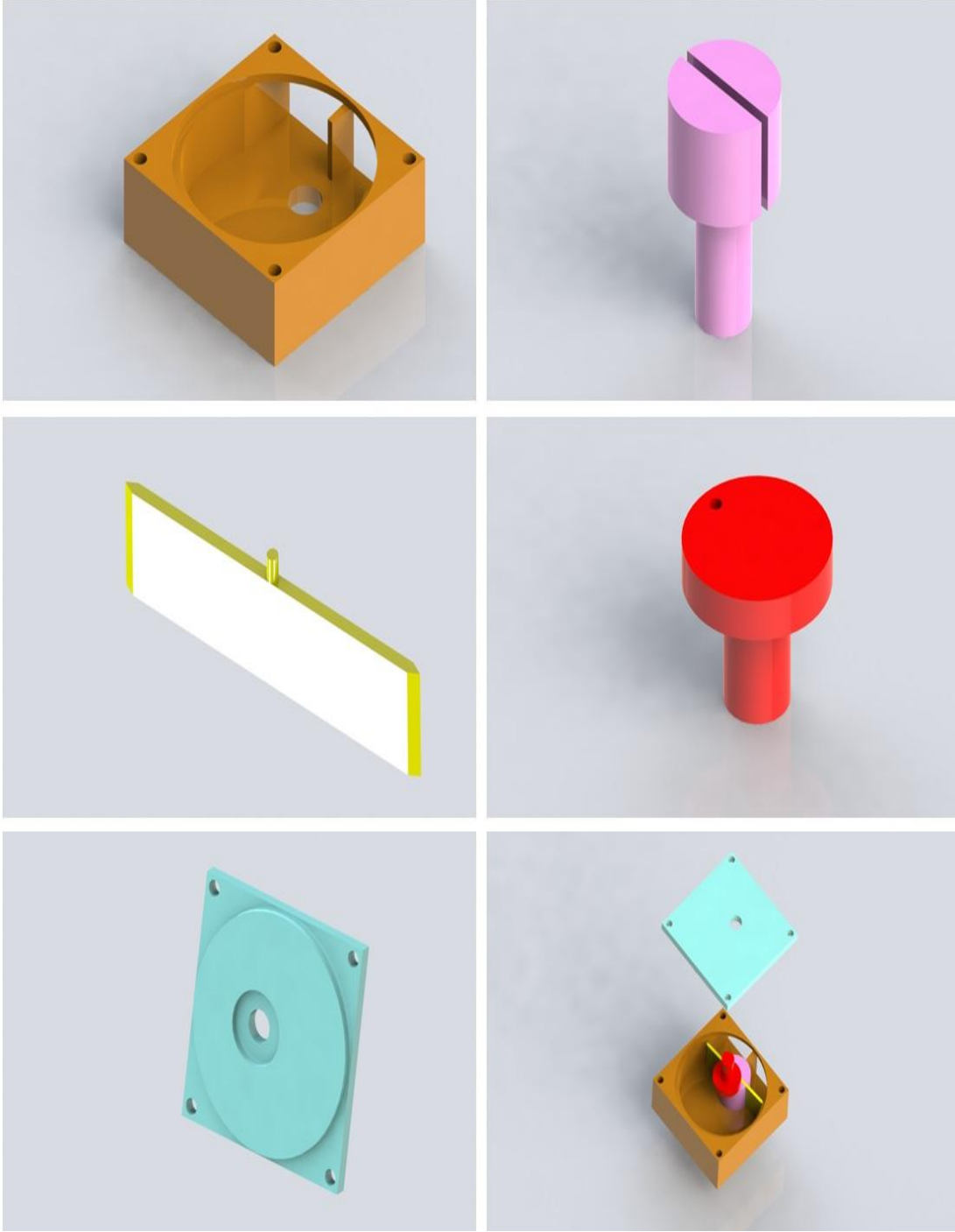
Sistemin boşluğu verime etki edecektir. 0,03 mm tolerans boşluğu için sızdırmazlık % 90'nın üzerinde bir değer olmakla birlikte (segmanlı piston-silindirde %95-98), paletin hareketli olduğu durumda dahada az olacaktır. Ancak devir sayısının azaldığında kaçakların artacağı, devir sayısı arttığında kaçakların azalacağı da düşünülmelidir! Ayrıca sistemin anlık hacim farkları basınç değişimine etki edeceğinden verimide etkileyecektir.

Verime etki edecek bir diğer husus sürtünme kayıpları olacaktır. Sistem incelendiğinde 2 adet milin yataklanmasında ve 1 adet palet piminin yataklanmasında rulmanlar kullanılacaktır. Bu rulmanlar özelliklerine göre sürtünme kayıpları oluşturacaktır. Rulmanlar haricinde, sürtünme kaybı oluşturacak diğer bölge palet yüzeyleri ile rotor yuvası olacaktır.

Sistemin teorik gücü hesaplanmıştır. Pratikte elde edilecek güç değerinden sonra verimin ne olacağı ve verim artırıcı unsarlar üzerine düşünmek mümkündür.

Şekil 5.28’de sistemin şematik şekli gösterilmiştir. Rotor gövde içerisinden, palet kontrol mili kapak içerisinden dışarı çıkarılmaktadır.





Şekil 5.28 : Ağırlık merkezi kılavuzlanmış tek paletli sistemin şematik gösterimi.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu aletin türbin olarak çalışma prensibi santrifüj sistemlerde olduğu gibi daralan kesitle hızlandırılan gazların çarklara çarparak çarkları döndürmesi ilkesine değil, gazların sahip olduğu basıncın, aletin değişken palet yüzeyine itici kuvvet etkisinden yararlanarak rotora bağlı milin döndürülmesi ilkesine dayanır. Giriş kanalından içeri alınan gazlar, paletin giriş kanalındaki yüzü ile çıkış kanalındaki atmosfere açık yüzü arasındaki basınç farkından yararlanarak paleti itecektir. Çıkış kanalında atmosfere terk edilen gazların yerini paletin diğer ucundaki sisteme giren yeni gazlar alacak ve hareket tekrarlanacaktır.

Giriş ve çıkışı arasında herhangi bir engel bulunmayan santrifüj sistemlerin aksine sızdırmazlık ilkesine dayalı kapalı olan bu sistemin hareket edebilmesi için egzoz gazlarının enerjisinin sistemin ağırlığından kaynaklı atalet kuvvetlerini ve sürtünme kuvvetlerini yenmesi gerekecektir. Bu sebeple, sistemde hareketli olan piston ve paletlerin atalet kuvvetlerini yenmenin temel ilkesi ağırlıklarını azaltmaktır. Bu parçaların, kullanılan malzeme mukavemet değerlerinin elverdiği ölçüde hafif yapılması gerekmektedir. Örneğin pistonun içerisi oyulabilir ya da daha hafif malzeme ile kompozit olarak desteklenebilir. Palet sayısının çoktan teke indirilerek seçilmesinin faydalarından birisi de döndürülmesi gereken paletlerin toplam ağırlıklarının azalacak olmasıdır. Ayrıca sistemin yağlanması ve seçilecek malzeme özellikleri sürtünme kayıpları için önem arz etmektedir.

Piston yarıçapı pistonunun ağırlığını azaltacak kadar küçük, moment etkisini arttıracak kadar büyük seçilmelidir. Yarım palet ucu uzunluğu, hacim ve momenti arttıracak kadar büyük, sürtünmeyi ve gövde imalat zorluklarını azaltacak kadar küçük seçilmelidir. Derinliğin sürtünme ve momente direk etkisi olmayıp; büyük seçilmesi hacmi artırırken, küçük seçilmesi ağırlıkların olumsuz etkisini azaltır.

Diğer taraftan santrifüj kuvvetten kaynaklanan sürtünme kuvvetlerini indirmek, palet uçlarındaki aşınmayı önlemek için, uygulamada örneği olmayan palet kütle merkezini sabitlenmesi yolu seçilmiştir. Bu sayede santrifüj kuvvet kaynaklı aşınmalar ve enerji kayıpları azaltılacaktır. Sistem irdelendiğinde palet ağırlık

merkezinin, eksantrik kaçıklık çapında dairesel hareket yaptığı görülmektedir. Bu dairesel harekette piston devrinin 2 katı devirde, rotor dönme merkezinden kaçık bir merkezde dönen ikinci bir milin varlığı söz konusudur. Yani paletin tek bir devriyle piston milinden ve kontrol altına alınmış palet ağırlık merkezi milinden, farklı 2 merkezden, güç elde edilecektir. Palet daha uzun ömürlü olacağı gibi, sürtünme işi faydalı işe dönüştürülebilecektir.

Bu durumu aşırı doldurma için örnekleyecek olursak; döner pistonlu ağırlık merkezi kılavuzlanmış tek paletli türbininin piston miliyle kompresörü döndürmek mümkün olacak iken palet ağırlık merkezi milinden örneğın elektrik elde edilmesi düşünülebilir.

Ya da türbin kompresör ve krank mili arasında ilişi kurulabilir. Bu durumda motor-kompresör-türbin devir sayıları da birbirleriyle dengelenmiş olur. Egzoz basıncı, özellikle kısmi yüklerde, türbin miline motor krank milini döndürecek kadar g  üretmese bile, alet, krank milinden çekilen g le egzoz kanalında vakum pompası gibi emme kanalında kompresör gibi çalışacaktır. Mekanik tahrikte olduğu gibi sadece temiz hava dolgusunu arttırmayacak, egzoz tarafındada artık gazların etkisini azaltarak motor içinde daha verimli bir yanma sağlayacaktır. Bu durum motorun toplam verimine ne kadar etki edeceği farklı bir araştırma konusu teşkil etmektedir.

Yine bu tezde yapılan çalışmalar göstermiştir ki, giriş ve çıkış kanallarının birbiri ardına açılması hem toplam gücü artırmakta hem de daha kararlı bir hareket sağlamaktadır. Seçilen örnekle teorik olarak 3444 watt g  üretilbildiği hesaplanmıştır. Anlatılan yöntemlerle mekanik kayıpların ne kadar azaltılabildiğini tam olarak belirlemek ve iyileştirmek için alet prototipi üretmek ve deneyler yapmak gerekir.

Sonuc  olarak; ağırlık merkezinden kılavuzlanmış tek paletli sistemin aşırı doldurmada kullanılması mümkündür. Bu tez çalışmasında incelenen mevcut uygulamalara ek geliştirmeler; paletin ağırlık merkezinden kılavuzlanması, ağırlığın sürtünme kayıplarının ve aşınmaların azaltılması, tek palet kullanarak rotor yuvasında is birikmesinin engellenmesi, giriş ve çıkış kanallarının birbiri ardına konumlandırılmasıdır. Bu aletin benzerlerine kıyasla ne kadar verimli olduğunu belirlemek, prototipini üretmek ve deneyler yapmakla mümkün olacaktır.

KAYNAKLAR

- Arslan, H.E.**, (2011). Taşıt Motorlarında Araştırma ve Deney Teknikleri Ders Notu.
- Arslan, H.E., Safgönül, B., Ergenemean, M., ve Soruşbay, C.** (2013). İçten Yanmalı Motorlar, Birsan Yayınevi.
- Atabay, O.** (2013). Vehicle Control Systems Lecture Notes.
- Ergenemean, M., ve Soruşbay, C.** (2012). İçten Yanmalı Motorlarda Karışım Oluşumu Ders Notu.
- Fu, J., Liu, J., Yang, Y., Ren, C., Zhu, G.** (2013). A new approach for exhaust energy recovery of internal combustion engine: Steam turbocharging - Applied Thermal Engineering 52 (2013) 150-159 pg.
- Hiereth, H., Prenninger, P** (2003). Charging the Internal Combustion Engine, SpringerWienNewYork.
- İbrim, O.** (1989). Dizel Motorlarında Aşırı Doldurmanın Motor Performansına Etkisi Yüksek Lisans Tezi.
- İcingür, Y.** (1996). Dizel Motorlarının Aşırı Doldurmasında Kullanılan Bir Basınç Dalga Makinasının Tasarımı ve Kullanılabilirliğinin Deneysel Analizi. Gazi Üniversitesi Doktora Tezi.
- Kutlar, O. A., Arslan, H.** (2013). İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma Ders Notu.
- Mehdiyev, R.** (2013). İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi Ders Notu.
- Nguyen, H., Schäfer** (2012). Rotordynamics of Automotive Turbochargers.
- Yalçın, K.** (1998). Hacımsal ve Santrifüj Pompalar, Çağlayan Kitapevi.
- Yalçın, K.** (2005). Akışkanlar Meşinığı I, Beta Yayınları.
- Yalçın, K.** (2009). Akışkanlar Meşinığı II, Esen Kitapevi.
- Yalçın, K.** (2011). Kompresörler, TMMOB
- Wankel, F.** (1965). Rotary Piston Machines, LLiffe Books.
- URL - wikipedia.org

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ahmet DEĞİRMENCİ

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul 1986

Adres: -

E-Posta: degirmenciahmet@hotmail.com

Lisans: İstanbul Üniversitesi Makine Mühendisliği