

**PNÖMATİK MOTOR
TASARIMI VE PROTOTİPİNİN İMALATI**

Tolga SAĞIR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**


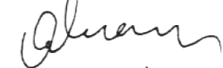

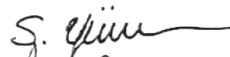

MART 2006

ANKARA

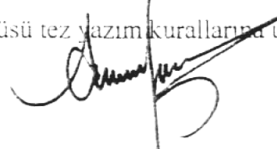
Tolga SAĞIR tarafından hazırlanan PNÖMATİK MOTOR TASARIMI VE PROTOTİPİNİN İMALATI adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylım.


Doç.Dr. Atilla KOCA

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Veli ÇELİK 
Üye : Prof. Dr. M. Sahir SALMAN 
Üye : Doç. Dr. Atilla KOCA 
Üye : Doç. Dr. H. Sendar YÜCESU 
Üye : Yrd. Doç. Dr. Metin SALAMCI 

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



PNÖMATİK MOTOR TASARIMI VE PROTOTİPİNİN İMALATI

(Yüksek Lisans Tezi)

Tolga SAĞIR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mart 2006

ÖZET

Geleneksel pistonlu motorlarda doğrusal hareket elemanları, sürtünme gücünün artmasına, imalat ekonomisinin kötüleşmesine ve titreşime sebep olmaktadır.

Bu çalışmada; krank mili, kam mili ve supap mekanizması kullanılmayan paletli tip pnömatik bir motor tasarlanmış ve imalatı yapılmıştır. Motorun eksenden kaçık rotoru üzerinde bulunan dört paleti sayesinde, her devirde dört iş meydana gelmektedir.

Pnömatik motor, sıkıştırılmış havanın enerjisini direkt olarak dönme hareketine çevirmektedir ve egsozdan sadece çok az miktarda yağ ile temiz hava atılmaktadır. İmal edilen prototip 8-9-10 bar basınçta çalıştırılmış ve yük altında 10 bar basınçta maximum 590 d/d ile döndürülmüştür. Motordan elde edilen en yüksek güç 10 bar basınçta 398 d/d'da 101,4 W olarak tespit edilmiştir.

Bilim Kodu : 708.3.026

Anahtar Kelimeler : Alternatif motor, pnömatik motor, emisyon, içten yanmalı motorlar

Sayfa Adedi : 75

Tez Yöneticisi : Doç. Dr. Atilla KOCA

**DESIGNING OF A PNEUMATIC ENGINE AND PRODUCTION OF A
PROTOTYPE**

(M. Sc. Thesis)

Tolga SAĞIR

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

March 2006

ABSTRACT

On the conventional piston engine, the linear motion elements give rise to the increasing of friction force and worsening production economy and occurrence of a vibration.

In this study, a pallet type pneumatic engine having no crank shaft, cam shaft and valve mechanism has been designed and constructed. By means of this engine's four pallets which are located on the rotor that ran away from the axis, four functions are performed during each revolution.

The pneumatic engine is converting the energy of compressed air, to a direct revolution movement and only a little amount of oil and clean air are expelled through the exhaust mechanism. The built prototype has been operated under the 8,9 and 10 bars of pressure and under the load its maximum rpm has been equal to 590. The maximum power acquired from the engine, has been determined as 101.4 W with a rpm of 398 under 10 bar pressure.

Science Code : 708.3.026

Key Words : Alternative engine, pneumatic engine, emulsion, internal combustion engine

Page Number : 75

Adviser : Doç. Dr. Atilla KOCA

TEŞEKKÜR

Bu prototipin imalatı için danışmanlık görevi yapan, her zaman destek olan sayın hocam Doç. Dr. Atilla KOCA'ya, her sorunumuzda daima yanımızda olan sayın hocam Prof. Dr. Ulvi ŞEKER'e, bölüm sorumlumuz Yüksel ÇİFTÇİ'ye görüşlerini eksik etmeyen Mehmet KARACAN'a, geç tanışsak da değerli fikirleri için Prof. Dr. Sinan AKMANDOR'a, yardımları için Serkan CANDAN'a, dostluğunu esirgemeyen İsmail OVALI'ya, manevi desteği için Selin ÜNAL'a, beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan maddi manevi desteklerini her an hissettiğim anne, baba ve ağabeyime sonsuz saygı ve sevgilerimle.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	4
2.1. İçten Yanmalı Motorlu Taşıtlarda Enerji Dağılımı ve Üretilen Emisyonlar	5
2.1.1. Taşıtların enerji dağılımı	5
2.1.2. İçten yanmalı motorlarda açığa çıkan emisyonlar ve zararları.....	6
3. SIKIŞTIRILMIŞ HAVAYI ÜRETMEN KOMPRESÖRLER İÇİN GEREKLİ ELEKTRİĞİN ÜRETİLMESİ AŞAMASINDAKİ EMİSYONLAR.....	9
3.1. Sıkıştırılmış Havayı Üreten Kompresörler için Gerekli Elektrik Üretimi Aşamasındaki Emisyonlar.....	9
4. EMME BASMA İŞLEMİ YAPAN MAKİNELER.....	11
4.1. Pompalar.....	11
4.1.1. Hidro kinetik (rotodinamik- satrifüj) pompalar	12
4.1.2. Hidrostatik (pozitif deplasmanlı) pompalar	13
4.1.3. Dişli pompalar	15
4.1.4. Pistonlu pompalar	17

Sayfa

4.1.5. Paletli pompalar	20
4.2. Motorlar.....	25
4.2.1. Hava ile çalışan (Pnömatik) motorlar:	27
4.3. Salınım Motorları	32
5. MATERYAL VE METOD	33
5.1. Deney Yeri	33
5.2. İmalatı Yapılan Motor Parçaları.....	34
5.2.1. Rotor	35
5.2.2. Paletler	36
5.2.3. Gövde	37
5.2.4. Ön kapaklar	38
5.2.5. Arka kapak (konik rulman kapağı).....	39
5.2.6. Küçük kapak (düz rulman kapağı)	40
5.2.7. Volan	40
5.3. Motorun Çalışma Prensibi.....	41
5.4. Deney Dataları Baz Alınarak Moment ve Güç Hesabının Analizi	43
5.5. Teoriksel İş Hesabı	45
6. DENEY MATERYALİ.....	48
6.1. Kompresör	48
6.2. Takometre	48
6.3. Manometre ve Akış Dağıtıcı.....	49
6.4. Dijital Terazı.....	49
6.5. Motor Torku Ölçme Aparatı	50

Sayfa

7. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	51
7.1. 8 Bar İçin Değişik Devirlerde Güç Moment İlişkisi	51
7.2. 9 Bar İçin Değişik Devirlerde Güç Moment İlişkisi	52
7.3. 10 Bar İçin Değişik Devirlerde Güç Moment İlişkisi	53
7.4. 8-9-10 Basınç Değerlerinde Devre Göre Güç İlişkisi	54
7.5. 8-9-10 Bar Basınç Değerlerinde Devre Göre Moment İlişkisi	55
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	56
9. KAYNAKLAR	57
EKLER.....	60
EK-1. Dünya ve Türkiye’de petrol rezervleri	61
EK-2. Deney dataları	62
EK-3. İmalat resimleri	64
ÖZGEÇMİŞ	75

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Pozitif iletimli sabit debili pompaların tanıtıcı büyüklükleri	15
Çizelge 5.1. Paletlerin özellikleri	37
Çizelge 5.2. Deneylerden elde edilen (8 – 9 – 10 bar basınçlardaki) maksimum güçler	44

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Şehiriçi çevrimine göre taşıt enerji dağılımı	6
Şekil 3.1. Türkiye'nin hidropotansiyelinin faaliyet durumu	10
Şekil 4.1. Santrifüj pompa	13
Şekil 4.2. Pozitif iletimli pompaların çeşitleri	14
Şekil 4.3. Paletli pompaların sınıflandırılması.....	20
Şekil 4.4. Paletli (kanatlı, vane) pompa	21
Şekil 4.5. Paletli pompa elemanları ve çalışma prensibi	22
Şekil 4.6. Paletli pompanın elamanları ve çalışması	22
Şekil 4.7. Rotorun eksen kaçıklığı ayarlanabilen debili paletli pompa	23
Şekil 4.8. Dengelenmiş paletli pompa	24
Şekil 4.9. Motorların çalışma prensibi	27
Şekil 4.10. Radyal pistonlu basınçlı hava motoru	29
Şekil 4.11. Dişli motorun çalışma prensibi	30
Şekil 4.12. Türbin tipi motorların çeşitleri	31
Şekil 4.13. Salınım motoru	32
Şekil 5.1. İmalatı yapılan pnömatik motorun detay şekli	34
Şekil 5.2. Rotor	35
Şekil 5.3. Paletler	36
Şekil 5.4. Gövde.....	37
Şekil 5.5. Ön kapak.....	38
Şekil 5.6. Arka kapak (konik rulman kapağı)	39

Şekil	Sayfa
Şekil 5.7. Küçük kapak (düz rulman kapağı).....	40
Şekil 5.8. Volan.....	40
Şekil 5.9. Motorun çalışma prensibi	41
Şekil 5.10. Hareket başlangıcı	42
Şekil 5.11. Maksimum hacim bölgesi	43
Şekil 5.12. V_1 ve V_2 hacmi	45
Şekil 5.13. V_3 hacmi	45
Şekil 5.14. Pnömatik motorun çevrim diyagramı	46
Şekil 6.1. Motor torku ölçme aparatı	50
Şekil 7.1. 8 bar'da değişik devirlerde güç-moment ilişkisi	51
Şekil 7.2. 9 bar'da değişik devirlerde güç-moment ilişkisi	52
Şekil 7.3. 10 bar'da değişik devirlerde güç-moment ilişkisi	53
Şekil 7.4. Değişik basınç değerlerinde devre göre güç grafiği	54
Şekil 7.5. Değişik basınç değerlerinde devre göre moment grafiği.....	55

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 5.1. Deney düzeneğinin genel görünüşü.....	33
Resim 6.1. Kompresör	48
Resim 6.2. Takometre.....	48
Resim 6.3. Marometre ve akış dağıtıcı	49
Resim 6.4. Dijital terazi	49

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler

Açıklama

n

Motor devri (d/d)

M

Motor momenti (Nm)

Pe

Efektif güç

Pi

İndike güç

Kısaltmalar

Açıklama

İ.Y.M

İçten yanmalı motor

T.H.Y

Temiz hava yasası

HC

Hidrokarbon

CO

Karbonmonoksit

1. GİRİŞ

Günümüzde hızla artan nüfus, tüketim ihtiyacının artmasına yol açmakta bu durum ise üretimin makinalaşmasını zorunlu kılmaktadır. Artan makinalaşma miktarı; hava kirliliğine ve petrol rezervleri göz önüne alındığında enerji kaynağı sıkıntısına neden olmaktadır.

Motorlar, hayatımızı kolaylaştıran ve üretim hızımızı arttıran makinalardır. Günümüzde farklı alanlarda farklı motor tipleri kullanılmaktadır. Başta ulaşım sektörü olmak üzere, birçok sektörde en çok kullanılan motorlar İ.Y.M'lardır. İ.Y.M'lar diğer motor tipleri gibi enerji dönüşümü ilkesine uygun olarak çalışmaktadırlar. Elde edilen 100 birim enerjinin motor çıkışına 25 birimi ulaşabilmektedir. Motor çıkış milinden ise güç aktarma organları üzerinden tekerleklere ulaşıncaya kadar transmisyon kayıpları dediğimiz kayıpları da eklediğimizde, tekerleklerden ancak 6 birimlik enerji alınabilmektedir. İ.Y.M'ların çalışması için gerekli enerji ise günümüzde çoğunlukla fosil yakıt türevlerinden karşılanmaktadır (1).

Yeryüzündeki katı, sıvı, gaz enerji kaynakları; petrol için 41 yıl, doğal gaz için 67 yıl ve kömür için 192 yıldır. 2004 yılındaki ham petrol varil fiyatlarındaki %32,7 oranındaki rekor artışı, bu enerji kaynağının pahalılaştığının göstergesidir (EK-1).

İ.Y.M'lar fosil yakıtları kullanırken yanma sonunda atmosfere önemli miktarlarda kirletici emisyonlar yaymaktadırlar (2).

Emisyonlar; insan sağlığına zarar vermekte, sera etkisi oluşturarak küresel ısınmaya neden olmakta ve dünyanın ekolojik dengesini bozarak, iklim değişikliği, buzulların erimesi gibi olumsuz sonuçlara sebebiyet vermektedirler (3).

Uluslararası Enerji Ajansının Dünya Enerji Bakışı 2002'de hazırladığı 2000-2030 enerji projeksiyonu; enerji kullanımının artacağı ve enerji talebinde en hızlı gelişmenin yıllık %2.1 ile taşımacılık sektöründen geleceğini, bu talebin ise hemen

hemen hepsinin petrol ürünlerinden oluştuğunu ifade etmiştir (2,4). Dolayısıyla araçlarımız fosil yakıt kullanmaya devam ederse, emisyon oranları gün geçtikçe artarak daha ciddi boyutlarda hava kirliliğine neden olacaktır.

Bu sektörün büyük kapasitesi ve hızla artan araç sayısı dikkate alındığında, havayı kirleten emisyonları azaltmak için üreticiler ve ülke yönetimleri çeşitli çalışmalar yapmaktadırlar. İngiltere hükümeti yeni yol yapım çalışmalarını kısıtlamış, Fransa ilgili yönetimlere kirlilik boyutuna bağlı olarak şehir merkezini trafiğe kapatma yetkisi vermiştir. A.B.D’de Temiz Hava Yasası’nın kabulünden ve yasaya yaptırımlarla destek verildikten sonra T.H.Y’ndan öncesine göre HC ve CO oranında %90 düşüş sağlanmıştır (2,4).

Türkiye ise, fosil yakıtların yakılmasından kaynaklanan sera gazı emisyonlarını sınırlandırmak üzere Birleşmiş Milletler tarafından Rio zirvesinde imzaya açılan İklim Değişikliği Konvansiyonu Çerçeve Anlaşmasını, bu güne kadar imzalamamıştır. Türkiye'nin anlaşmaya taraf olmadığı için aktif olarak katılmadığı Rio, Kyoto, Buenos Aires ve Bonn toplantılarında oluşan kararlar, halen fosil yakıtlara olan bağımlılığımız ile birleşince, Türk ekonomisini olumsuz etkileyecek kısıtlama ve yaptırımlar ortaya çıkabilecektir. Kyoto anlaşmasında birçok ülkenin imza attığı karbondioksit emisyonlarını azaltma anlaşmasına imza atmayan ülkelerden birisi de Türkiye'dir. Fakat, Avrupa Topluluğuna olan tam üyelik başvurusu ülkemizi bu imzayı atmaya zorlayabilecektir. Dolayısıyla ülkemiz hem kendisi hem de uluslararası platform için temiz enerji kaynakları konusunda adım atmak zorundadır (5). Anlaşmaların yanı sıra fosil yakıt türevlerinin ülkemiz rezervleri açısından da durum lehimize gözükmemektedir. Ülkemiz; petrol, doğalgaz ve kömür gibi birincil enerji kaynakları açısından çok zengin bir ülke değildir. Ham petrol tüketiminin 26 Milyon ton civarında olduğu ülkemizde ham petrol Tüketimi % 91'i ithalatla karşılanmaktadır (EK-1).

Artan emisyonlar, azalan petrol rezervleri, artan petrol fiyatları ülkemiz petrol rezervinin yeterli olmayışı, uygulamaya koymamız gereken protokoller ve içten yanmalı motorların veriminin vazgeçilemez olmayışı bizi mecburen yeni

araştırmalara yönelmektedir. Bu araştırmaların içerisinde alternatif enerji kaynakları ve alternatif motor dizaynları küresel ısınmaya karşı Kyoto protokolü ile başlatılan savaşın en önemli silahlarındandır (5).

Sonuç itibariyle; otomobiller ve diğer araçlar tarafından meydana getirilen evre kirliliği sorunları, kullanılan benzin ve mazotun yerini daha az kirleten yakıtlar almadıkça sona ermeyecek gibi görünmektedir (2).

Geleneksel pistonlu motorlarda doğrusal hareket elemanları, sürtünme gücünün artmasına, imalat ekonomisinin kötüleşmesine ve titreşime sebep olmaktadır. Silindir çapına göre küçük olan emme ve egzoz supapları da volümetrik verimin düşmesine neden olur. evrim başına düşen iş sayısının arttırıldığı iki zamanlı motorlarda ise özgül yakıt tüketiminin artış oranı litre gücünün artış oranından daha yüksek olmaktadır. Bunun yanı sıra zararlı egzoz emisyon yoğunluğu da oldukça yüksektir.

Bu çalışmada; parça sayısı (kam, subap mekanizması, piston-biyel-krank, mekanizması vb) daha az, yağ buharı dışında emisyonu olmayan, imalat maliyeti düşük ve daha hafif paletli tip basıncılı hava ile çalışan bir motorun prototipinin yapılması amaçlanmıştır.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

WILSON, dönel pompa teorisi adı altında yaptığı çalışmada; pozitif deplasmanlı pompa ve motorların performanslarını, moment ve debiyi dikkate alarak sunmuştur. Bu iki büyüklük eşitliklerinden, giriş gücü ve çıkış gücü ifadeleri, volumetrik verim, mekanik verim kavramı ve eşitliklerini geliştirmiştir. Performansın önemli karakteristiklerini her bir durum için anlatıp, performans karakteristikleri tablosunu ortaya çıkartmıştır. Ünitenin fiziksel ölçülerindeki değişimin performans karakteristikleri üzerine etkileri ve optimum ölçülerde ünite dizaynı hakkında çalışmıştır (6).

Mustafa Erkiyet, Hidrostatik pompa ve motor performansının teorik ve deneysel analizi başlıklı yüksek lisans tezinin, deney sonuçları kısmında; paletli pompalarda; maksimum akış kaybının, düşük devir sayısı ve yüksek basınç bölgesinde oluştuğunu ayrıca düşük sistem basıncı ve yüksek devir sayısında volümetrik verimin maksimum olduğunu ifade etmiş ve devir sayısındaki artış ile kaçakların azaldığını ifade etmiştir (7).

Ercan Toptancı, tek paletli mekanik sistemin vakum pompası olarak geliştirilmesi ve sanayide kullanımı başlıklı yüksek lisans tezinde, sabit tek paletli ve salınır tek paletli vakum pompası mutlak basınç- zaman karakteristik eğrileri değişimlerini incelemiştir. Deney sonucunda, pompanın istenilen performansı verememesi sızdırmazlık problemlerine bağlanmış, bu sorunun çözümünün ise hassas bir imalat ve çok iyi bir sızdırmazlık temini ile giderilebileceği belirtilmiştir (8).

Levent Özumar, Palet ağırlığının pompa performansına etkisi başlıklı yüksek lisans tezinde; rotor çapı=56mm, rotor kanat derinliği= 14mm, rotor kanat genişliği= 3mm, palet boyu=30mm, palet eni=14mm, palet et kalınlığı=3mm olan $Q= 3,7$ lt/dak 'lık Vickers paletli pompa kullanmış, fiber veya çelik palet kullanımı ve palet sayısı değişiminin kaçaklara etkisini analiz etmiştir. Yapılan deneylerde; on yarıklı rotor, firmanın ürettiği orijinal çelik paletlerle (by-pass'lı), on yarıklı rotor düz fiber paletlerle ve sekiz yarıklı rotor düz fiber paletlerle 1000 dev/dak

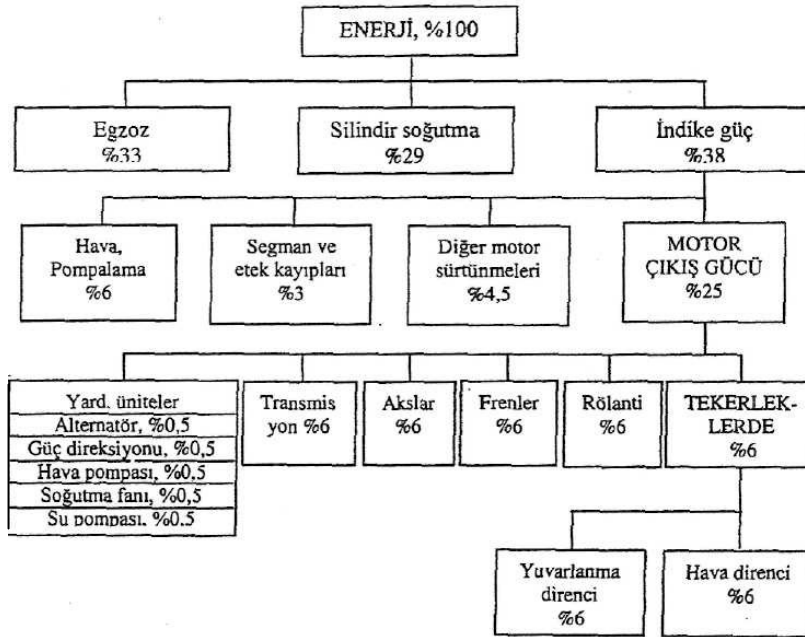
ile çalıştırılarak, sekiz yarıkli rotor ve on yarıkli rotor karşılaştırılmış on yarıkli rotorun kaçakları azalttığı gözlemlenmiştir (9).

Felix Wankel isimli Alman bilim adamı; döner pistonlu motorlar üzerinde ilk çalışmaları yapmış, 1929 yılında döner pistonlu motorların ilk patentini almıştır. Motor 1957 yılında ilk kez Neckarsulm'daki NSU firmasının kontrol ve standında geliştirilmiş, ilk kez 1963 yılında bir taşıta (NSU SPİDER) uygulanmıştır. Dr. FROEDE WANKEL motorlarının geliştirme çalışmalarını sürdürmüştür. Çalışmalarda döner pistonun (Rotor) yan yüzeyleri ve köşeleri için sızdırmazlık elemanları geliştirilmiştir (10).

2.1. İçten Yanmalı Motorlu Taşıtlarda Enerji Dağılımı ve Üretilen Emisyonlar

2.1.1. Taşıt enerji dağılımı

Taşıt enerji dağılım şemasına baktığımızda; 100 birim enerjinin dağılımına bakacak olursak, motorun yanma odasında açığa çıkarılan enerjinin bir bölümü egsoz, soğutma ve radyasyon yolu ile kaybedilir, geri kalan enerji ise pistonu hareket ettirecek P_i 'ye dönüşmektedir. Bu enerji çıkış miline geçerek volandan kullanılabilir enerji alınıncaya kadar, sürtünme ve diğer nedenler ile bir miktar daha kaybedilir. Bu kayıp enerjide P_f sürtünme gücü olarak tanımlanabilir. Motor çıkışından alınan kullanılabilir enerji ise, P_e olarak belirtilmektedir. Şekil 2.1'de taşıt enerji dağılımı görülmektedir. 100 birim enerjinin motor çıkışına gelen sadece 25 birimidir. Motor çıkış milinden ise güç aktarma organları üzerinden tekerleklere ulaşıncaya kadar bu enerjinin bir bölümü de



Şekil 2.1. Şehir içi çevrimine göre taşıt enerji dağılımı (1)

transmisyon kayıpları dediğimiz kayıplara harcanmakta ve tekerleklerden ancak 6 birimlik enerji alınabilmektedir. Rotary olmayan motorlarda pistonla gelen kuvvet bir mekanizma yardımıyla dönel harekete çevrildiği için önemli derecede kayıp olmaktadır. Dolayısıyla içten yanmalı motorların çokta verimli motorlar olmadığı görülmektedir (1).

2.1.2. İçten yanmalı motorlarda açığa çıkan emisyonlar ve zararları

Teorik olarak, ideal yanma sonucunda egzoz gazında; CO₂ (Karbon dioksit), H₂O (Su) ve N₂ (Azot) gibi hava kirliliği açısından çok zararlı olmayan gazlar bulunmaktadır. Fakat pratikte, motorun gereksinimleri ve kullanım alanı, belirlenen teorik hava/yakıt oranı değerinden farklılık gösterebilmektedir. Bunun sonucu olarak, egzoz gazı içerisinde CO (karbon monoksit), HC (Yanmamış hidrokarbonlar), NO_x (Azotoksit), SO₂ (Kükürtdioksit), Pb (Kurşun), C (Karbon) gibi çevre ve insan sağlığına zararlı gazlar açığa çıkmaktadır.

Karbonmonoksit (CO) emisyonu

Silindir içerisinde havanın yetersiz olduğu, yanmanın tam olamadığı durumlarda ortaya çıkar. Havanın % 0,3'ünde CO bulunması yarım saat içerisinde boğularak ölüme neden olmaktadır (2).

Kurum (İs): partikül

Dizel motorlarda; düşük devirlerde hava hareketlerinin az olmasından, yüksek devirlerde ise volümetrik verim azalması ve sürenin yetersizliğinden dolayı karbon tanecikleri is oluşumuna neden olur. Kurum olarak adlandırılan bu partiküllerin oluşumunda yanmamış yakıt, yanmamış yağ ve yanma ürünleri üç temel kaynak olarak gösterilmektedir (11,12).

NO_x (azot oksit)

Yüksek konsantrasyon halindeyken gözlere ve solunum organlarına zarar vermektedir(2).

Motorda çok yüksek yanma derecelerinde ve serbest oksijen ortamında meydana gelmektedir, motor ne kadar verimli olarak çalışırsa ortaya o kadar fazla NOX çıkmaktadır. Azotoksit emisyonu arttıkça partikül emisyonu ise azalma gösterir (13,14,15).

HC (hidrokarbonlar)

Ekzos ve atmosfer içerisindeki oksitlerle birleştğinde çevreyi kirleterek duman formasyonuna neden olmaktadır. Yakıtın tam olarak yanmamasından ve yakıt sistemindeki buharlaşma neticesi kaçaklardan meydana gelir (2).

Kurşun (Pb)

Vuruntuyu önleme ve yağlama için benzine katılır. Benzinli araçlardan atmosfere atılır. İnsana solunum yolu ile direkt olarak zarar verdiği gibi besin maddeleri vasıtasıyla da zarar verebilir (16).

Türkiye genelinde 2003 yılı verilerine göre benzinli araçlardan atmosfere atılan kurşun miktarı yaklaşık olarak 230.000 kg/yıl'dır. Şehir içi bölgelerde kurşun kirleticilerinin ana kaynağı, süper benzin kullanan otomobillerdir (16).

3. SIKIŞTIRILMIŞ HAVAYI ÜRETEN KOMPRESÖRLER İÇİN GEREKLİ ELEKTRİĞİN ÜRETİLMESİ AŞAMASINDAKİ EMİSYONLAR

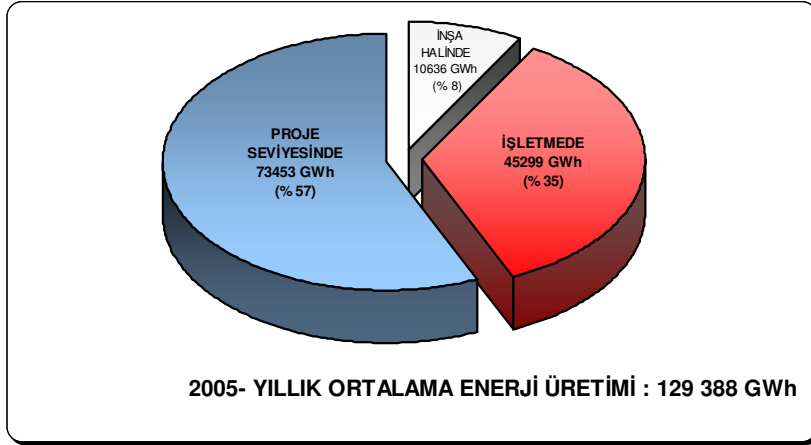
3.1. Sıkıştırılmış Havayı Üreten Kompresörler İçin Gerekli Elektrik Üretimi Aşamasındaki Emisyonlar

Basınçlı havayı sağlayan kompresörlerin kullandığı elektrik birçok yöntemle üretilebilir. Ülkemiz elektrik enerjisi üretiminde; hidroelektrik santrallerin yanında fosil ve nükleer yakıtlı termik ve doğalgazlı santrallerden de yararlanmaktadır.

Hidroelektrik santraller çevre dostudur. Herhangi bir sera gazı emisyonu yoktur. Kullandığı bir yakıt olmadığı için başka bir kirliliğe de neden olmaz. Üretilen her kW-h elektrik için kombine çevrim santralleri 0,215 metreküp doğalgaz, ithal kömür santralleri 0,45 kg kömür tüketir. Kömüre dayalı Termik santraller ürettiği elektriğin, beher kW-h başına atmosfere ortalama 1,35 kg civarında sera gazı yaymaktadır. Doğalgazlı kombine çevrim santrallerinde ise sera gazı emisyonu üretilen elektriğin kW-h başına ortalama 0,400 kg olmaktadır.

Türkiye 433 milyar kWh brüt teorik hidroelektrik potansiyeli ile dünya hidroelektrik potansiyeli içinde % 1 paya sahiptir ve 129,4 milyar kWh/yıl ekonomik olarak yapılabilir potansiyeli ile Avrupa ekonomik potansiyelinin yaklaşık % 15 i mertebesinde hidroelektrik potansiyele sahip bulunmaktadır (17-19).

Ülkemizin ekonomik hidroelektrik enerji potansiyelinin(129,4 Milyar kWh/yıl) %35'i işletmede, %8'i inşa halinde ve geri kalan %57'si ise çeşitli proje seviyelerinden oluşmaktadır. Bu durum Şekil 3.1'de de gösterilmiştir (18).



Şekil 3.1. Türkiye'nin hidro potansiyelinin faaliyet durumu

Hidroelektrik Santraller; enerjiyi depolayabilmeleri, yenilenebilir olmaları, yerli olmaları, doğal kaynak kullanmaları, işletme ve bakım giderlerinin düşük olması, fiziki ömürlerinin uzun oluşu, en az düzeyde olumsuz çevresel etki yaratmaları, kırsal kesimlerde ekonomik ve sosyal yapıyı canlandırması gibi nedenlerle diğer enerji üretim tesislerine göre üstünlük arz etmektedirler (17,18).

Ülkemiz birincil enerji kaynakları açısından çok zengin bir ülke değildir. Enerji ihtiyacının önemli miktarını petrol ve doğalgaz gibi kaynakları ithal ederek karşılamaktadır. Fakat, alternatif enerji kaynaklarını değerlendirip, hidroelektrik santralleri hızlı bir şekilde üretim aşamasına getirdiği takdirde emisyonlar açısından önemli bir iyileşme elde etmiş olur.

4. EMME BASMA İŞLEMİ YAPAN MAKİNALAR

Pompalar, motorlar, kompresörler emme-basma işlemini yapan makinalardır. Paletli sistem bu makinalarda önemli bir yer teşkil etmektedir (20).

4.1. Pompalar

Bir dış kaynaktan aldıkları enerjiyi akışkana veren hidrolik makinalara pompa denir. Mekanik enerjiyi akışkandaki basınç enerjisine dönüştüren makina, aksenal veya dönel hareket yapabilen pompadır. Pompalar ya akışkan kontrolü için ya da güç transferi için dizayn edilirler (20).

Pompanın görevi, akış sağlamaktır, pompalar basınç üretmezler. Basınç; akış hattı üzerindeki elemanların akışa göstermiş oldukları direncin bir sonucudur (21).

Bütün pompalar esas olarak iki şekilde bulunurlar. Pozitif akışlı pompalar *ya da* pozitif olmayan akışlı pompalardır. Pozitif olmayan akışlı pompalar sürekli bir akış üretirler. Fakat bu durum, hız değişiminde meydana gelen iç sızıntılar başlayana kadardır. Sistem basıncı artması halinde kendi eksenlerinde dönerek, hidrolik akışkanı bastıkları hattan geri kaçırma yapabilirler. Bu tip akış değişimleri, basınç değişimleri olarak belirir. Pozitif akışlı pompalarda ise kalp atışları gibi periyodik aralıklı bir akış üretilir. Fakat bu akış, hız değişimlerinde iç sızıntı yapmaz. Yani her zaman emdikleri akışkanı aktarmak zorundadır. Geri kaçırma söz konusu değildir ve pompa çıkış değerleri sistemdeki basınç değişmelerinden etkilenmez. Dolayısıyla; pozitif akışlı pompalarda geri kaçırma söz konusu olmadığı için basıncın artması halinde emniyet valfi yoksa pompa mekanik olarak dayanamaz ve bir yerinden çatlayabilir (21,22).

Pozitif iletimli pompalar, teorik olarak geometrik yapıları nedeniyle emdiklerinin tamamını çıkışa kadar süpürerek basabilirler. Bu pompalar, konstrüktif bakımdan dişli, pistonlu ve paletli olmak üzere üç tiptir. Genelde bu tip pompalarda genişleyen hacim emme bölgesini, daralan hacim ise basınç bölgesini göstermektedir.

Hidrostatik transmisyonlarda güç transferi pompalarının hemen hepsi hidrostatik, bir başka ifadeyle pozitif deplasmanlı makinelerdir (20).

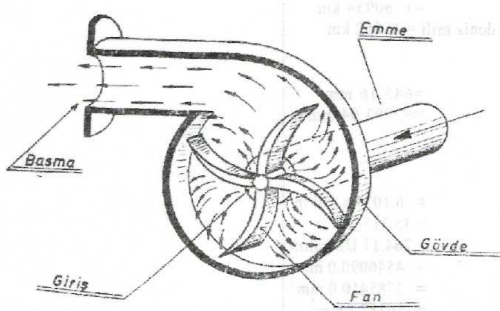
Daimi akışta, pompadan çıkan akışkan zerreciklerinin birbirine yapışık olduğu kabul edilir. Gerçekte ise; pompa, şaftın dönüşüne bağlı olarak belirli bir miktardaki akışkanı periyodik aralıklarla çıkışa gönderecektir. Bu periyod aralıklarının ihmal edilecek kadar küçük olması nedeniyle akışta devamlılık görülür (2).

Pompalar, akışkana hidrostatik enerji kazandırmasına rağmen, santrifüj pompalarda olduğu gibi akışkana hidrokinetik bir enerji vermezler. Yani santrifüj pompalarda, akışkana dönen elamanın yapısı gereği bir kinetik enerji kazandırılıp hızlandırılmaktadır. Pozitif deplasmanlı pompalarda küçük hacimdeki akışkan itici (dişler, kanatlar, piston) ile gövde arasına sıkışıp girişten çıkışa iletilir. Bu tip pompalarda çıkışta bir sınırlama yoksa basınç farkı genelde sıfırdır. Eğer çıkış hattında herhangi bir sınırlama (kesit daralması veya bilerek vanalarda sıkıştırma) olursa sistem yapısı gereği ve akışkan sıkıştırılmaz olduğundan basınç oluşacaktır (23).

4.1.1. Hidro kinetik (rotodinamik- santrifüj) pompalar

Yaygın şekli ile hidrokinetik veya rotodinamik pompa Şekil 4.1'de gösterilmiş olup santrifüj pompa olarak da tanınır. Santrifüj pompayı gözönüne alalım ve bunun su ile dolu olduğunu farzedelim. Fan döndürülürse fanın kanatları içindeki su harekete geçer ve meydana gelen santrifüj kuvvet bu suyu kanatlardan dışarı doğru atar. Bu suretle fanın iç tarafında bir boşluk(vakum) oluşur ve suyun emildiği kuyunun üzerindeki atmosfer basıncı emme borusundaki suyu harekete geçirir. Bu su emme borusunda ki belirli bir hız ve basınçla fana girer; buradan gövdeye geçerken yerine hemen yeni su gelir ve böylece döngü devam eder. Gövde dahilindeki su kütlesi üzerinde meydana gelen basınç, çıkış borusundaki suyu harekete geçirir Gövdede, su öyle bir şekilde yol takip etmelidir ki, su şeritlerinin yön (istikamet) değiştirmesinden ve türbülanslardan meydana gelen kayıplar, mümkün olduğu kadar küçük olsun. Bunun için de gövdenin helezonî olması lâzımdır. Şaft ve rotor genellikle radyal

kanatlardan yapılır ve bu kanatların dönme hareketi sonucunda enerjiyi sıvıya iletirler. Sıvıya nakledilen enerji yerel sıvı hızında artışa sebep olur ve sonuçta akışı kısıtlanırsa basıncı yükselir (24).



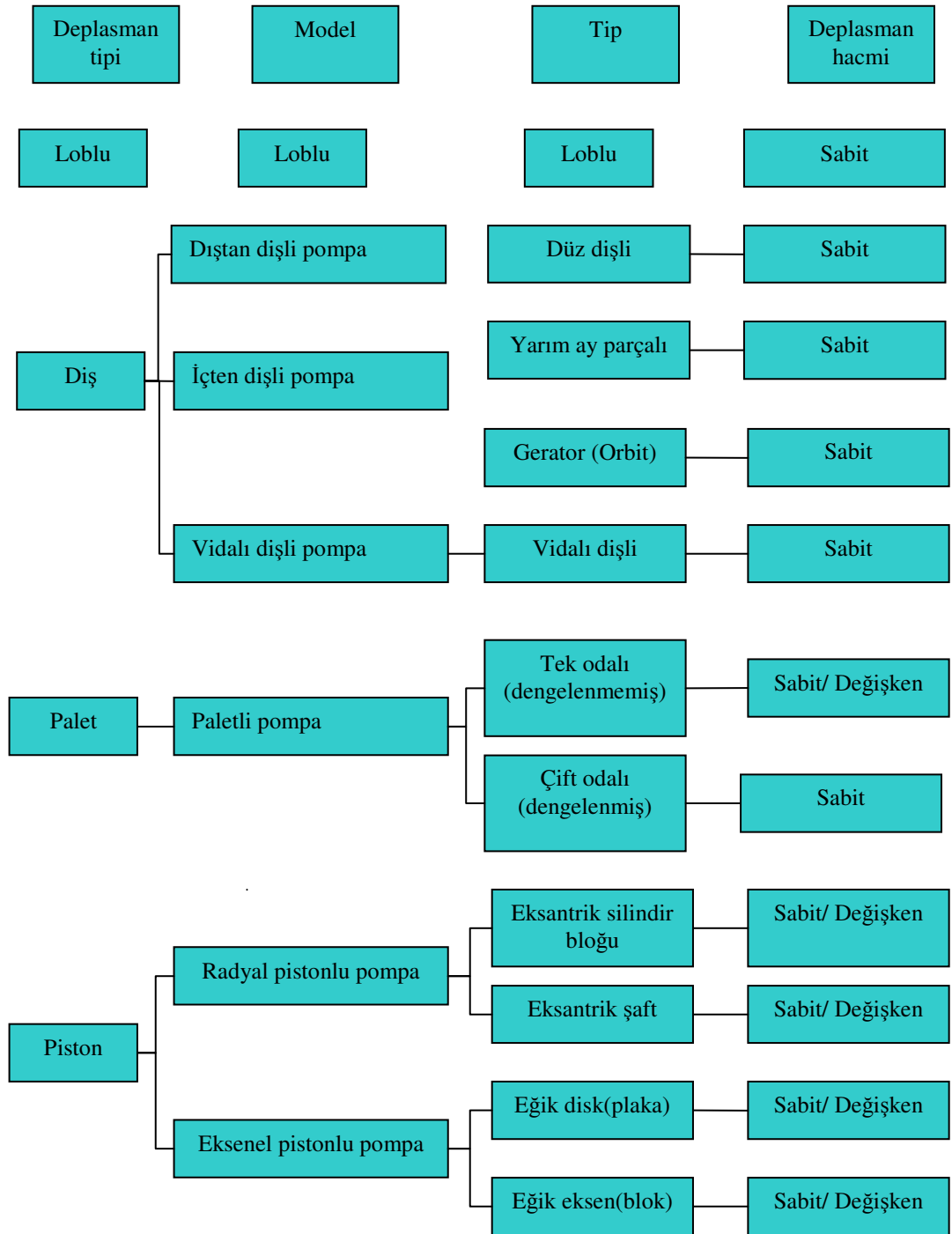
Şekil 4.1. Santrifüj pompa (24)

Pozitif olmayan akışlı pompalar, santrifüj ve propeller tip olmak üzere iki şekilde yapılırlar. Santrifüj tip pompalar aksiyal ya da radyal olabilirler. Difüzör tipleri de vardır. Propeller tipinde olanı ise bir vantilatör gibi çalışır (22). Santrifüj pompalar düşük veya orta çıkış basınçlarında geniş akış hızları gerektiğinden ve güç kaybının önemli olmadığı hallerde kullanılır. Kirli akışkan taşımaya uygundur. Ortak özellikleri ise, girişteki kısıtlamalar etkilidir

4.1.2. Hidrostatik(pozitif deplasmanlı) pompalar

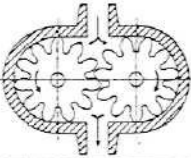
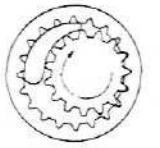
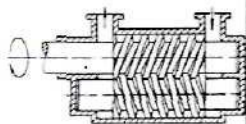
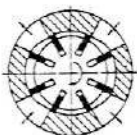
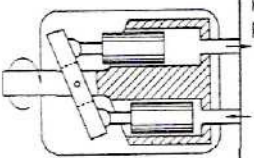
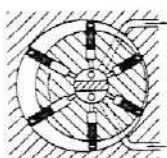
Bu tip pompalar, aldığı vereni veren pompalardır. Pompanın haznesi arasına alınan sıvı akışkan, sıvılar sıkıştırılmayacağı için hacmi küçültülmeyen çıkışa boşaltılır. Konstrüksiyon farkı yok ise ve sıkıştırma hacmi uygulaması yok ise, bu durum pnömatik için de geçerlidir. Basıncın artışı pompa çıkışını kısarak yapılır. Pompalar akışın türüne, deplasman hacminin sabit veya değişken oluşuna, pompa milinin radyal veya aksiyal oluşuna ve pompalama elemanlarının bir takım konstrüktif özelliklerine göre çeşitlilik gösterirler. Şekil 4.2'ye bakıldığında pompaların; dişli, paletli, pistonlu olmak üzere üç ana tip olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.1'de ise çok kullanılan Pozitif iletimli, sabit debili pompaların tanıtıcı büyüklükleri(özellikleri) verilmiştir (25).



Şekil 4.2. Pozitif iletimli pompaların çeşitleri

Çizelge 4.1. Pozitif iletimli sabit debili pompaların tanıtıcı büyüklükleri (26)

	Yapı şekli	Devir sayısı aralığı $\frac{1}{\text{dak}}$	Yer değiştirme hacmi (cm^3)	Anma basıncı (bar)	Toplam verim
	Dişli pompa, dıştan dişli	500 - 3500	1,2 - 250	63 - 160	0,8 - 0,91
	Dişli pompa, içten dişli	500 - 3500	4 - 250	160 - 250	0,8 - 0,91
	Vidalı pompa	500 - 4000	4 - 630	25 - 160	0,7 - 0,84
	Kanatlı pompa	960 - 3000	5 - 160	100 - 160	0,8 - 0,93
	Eksenel pistonlu pompa - 3000	100	200	0,82 - 0,92
		750 - 3000	25 - 800	160 - 250	0,82 - 0,92
750 - 3000	Eksenel pistonlu pompa	750 - 3000	25 - 800	160 - 320	0,8 - 0,92
	Radyal pistonlu pompa	960 - 3000	5 - 160	160 - 320	0,90

4.1.3. Dişli pompalar

Dişli pompaların yaygın olan üç tipi vardır; dıştan dişli, içten dişli ve vidalı tipidir. Dişli pompalar sabit debili pompalardır. Yani; pompa tahrik milinin her dönüşünde yer değiştiren yağ miktarı daima teorik olarak aynıdır. Teorikte aynıdır, çünkü;

pompalarda dahili sızıntı ve kaçaklar vardır. Dişli pompalar en ucuz tür olup orta basınçlarda kullanılır (21).

Dıştan dişli pompa

Düz dişli pompa

Dişli pompada; dişlilerin birbirinden ayrıldığı bölge (genişleyen hacim) emiş bölgesidir. Dişlilerin ayrılması ile pompa içerisinde bir vakum oluşur ve akışkan içeriye hücum ederek diş boşluklarını doldurur. Pompa mili döndükçe diş boşlukları ile gövde arasında hapsedilen akışkan diş üstü ile gövdenin içi arasında boşluk olmadığı için çıkış bölgesine kadar süpürülür. Dişlilerin birleşmesi (daralan hacim) ile akışkan, eğer önünde bir kısıtlama varsa basıncı artmış olarak yüksek basınç hattına gönderilir (27,28).

.

İçten dişli pompa

Yarım ay parçalı pompa

İki tane dişlisi vardır. Birisi halka şeklindedir ve iç kısmına diş açılmıştır. Diğer dış kısmına diş açılmış dişlidir. Çevre dişlisi ana mile bağlanmıştır, ana milden dönme hareketini alan çevre dişlisi göbek dişlisini de aynı yönde döndürür. Göbek dişlisi ile çevre dişlisinin eksenleri kaçıktır. Bu iki dişli arasında yarım ay şeklindeki ayırma elemanı bulunmaktadır. Bu ayırma elemanının görevi, dönme hızları farklı olan, çevre dişlisi ile göbek dişlisinin diş boşluklarına dolan akışkanı, emme ve basma odalarının sınırladıkları aralıkta birbirinden ayırmaktır. Bu pompalar da diğer dişli pompalar gibi dişlerin arasına dolan akışkanı, dönerken basma menfezine basarlar (28).

Gerator tipi içten dişli pompa

Ortadaki dişli, çeviren dişlidir ve elektrik motoru tarafından döndürülür. Kendisi dönünce içten dişli olan büyük dişliyi döndürür, dişler birbirinden ayrıldığı zaman bir hacim meydana gelir ve akışkan içeriye girer. Sonra dönme sırasında meydana gelen hacim küçülmesi sonucu yağ diğer kısma basılır (28).

4.1.4. Pistonlu pompalar

Pistonlu pompalar; genel olarak radyal ve aksel olmak üzere iki ana modelde imal edilirler. Yüksek basınçlarda kullanılabilir ve değişken kapasiteli yapılabilirler.

Radyal pistonlu pompalar

Değişken debili kontrüksiyonda yapılabilirler. İki tipi vardır. Eksantrik şaftlı ve eksantrik silindir bloklı. Radyal pistonlu pompalar düşük debi ve yüksek basınç değerlerinin istendiği durumlarda kullanılır.

Eksantrik şaftlı pompa

Pistonlar, pompa milinin çevresine radyal olarak dizilmişlerdir. Mile eksantrik bir kam bağlanmıştır. Kamın yüzeyine her bir pistonun pabucu dayanır. Ortada eksantrik olarak dönen pompa mili, pistonları ileri geri hareket ettirerek, her bir pistonun emiş strokunda akışkanın gövdeden çek valf vasıtası ile çekilmesini sağlar. Akışkan boşalması çıkışa bağlı manifold içerisine diğer bir çekvalf vasıtasıyla yapılır. Düşük debi fakat çok yüksek basınç üretilir. Merkezdeki kam ayarlanarak sabit veya değişken basınç ve debi elde edilebilir (29). Pistonlar pompa çıkışındaki dalgalanmaları azaltmak için tek sayılı yapılır.(3,5,7..gibi)

Eksantrik silindir bloklu pompa

Yapısal olarak dengelenmemiş paletli pompalara benzerler. Mile yataklandırılan silindir bloğu, pistonları üzerinde taşır ve göbekte bulunan sabit valf, emiş strokunda akışkanın girişine yol verir, kompresyon strokunda boşaltma akışkanına geçiş verir. Pompa debisi kovanın eksantrikliğini değiştirerek yapılır.

Eksenel pistonlu pompalar

Eriştikleri basınç yüksek seviyelerdedir. Değişken debili konstrüksiyonda yapılabilirler. Pompalama hareketi, dönen ya da sabit gövde içinde eksenel yerleştirilen pistonlarla sağlanmaktadır. Bu pistonların girip çıkma hareketini sağlayan yapı türüne göre eğik eksenli(bloklu) ve eğik diskli(plakalı) olarak adlandırılırlar. Eksenel pistonlu pompa ve motorlar da, eğik plakanın veya rotorun dairesel hareketini, doğrusal harekete çeviren pistonlar mevcuttur (35). Eksenel pistonlu pompalar yüksek basınçlarda ve yüksek devirli tahrik kaynağı ile birlikte kullanılırlar. Verimleri yüksektir ve değişken debili tipleri mevcuttur. Bunlar değişik kumanda şekillerinde pompalar olabilmektedirler.

Eğik disk(plaka) pistonlu pompalar

Silindir bloğu dönen ve silindir bloğu dönmeyen olmak üzere iki tipi vardır. Bu tip pompalarda iki önemli bölge mevcuttur. Birincisi eğim plakası-kayıcı pabuç bölgesidir, İkinci önemli bölge ise dağıtım plakası-silindir bloku etkileşim yüzey bölgesidir (31).

Silindir bloğu dönen eğik disk(plaka) pistonlu pompalar

Plakanın eğim açısı dolayısıyla pistonların kus boyları değiştirilerek debi ayarı yapılabilir. Eğiklik açısı sabit yapılmış ise sabit debili, değişebilir açılı ise değişken debilidir. Milin dönmesi ile rotor veya silindir bloku döner ve bu da pistonların kendi silindirleri içinde doğrusal hareketini sağlar. Silindir bloğu döner, plaka sabittir.

Dolayısı ile eğiklikten kaynaklanan kurs farkı pompanın basma kabiliyetini sağlar. Piston alt ölü noktaya gelirken emme işlemi yapar(genişleyen hacim)Basarken pistonlar üst ölü noktaya gelir(daralan hacim) (30).

Silindir bloğu dönmeyen eğik disk(plaka) pistonlu pompalar

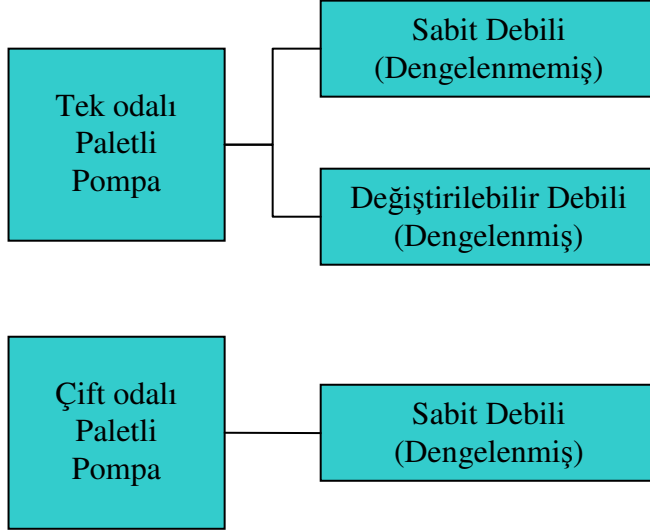
Eğik plakanın tahriki ile, pistonların blok içerisinde gidip gelmesi gerçekleştirilir. Pistonun çıkma hareketini, piston önüne yerleştirilen bir yay veya içerde oluşturulabilecek düşük basınçlı akışkan sağlayacaktır (30). Plaka eğim açısı değiştirilerek debi ayarı yapmak mümkündür.

Eğik eksen(blok) pistonlu pompalar

Pistonlar, gövde içinde yataklı ve döner bir piston bloğu içinde çalışırlar. Tahrik mili ile pistonların eksenleri belli bir açısız konumdadır. Mil, blok ekseni ile belirli bir açı yapar. Mil döndürüldüğünde, mafsalı piston kolları ile pistonlar, silindir blokunda ki yuvalarında gidip gelme hareketi yaparak emme ve basma işlemini gerçekleştirirler (21,32).

Eğik bloklı pistonlu pompalarda bloğun eğimi büyüdükçe pistonların ileri geri hareketinde alacakları yol, yani pistonun kursu büyür. Bu sırada pompanın debisi en büyük değerini alır. Çünkü kurs büyüdükçe pistonlar silindirlere daha fazla akışkan çekmiş olurlar. Blokların eğimi azaltıldığında, pistonların ileri geri hareketlerdeki yolu, yani pistonun kursu azalır. Bunun sonucu olarak pistonlar içeriye daha az akışkan alırlar ve basarlar. Sonuç olarak Debi azalmış olur. Bloğun eğimi sıfır olursa, pistonların kursu da sıfır olur. Pompa mili dönerken pistonlar ileri geri hareket edemezler ve oldukları yerde dönerler. Sonuç olarak yağı emip sisteme basamazlar. Debi sıfır olur.

4.1.5. Paletli pompalar



Şekil 4.3. Paletli pompaların sınıflandırılması

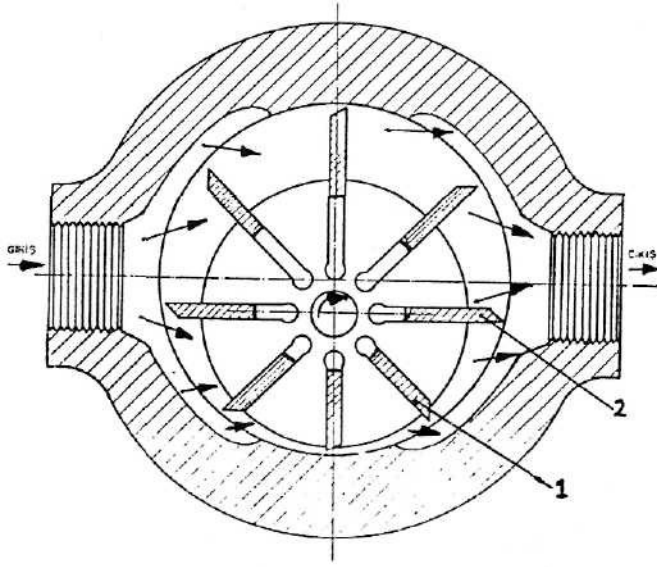
Şekil 4.3’de gösterildiği gibi tek odalı(değiştirilebilir debili) ve çift odalı(sabit debili) olmak üzere iki tipi vardır. Tek odalı tipi dengelenmiş ve dengelenmemiş olarak tasarlanabilir. Paletli pompalar düşük ve orta basınçlarda yüksek debi değerlerinde kullanılır.

Tek odalı(dengelenmemiş)(değiştirilebilir debili) pompalar

Sabit debili ve değiştirilebilir debili olmak üzere iki tipi vardır

Tek odalı sabit debili paletli pompa

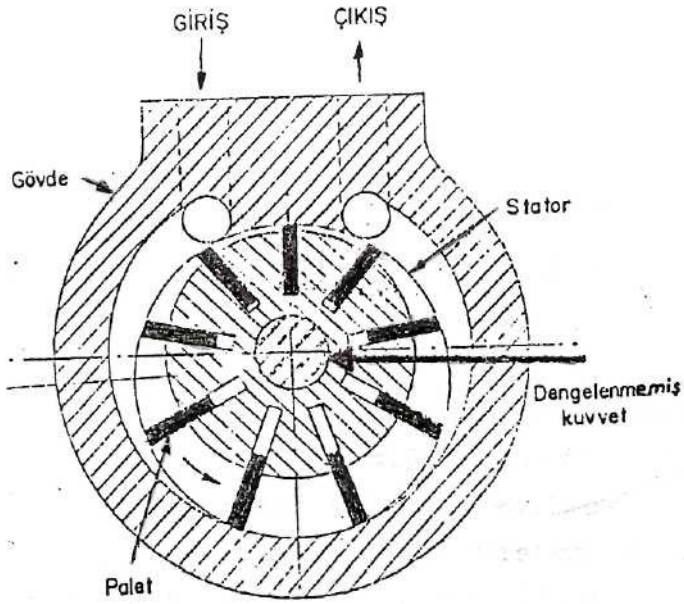
Şekil 4.4’de pompanın 1 ve 2 no’lu kanatları *çıkıştan* geçerken yaptığı boşaltma görülüyor. Sıvılar sıkıştırılmadığından sıvı iki kanat arasında çıkışa gidene kadar hacmi küçültülemez ve basıncın artışı pompa çıkışını kısarak (kısıtlayarak) yapılır. Bunlarda rotor dönmesini durdurana kadar *çıkışın* kapatılmaması gerekir. Çünkü *boşalan* sıvının tek *çıkış* yolu burasıdır. Eğer kısılma yapılırsa pompa ciddi hasar görür (33) .



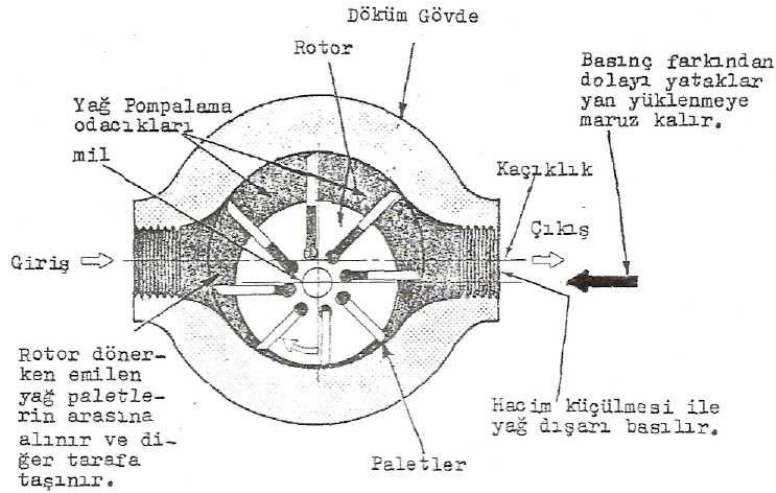
Şekil 4.4. Paletli (kanatlı, vane) pompa (33)

Pompa da rotor gövde içinde merkezden sapmış (ofset) konumdadır, kanatlar giriş ve çıkış deliklerinden geçerken bir kam halkası ile sınırlandırılmıştır. Kanat uçları gövde ile temas halinde olduğundan akışkan sızıntısı çok azdır, buna karşılık kanat uçlarında ve gövdenin kendisinde aşınma fazladır. Buna rağmen rotor yüzeylerinde ve gövde yan taraflarında halen sızıntı mevcuttur. Pompa kapasitesi; kanat itişi, kanat kesit alanı ve dönüş hızı ile belirlenir. Giriş ve çıkış delikleri arasındaki basınç farkı (konstrüksiyon farklılığına göre Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da kanatlar üzerinde şiddetli bir yük ve rotor şaftı üzerinde yatak arızasına yol açabilen büyük bir yan yük yaratır (27).

Şekil 4.6'daki konstrüksiyonda rotor döndüğünde en büyük hacim ile en küçük hacim arasındaki fark kadar akışkan süpürülerek çıkış hattına gönderilir (31).



Şekil 4.5. Paletli pompa elemanları ve çalışma prensibi (30)

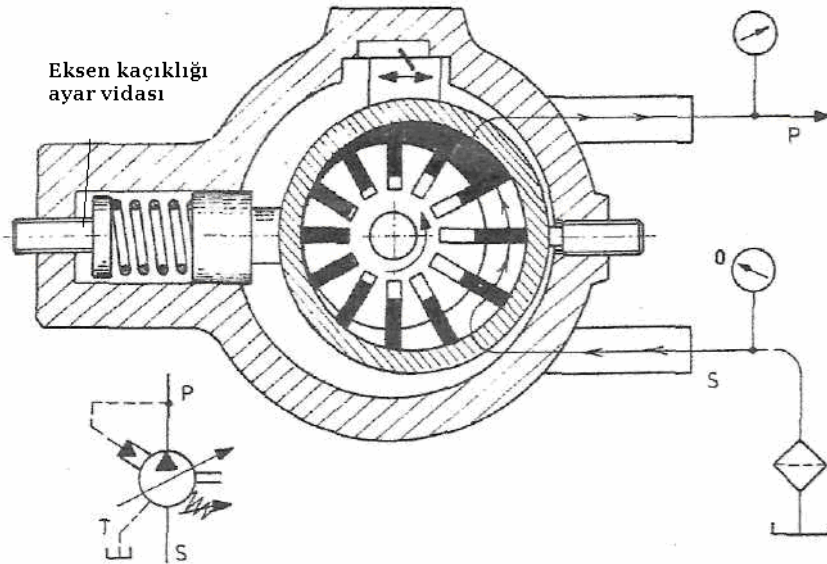


Şekil 4.6. Paletli pompanın elemanları ve çalışması (28)

Tek odalı (değiştirilebilir) debili paletli pompa

Çalışma prensibi tek odalı sabit debili pompa ile aynıdır. Dengelenmiş tip kanatlı pompalar, yüksek frekans vurutusuna meydan vermeden, daha düzgün bir akışkan akışı sağlarlar Kanatlı pompada pompanın debisi; kanat genişliğine ve stroka bağlıdır. Genişlik sabit olduğu için, debi ancak strokun değiştirilmesi ile sağlanabilir.

Farklı olarak bu pompada debide ayarlanabilir. Rotorun gövde eksenine ile arasındaki kaçıklık artırıldıkça pompanın debisi artar. Rotorla gövde iç dairesi arasındaki eksen kaçıklığı azaldıkça da pompanın debisi azalır. Eksen kaçıklığı bir vida ile ayarlanabilir. Eksantrik stator, Şekil 4.7’de gösterildiği gibi bir yay vasıtasıyla maksimum taşıma pozisyonunda tutulmuştur. Rotor ile stator arasındaki akışkanın basıncı giderek artar ve yavaş yavaş yay basıncını yener ve eksantrik statoru sürekli olarak akışkanı taşıramayacak hale gelinceye kadar merkezileştirir. Akışkan basıncı düştüğü zamanise, yay statoru geriye, eksantrik hale geri getirir ve akışkan yeniden yer değiştirmeye başlar. Basınç yayın ayarlanması ile değiştirilebilir (21-28).



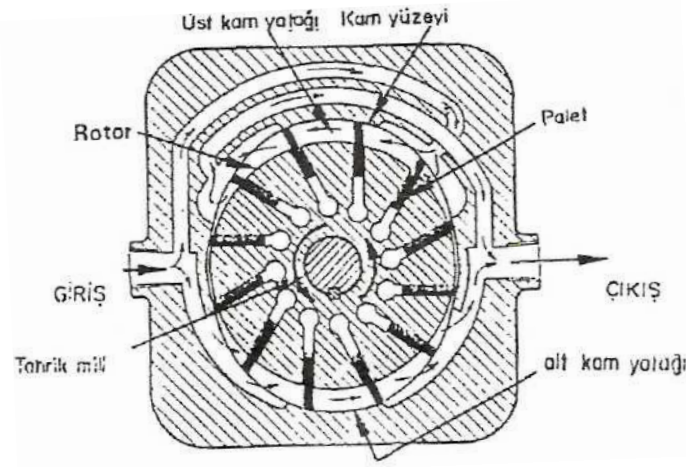
Şekil 4.7. Rotorun eksen kaçıklığı ayarlanabilen değişken debili paletli pompa (28)

Çift odalı(sabit debili) pompa

Şekil 4.8’de çift odalı dengeli bir kanatlı pompayı gösterilmektedir. Bu pompanın özelliği, iki giriş ve iki çıkış deliği ile birlikte eliptik bir kam halkası olmasıdır. Kanatlar üzerinde yine basınç yükü vardır. Fakat karşılıklı iki daralan ve genişleyen bölge olduğundan, emme ve basma hatları da karşılıklı ikişer adettir. Konstrüktif düzenlemeyle bu hatlar karşılıklı olarak birleştirilip, pompanın tek emme ve basma hattını oluşturmaktadır. İki eş değer pompa yarımı rotor üzerinde eşit fakat zıt yönlü

kuvvetler yaratır. Bu kuvvetler, şaft ve yataklar üzerinde sıfır net kuvvet üretirler. Dolayısıyla rotor üzerine etkiyen akışkan kuvvetleri dengelenmiş olur.

Dengeli kanatlı pompaların çalışma ömrü, dengesiz kanatlı pompalara göre daha fazladır. Bir kanatlı pompanın kapasitesi ve basınç oranları dışlı pompalardan daha düşüktür, fakat azaltılan sızıntı volümetrik verim artışı sağlar (27,31).



Sekil 4.8. Dengelenmiş paletli pompa (29)

Eliptik olan hazneli sistemde, rotorun bir tam devrinde paletler 2 defa içe ve dışa doğru hareket ederek sistem dengelenmiş ve yataklara gelen yük elimine edilmiş olur (22).

Paletli pompalarda paletlerin kaçak olmayacak biçimde yüzeye temas halindeyken yüzeyi de aşındırmamasını isteriz, fakat bu işlem ancak optimum bir nokta bulmakla gerçekleşir. Kayıplar her zaman olacaktır. Kayıpları ve aşınmayı azaltmak için paletlerin, rotor dönüşüyle gövde iç yüzeyine temas edip bir taraftan sızdırmazlığı sağlarken diğer taraftan da aşınmayı önleyecek şekilde tasarlanması ve imal edilmesi gerekmektedir. Paletler ile gövde iç yüzeyinde viskoz akışkan filmi yeterli kalınlıkta olmalıdır. Başka bir ifadeyle palet üst yüzeyi kam veya gövde iç yüzeyinden çok fazla ayrılırsa çıkıştan girişe akışkan kaçağı büyük boyutlara ulaşabilecek ve sistem performansı olumsuz yönde etkilenecektir (sistemin Volumetrik verimi düşecektir). Bahsedilen bölgede yağ filmi metal - metal temasını önleyecek yeterli kalınlıkta

olmalıdır. Bu nedenle, paletlerin hidrolik dengesi çok önemli olmaktadır. Paletlerin rotor ilk harekete geçişte veya çok düşük hızlarda santrifüj kuvvet yeterli olamadığı için yuvada hareket edemediği durumlar olabilmektedir. Bu dezavantaj paletli pompalarda minimum hız sınırını doğurmaktadır. Endüstriyel pompalarda bu hızın 500-600 d/dak olduğu söylenebilir (31).

4.2. Motorlar

Motor denince öncelikle İ.Y.M'lar veya elektromotorlar akla gelir. Her ne kadar İ.Y.M'larda biyel ve krank mili gibi iletim elemanları ile doğrusal hareket dönel bir harekete çevrilmiş olsa da, her iki durumda da dönme söz konusudur. Doğrusal bir hareket sağlayan cihaza motor adı verildiğine çok rastlanmasa da bu kavram aslında enerjiyi mekanik işe dönüştüren bir makina anlamına gelir (25). Pnömatik ve hidrolikte motorların referansları pompalardır. Pompa ve motorlar benzerlikler göstermektedir. Birçok pompa türü basınçlı akışkan verildiğinde motor olarak çalışabilir. Hidrolik pompa tiplerinin hemen hemen hepsi, hidrolik ve pnömatik motor olarak kullanılabilir. Motorlar, pompalar ile aynı görünümde olmalarına rağmen çalışma prensipleri terstir (34).

Pompalar bir dış kaynaktan aldıkları enerjiyi akışkana verir, motorlar ise akışkanın bünyesinde basınç, hız veya hem basınç hem hız formunda bulunan enerjiyi mekanik enerjiye çevirirler (20).

Motorlar; girişlerindeki yüksek basınç çıkışlarındaki düşük basınç arasındaki farktan dolayı döndürme momenti(tork) üretirler. Motordan elde edilen tork, bu iki basınç arasındaki farka yani akışkanın basıncına ve akışkanın etki ettiği yüzeyin büyüklüğüne bağlıdır (21,28).

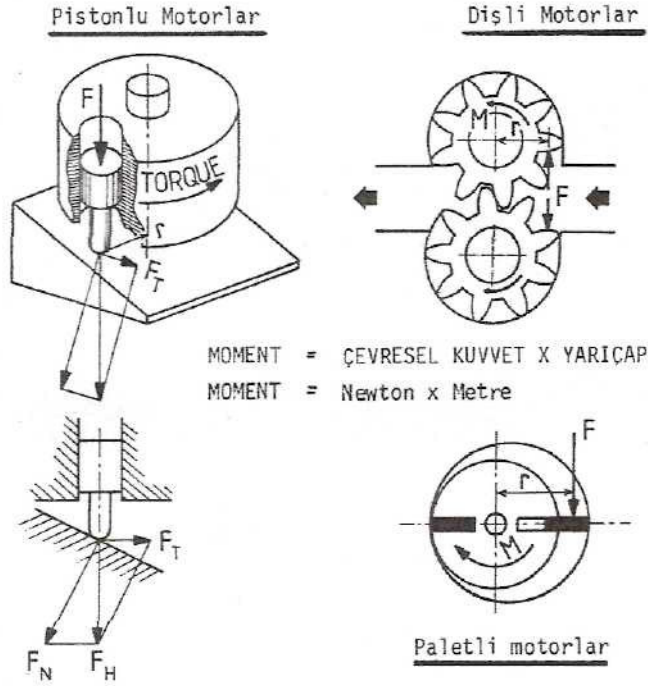
Motorlarda genişleyen hacmin oluşması ile dönme enerjisi oluşturulurken, küçülen hacmin olduğu bölgede basıncı düşmüş(enerjisi kaybolmuş) akışkan bulunur (30).

Motor kapasitesi boyutları, pompada olduğu gibi makinenin ihtiyaç duyduğu güce göre değil, ihtiyaç duyulan çıkış momentine göre tesbit edilir. Bunun sonucu olarak motor, istenen belirli bir güç için geniş bir moment dağılımını karşılaması gerekir. Bu şartlar, ya dişli kutusu kullanılarak motor çıkış momenti yükseltilir, ya da yüksek momentli, alçak hızlı direkt tahrikli motor kullanılarak gerçekleştirilebilir (20).

Hidrolik ve pnömatik olmak üzere 2 tip enerji ile çalışan motorlar vardır. Hidrolik sistemde basınçlı yağın enerjisi mekanik enerjiye çevrilir; pnömatik sistemde ise basınçlı havanın pnömatik enerjisi mekanik enerjiye çevrilir (35).

Hidrolik silindirlerle doğrusal hareket üretilir. Salınlı motorlarda ise açısal hareket üretilir, hidrolik motorlarla yüksek basınçtaki akışkanları kullanarak dairesel hareket yüksek döndürme momentleri elde edilebilir. Pnömatikte de sadece dönel bir hareket türetildiği ya da aktarıldığı zaman motordan bahsedilir (36).

Motorun cinsine göre şekil 4.9'de gösterildiği gibi değişik çalışma prensipleri vardır. Basınçlı akışkan dişlilere, paletlere veya pistonlu motorlarda da piston yüzeylerine etki ederek dairesel hareket için onların bağlı olduğu milleri döndürür. Dönme hızı da gönderilecek akışkanın debisine bağlıdır. Devreye konacak bir akış kontrol valfi ile daha az akışkan gönderildiğinde daha ağır bir dönme hareketi elde edilir. Daha fazla akışkan motora gönderildiği zaman da daha hızlı bir dairesel hareket elde edilir ki bu işlem kapasite değişimi ile de yapılabilir.. Motorun yönünü değiştirmek için ise kullanılan yön kontrol valfinin pozisyonu değiştirilir ve akışkanı diğer tarafa yönlendirerek farklı yönde dönme hareketi sağlanabilir (28).



Şekil 4.9. Motorların çalışma prensibi (28)

4.2.1. Hava ile çalışan(pnömatik) motorlar:

Basıncılı hava enerjisini mekanik dönme enerjisine dönüştüren elemana hava motoru adı verilir. Çok kullanılan iş elemanlarından biridir. Hava motorları yapılarına göre 4 alt grupta adlandırılır

- Pistonlu hava motorları (radyal eksenel)
- Kanatlı hava motorlar
- Dişli hava motorları
- Türbin tipi hava motorları (radyal eksenel çevresel)

Pnömatik sistemde doğrusal hareketi üretmek için silindirler, dairesel hareketi üretmek içinde ise pnömatik motorlar kullanılır (28).

Hava motorlarının özellikleri

- Yapıları küçük, hafif ve az yer kaplarlar
- Patlamaya karşı emniyetlidirler.

- Pnömatik enerji kaynağı olan hava, atmosferde sınırsızdır.
- Hava temizdir, meydana gelecek sızıntılar çevreyi kirletmez ve pislik yapmaz.
- Kolay harekete geçer.
- Sınırsız ve kademesiz hız(devir) ayarı yapılabilir.
- Hareket devam ederken dairesel hareketin hızı azaltılıp yükseltilebilir.
- Yüksek hızlarda çalışabilirler.
- Döndürme momenti ayarı mümkündür.
- Pompanın debisi azaltılarak dinamik fren yapılabilir.
- Hareket devam ederken dönüş yönü istenildiği zaman tersine çevrilebilir.
- Aşırı ve ani yüklenmelere karşı güvenlidirler.
- Pnömatik motorlar, düşük devirlerde yüksek döndürme momenti sağlarlar. Devir arttıkça döndürme momenti azalır(Bu yüzden yüksek devirlerde büyük kuvvetler karşısında durabilirler). Pnömatik motorun büyük kuvvetler karşısında durması veya geriye dönmesi motora hiçbir zarar vermez.
- Rotary tiplerin de bunlara ek olarak; subaplar ve onların zamanlamasını yapan kam mili olmadığı için sürtünme kayıpları azaltılmıştır. krank- biyel mekanizmasındaki kayıpları ortadan kaldırmış. Dönme hareketi bir dönüşüm ile değil doğrudan sağlanmışır (28,34,36).

Dezavantajları

- Egsoz yapılan gaz atmosfere atıldığı için Hava sarfiyatı fazla olur
- Hava sıkıştırılabilir olduğu için kuvvetler, belli miktarların üzerine çıkmakta zorlanabilir.
- Hava sıkışabilir olduğu için pnömatik pompa ve motorların hızının sabit kalmasında zorluk yaşanabilir.

Pistonlu motorlar:

Pistonlu motor tipi de kendi arasında, radyal ve aksenal pistonlu motorlar olmak üzere iki alt gruba ayrılır. Radyal pistonlu motorlar en çok pnömatik uygulamalarda

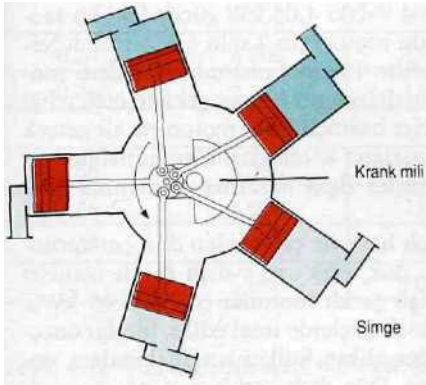
kullanılırken aksenal pistonlu motorlar genellikle hidrolik uygulamalarda kullanılır (27).

Pistonlu hava motorları sola ya da sağa dönecek şekilde ayarlanabilirler (36). Şekil 4.10'de gösterilen radyal pistonlu motorlarda, bir krank milinin etrafında dizilmiş pistonlara giren basınçlı hava enerjisi, krank milinde mekanik döndürme hareketi meydana getirir (37).

Düzen bir çalışma için çok sayıda pistona gerek vardır. Düşük devirlerde çalışabilirler. Dolayısıyla büyük momentler üretebilirler. Yük altında 500-1500 dev/dakikalık devir elde edilebilir (36).

Motorların gücü

- Girişteki havanın basıncına,
- Piston sayısına
- Piston yüzeyi alanına
- Piston hızına bağlıdır.



Şekil 4.10. Radyal pistonlu basınçlı hava motoru (36)

Eksenal pistonlu motorların çalışma ilkesi radyal pistonlu motorların çalışma ilkesine benzerdir. Motor miline paralel olarak yerleştirilmiş pistonlar basınçlı havanın etkisi ile aşağı hareket ederken motor miline eğik olarak bağlı bulunan plakayı döndürürler.

Motor miline eğik olarak yerleştirilen plâkaların dönmesiyle motor milide(tahrik mili) döndürülmüş olur (34).

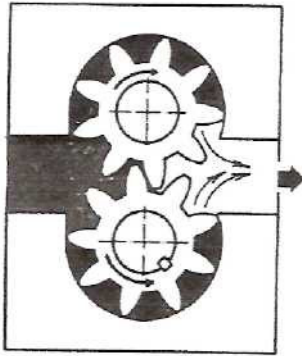
Eksenel pistonlu motorun hızı salınım plakasının açısı ayarlanarak değiştirilebilir (37).

Motorun düzgün bir şekilde çalışması ve dengeli bir moment dağılımı için iki piston aynı zamanda basınç altına alınır (36).

Dişli hava motorları

Döndürme momenti basınçlı havayla tahrik edilen ve karşılıklı olarak çalışan dişli çarklar aracılığı ile elde edilir. Dişli çarklardan biri tahrik mili üzerine takılmıştır. Bu tip hava motoru yüksek güç gereksinimi (44 kW/60 hp) olan yerlerde kullanılır. Düz ve helisel dişli tipleri kullanılabilir (28).

Şekil 4.11’de bir dişli tip motor görülmektedir. Sol taraftan dişlilere etki eden yüksek basınçtaki akışkan, dişlilerin yüzeyine etki ederek bir çevresel kuvvet doğurur. Bu kuvvetle dişlilerin yarıçapını çarptığımızda milin dönmesini sağlayan döndürme momenti elde edilir (28).

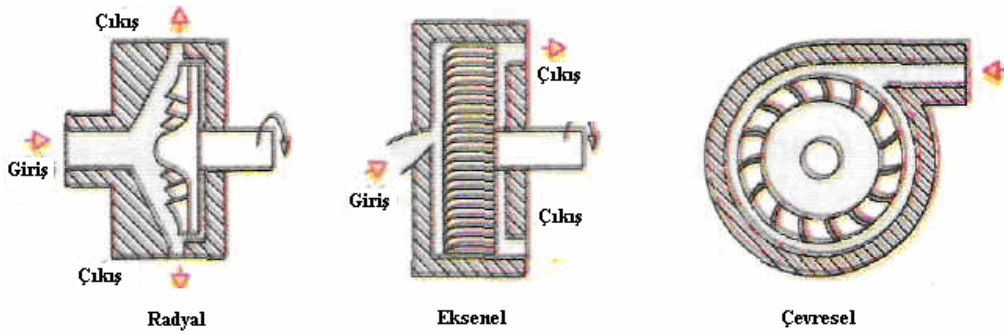


Şekil 4.11. Dişli motorun çalışma prensibi (28)

Türbin tipi hava motorları

Çalışma ilkesi; aksenal kompresörlerin, tersine çalışmaları durumunda ki çalışma ilkesine benzer (36).

Yüksek devirler, fakat küçük kuvvetler üretirler Şekil 4.12'deki gibi 3 tiptir



Şekil 4.12. Türbin tipi motorların çeşitleri (36)

Türbin tipi motorlar sadece küçük güçlere gereksinim olan yerlerde kullanılırlar. Devir sayıları oldukça yüksektir (Dişçilerin kullandıkları matkap makinelerinde yaklaşık 500.000 d/d) (36).

Paletli (kanatlı) hava motorları

Basit yapıda olmaları ve daha düşük ağırlıkta olmaları nedeniyle döner pnömatik tahrik elemanı olarak genellikle kayar kanatlı hava motorları kullanılır. Silindirik şeklindeki bir hacme döner bir göbek merkezden kaçık olarak yerleştirilmiştir. Döner mil üzerinde bulunan yuvalara kanatlar takılmıştır. Motorun çalışması sırasında kanatlar merkezkaç kuvvetinin etkisiyle silindirik hacmin iç çeperine doğru itilirler ve kam bileziğinin çevresini takip ederek, akışkanı basınçlandırılmış giriş tarafından, basınçlandırılmamış çıkış tarafına nakledecek olan kapalı boşluklar oluştururlar. Bu itme kuvveti nedeniyle kanatlar arasındaki sızdırmazlık sağlanır. Kanatlı motorlarda tork, tahrik milinin rotor kavramasındaki yivlere girip çıkan dikdörtgen kanatlar üzerinde etkin olan basınçlandırılmış akışkan sayesinde sağlanmaktadır (36). Torku palet sayısı, palet yüzey alanı, ve rotor yarıçapı belirler. Basınçlı hava, enerjisini

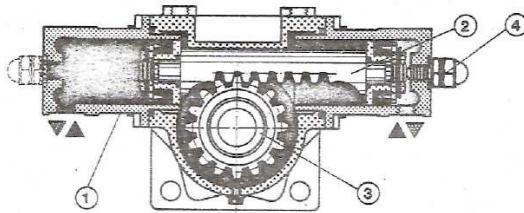
vererek genişlerken rotor gövdeye eksantrik yataklanmış olduğundan hilal şeklinde bir genişleme hacmi oluşur ve aynı zamanda dönme momenti ile dönme hareketini oluşturur. Bu işlemden sonra hava atmosfere salınır. Bu tip motorların devir sayısı 3000 ile 8500 d/d arasında değişir. Sağa veya sola dönebilirler. Güçleri 0.1-17 kW (0,1 -24 PS) arasındadır (36).

4.3. Salınım Motorları

Şimdiye kadar ki motorlar hidrolik pompa ve motorların eşdeğerleri idi. Ancak sınırlı bir hareket aralığına (270°) sahip döner motorlar damperlerin hareket ettirilmesinde veya büyük valflerin kontrolünde ihtiyaç duyulur (27). İçi boş milli salınlı motorlar, döndürme momentlerini sınırlı bir açı altında elde ederler. Şekil 4.13’de bir salınlı motor kesiti verilmiştir. Salınlı bir gövde(1), çift etkili kremayerli piston(2) ve pinyon dişlisi (3) ile gösterilmiştir.

Kremayer dişli piston ekseninde bulunan pinyon dişlisi ile kavramış durumdadır. Pistonun bir yüzeyine gelen darbe, pistonu kaydırır ve beraberinde dişliyi döndürür. Tahrik mili üzerinden alınan döndürme momenti, işletme basıncına bağlıdır. Salınlı motorun döndürme hızı ise sisteme giren akışkanın debisine bağlıdır. Bu motorlarda maksimum döndürme momentinin elde edilmesi salınım açısına bağlıdır.

Piston kurs uzunluğu ve salınım açısı(4) no lu ayar vidası ile sınırlandırılır. Salınlı motorlar değişik konstrüksiyonda yapılmış olabilir ki bunlar; paralel pistonlu veya eksantrik mekanizmalı motorlar olarak isimlendirilir. Gemilede ve iş makinelerinde kullanılır. Salınım açısı 180° ye kadar değişebilir (29).



Şekil 4.13. Salınım motoru (29)

5. MATERYAL VE METOD

Motorun imalatı Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv ve Talaşlı Üretim Anabilim Dalı atölyelerinde yapılmıştır. Motorun imalatında torna, freze, matkap gibi temel talaş kaldırma makinalarının yanında silindirik taşlama, honlama gibi özel makinalar da kullanılmıştır.

5.1. Deney Yeri

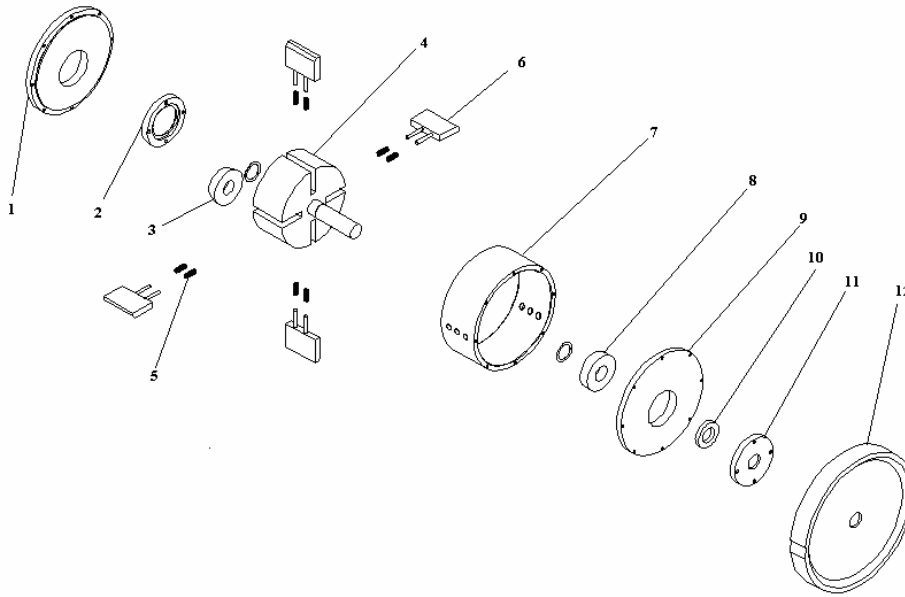
Deneyle; Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı laboratuvarlarında yapılmıştır. Deney düzeneğinin görüntüsü Resim 5.1' de görülmektedir.



Resim 5.1. Deney düzeneğinin genel görünüşü

5.2. İmalatı Yapılan Motor Parçaları

İmalatı yapılan paletli tip pnömatik motorun detay şekli Şekil 5.1’de görülmektedir. Motorun temel parçalarını oluşturan; rotor, gövde, paletler, büyük kapaklar, küçük kapaklara, ait imalat özellikleri ve şematik resimler aşağıdaki alt bölümlerde verilmiştir.

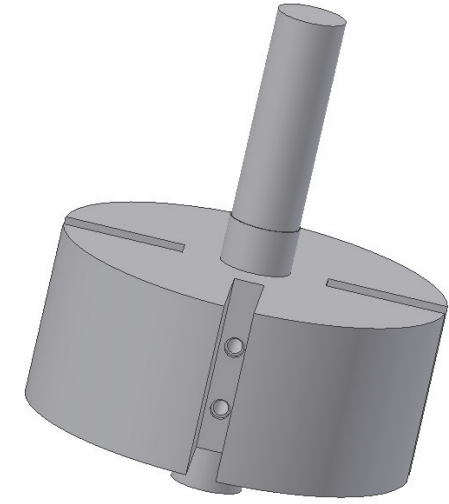


1. Büyük alt kapak (konik rulmanlı)
2. Küçük kapak (konik rulmanlı)
3. Konik rulman
4. Rotor
5. Yaylar
6. Paletler

7. Gövde
8. Kapalı düz rulman
9. Büyük kapak
10. Keçe
11. Küçük kapak
12. Volan

Şekil 5.1. İmalatı yapılan pnömatik motorun detay şekli

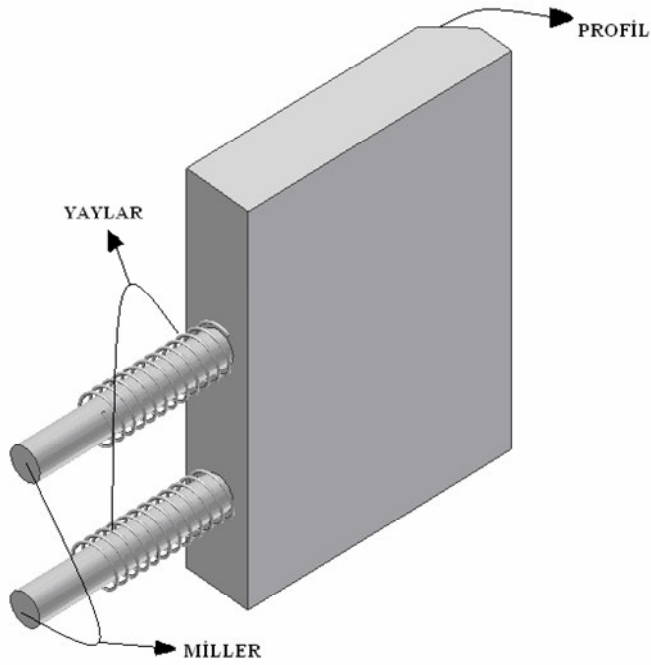
5.2.1. Rotor



Şekil 5.2. Rotor

Şekil 5.2’de gösterilen rotor, üzerinde dört adet 50 mm derinliğinde, 12,5 mm genişliğinde ve 74 mm uzunluğunda kanallara sahip olan Ç1060’ dan yapılmış olan bir tamburdur. Rotor dolu malzemeden işlenmiş olup yekparedir. Paletlerin hareketini kolaylaştırmak için kanal yüzeyleri ince zımpara ile alıştırılmıştır. Rotor gövde içerisine 12,05 mm merkezden kaçık olarak montajlanmıştır. Kanallarda bulunan karşılıklı delikler sayesinde paletler birbirlerine karşılıklı olarak pimle temaslandırılmıştır. Rotora açılmış kanallardaki miller sayesinde paletler arasında bir hareket mekanizması kurulmuştur. Böylece; yayları yenmek için harcanacak enerji kayıpları, dizelerde kullanılan transfer pompalarında olduğu gibi, ortadan kaldırılmıştır. Rotor’un imalat resmi EK-3’te verilmiştir.

5.2.2. Paletler



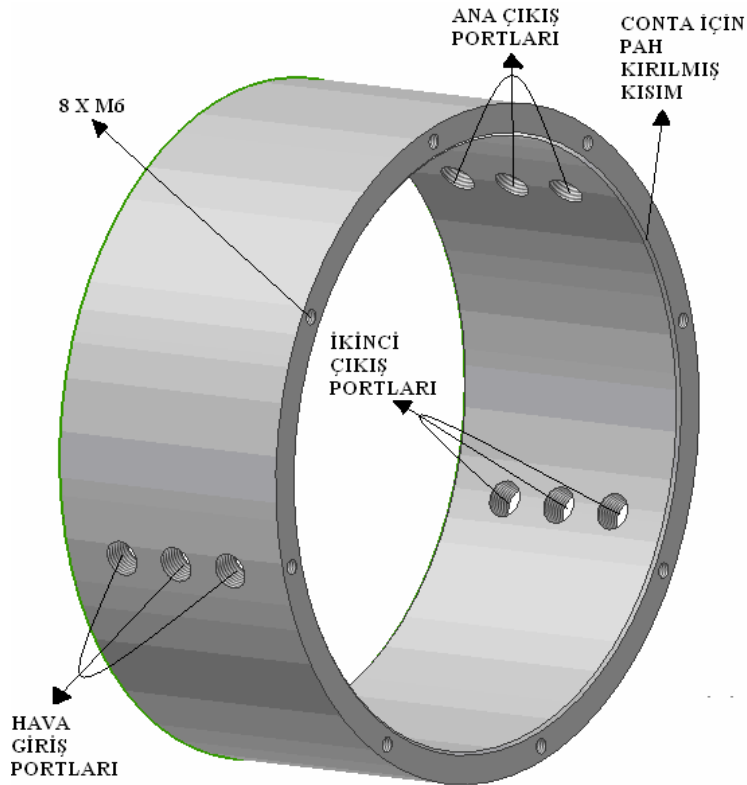
Şekil 5.3. Paletler

Şekil 5.3’de gösterilen paletler, rotor üzerine açılmış kanallarda çalışırlar. Paletler motorun ağırlığını arttırmamak için fiberden üretilmiştir. Paletlerin sırt kısımlarına yerleştirilen miller(her palet çiftinde farklı yerler olmak üzere, çünkü; millerin rotor içerisinde ileri-geri hareket etmeleri için birbirlerinin hareketine mani olmaması gereklidir. Bu sayede karşılıklı olarak çalışan miller hareket ederlerken birbirlerini kesmezler) sayesinde sızdırmazlık sağlanır ve yay tansiyonunu yenmek için harcayacakları enerji kayıpları önlenir. Uç kısmına verilen profil sayesinde kanatların sürtünme yüzeyleri azaltılmış böylece sürtünmeye harcanacak gücün azaltılması amaçlanmıştır. Paletlerin özellikleri Çizelge 5.1’de gösterilmiştir. Paletlerin imalat resmi EK-3’te verilmiştir.

Çizelge 5.1. Paletlerin özellikleri

Palet Boyu (uzunluğu)	74 mm
Palet Eni (yüksekliği)	50 mm
Palet Genişliği (et kalınlığı)	12,05 mm
Malzemesi	Fiber

5.2.3. Gövde

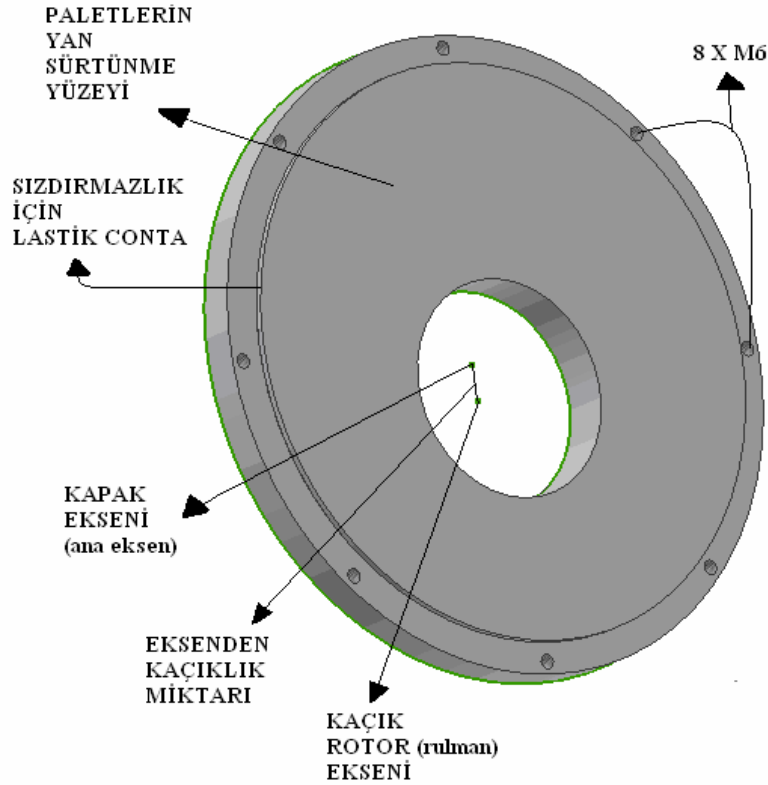


Şekil 5.4. Gövde

Şekil 5.4 'daki gövde üzerine rotor ve kapaklar montajlanmıştır. Büyük kapakların bağlanması (et kalınlığını düŐürmemek amacıyla) için gövdenin her iki yzenine ayrı ayrı 8 tane M6 delik açılarak sağlanmıştır. Paletler gövdenin i yüzeyine sürtündüğü için aŐınmaları azaltmak, sızdırmazlığı iyileŐtirmek amacıyla gövde i yüzeyi taŐlanmıŐtır.

Hava giriş, çıkış portlarının delinmesinde gaz diş klavuz kullanılmıştır. Giriş ve ilk çıkış portları birbirleri arasında 90^0 açı olacak şekilde, gövde düşey eksenine de $45'$ er derece açı yapacak şekilde gövde üzerine açılmıştır. Gövdenin iç kısmı paletlere sürtünme yüzeyi oluşturmakla birlikte iş hacmi de rotor ile gövde arasında oluşmaktadır. Gövden'in imalat resmi EK-3'te verilmiştir.

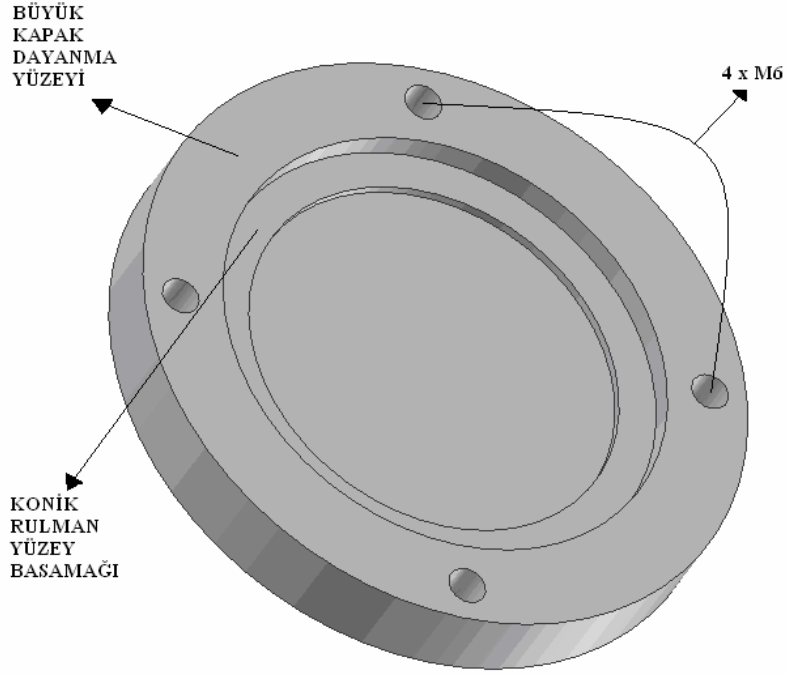
5.2.4. Ön kapaklar



Şekil 5.5. Ön kapak

Şekil 5.5'de ki kapaklar, eksenden kaçık olan rotora yataklık etmektedir. Sürtünmeleri azaltmak için rotor, rulmanlar üzerinde askıya alınır. Rulman yatakları, eksenden 12,05 mm kaçıklıkta ve rulmanın dış çapı (72mm) ölçüsünde delinir. Kaçakları azaltmak için kapak dış kısmına conta monte edilmiştir. Ön kapakların imalat resmi EK-3'te verilmiştir.

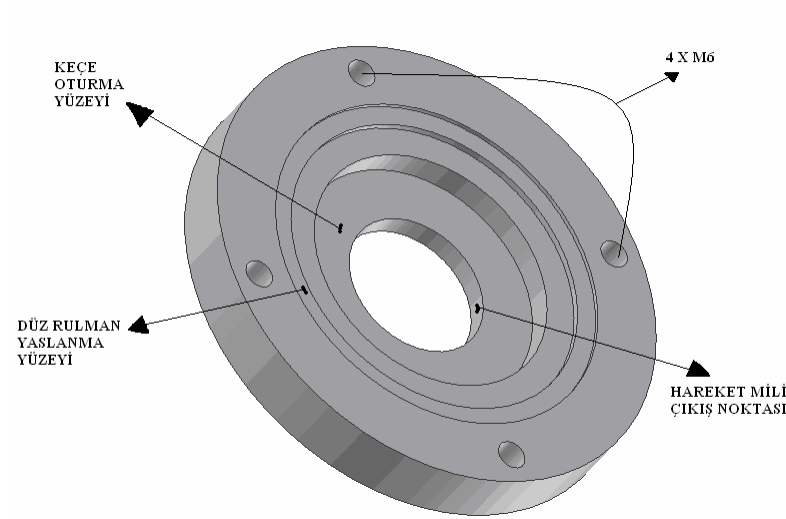
5.2.5. Arka kapak (konik rulman kapağı)



Şekil 5.6. Arka kapak (konik rulman kapağı)

Şekil 5.6'daki küçük kapak rotor milinin gömülü olduğu taraftaki küçük kapaktır. Küçük kapaklar, büyük kapakların rulman yuvalarının üzerine monte edilirler. Motor çalışırken kasma yapmaması için rotoru eksende tutarlar ve rulman yüzeyine basarak aksel geçmeyi engellerler. Rotorun ve paletlerin büyük kapaklar ile olan boşluk ayarları, bu kapakların yüzeyinden talaş kaldırmak suretiyle yapılabilmektedir. Arka kapağın (konik rulman kapağı) imalat resmi EK-3'te verilmiştir.

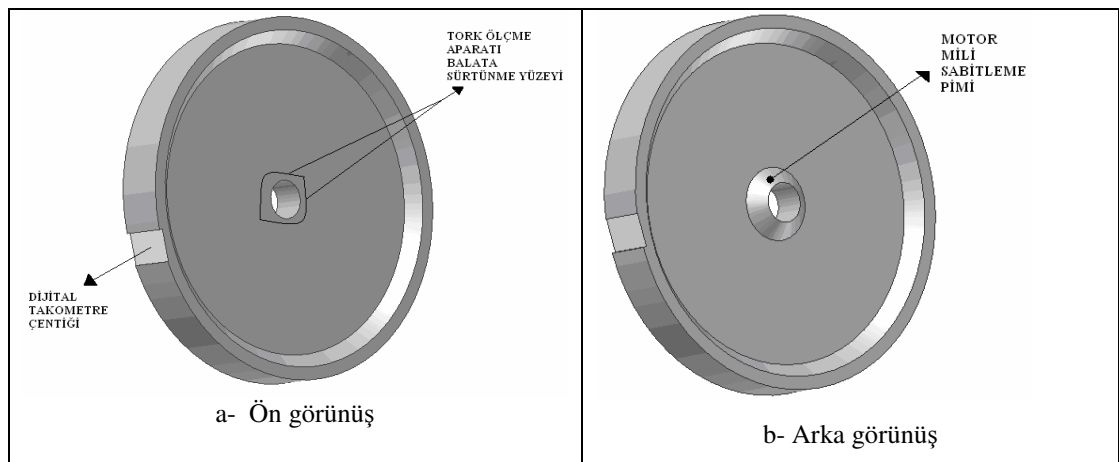
5.2.6. Küçük kapak (düz rulman kapağı)



Şekil 5.7. Küçük kapak (düz rulman kapağı)

Şekil 5.10'daki küçük kapak, rotor milinin kapaktan dışarı çıktığı hareketin alındığı taraftaki küçük kapaktır. Diğer küçük kapağın tüm görevleri bu kapak içinde geçerlidir. Bu kapakta farklı olarak, çıkış mili çevresinden hava sızdırmazlığını sağlamak için kapak içerisine keçe monte edilmiştir. Küçük kapağın (düz rulman kapağı) imalat resmi EK-3'te verilmiştir.

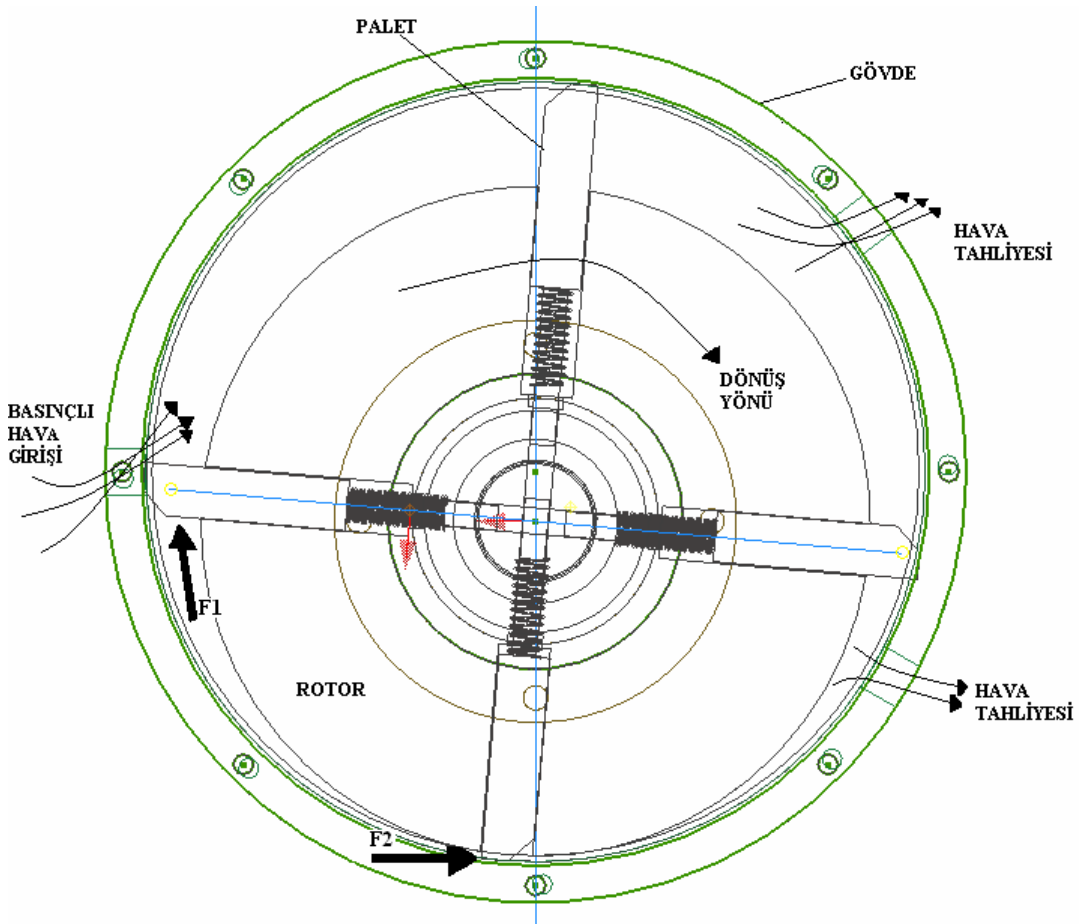
5.2.7. Volan



Şekil 5.8. Volan

Şekil 5.8’de gösterilen volan, motor çıkış miline set skor ile sabitlenmiştir. Amacı; motorun maximum hacme eriştiği ölü noktayı daha rahat bir şekilde geçmesini sağlamaktır. Deney aşamasında, tork ölçme aparatının balata yüzeyine sürtünme alanı oluşturmakta ve üzerindeki çentikten ise dijital takometre sinyal olarak devri okumaktadır. Volan’ın imalat resmi EK-3’te verilmiştir.

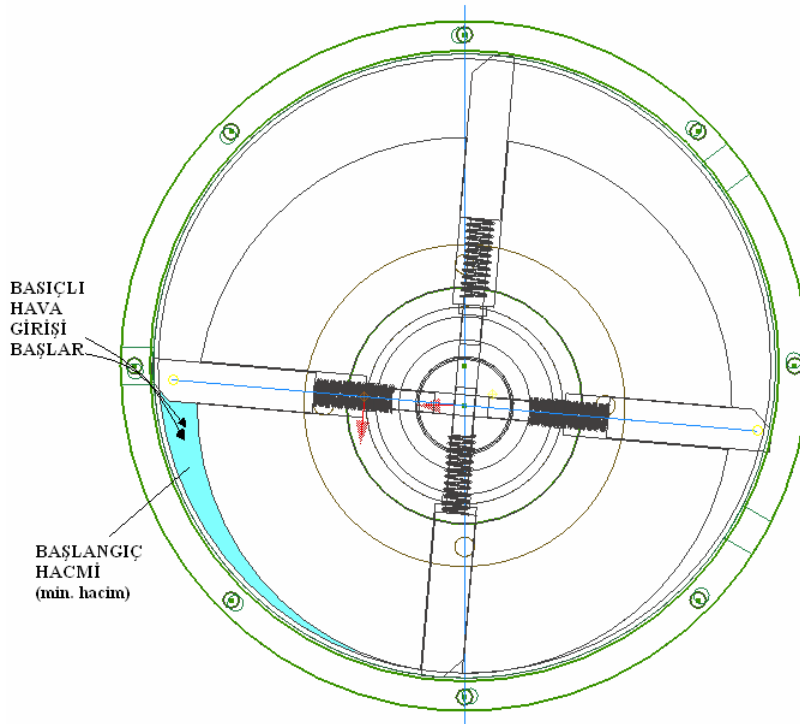
5.3. Motorun Çalışma Prensibi



Şekil 5.9. Motorun çalışma prensibi

Basınçlı hava Şekil 5.9’de gösterildiği gibi gövde üzerine açılmış portlardan geçerek Şekil 5.10’da gösterilen hacmi doldurmaya başlar ve bu hacme temas halinde olan paletlere etki eder. Oluşacak basınç kuvveti basınçlı havanın etki ettiği alanın boyutu ile doğru orantılı olarak değişeceğinden, F1 kuvveti F2 kuvvetine nazaran daha fazla

olacaktır. Bu durumda F1 kuvveti, rotoru ok yönünde döndürmeye çalışırken F2 kuvveti ise ters yönde bir döndürme momenti oluşturacaktır. F1 kuvveti F2 kuvvetinden büyük olduğu için, bu iki kuvvetin farkı nispetinde rotor ok yönünde dönecektir. Rotor dönme hareketi yaparken, Şekil 5.10.'da gösterilen hacim genişleyerek, Şekil 5.11'de gösterilen hacme ulaşır. Rotorun dönmesi ile F1 ve F2 kuvvetlerinin etki ettiği alanlar değişecektir. F1 kuvvetinin etki ettiği alan küçülürken; F2 kuvvetinin etki ettiği alan büyüyecektir. Bu durum F2 kuvvetinin oluşturacağı ters yöndeki döndürme momentinin artmasına sebep olacaktır. Rotor dönmeye devam edip Şekil 5.11'de gösterildiği gibi F1 ve F2 kuvvetlerinin etki ettiği alanlar eşit olunca, oluşacak döndürme momentleri de eşit olacağından bu noktada iş elde edilmesi söz konusu olmayacaktır. Bu noktada negatif iş de oluşabilmektedir. Bu olumsuz durumları engellemek için hava tahliye kanalının birisi, alanların eşit konuma geldiği bu noktaya yerleştirilmiştir. Bu nokta, gövde dikey eksenine 45° açı yapacak konumdadır. Bu sayede paletler bu noktaya eriştiklerinde havanın negatif iş oluşturmasını engelleyerek motorun sağlıklı çalışmasını temin etmektedir.



Şekil 5.10. Hareket başlangıcı

Yükleme neticesinde teraziden okunan değer : 800 g = 0,8 kg

Yükleme esnasında (0.8 kg) takometreden okunan değer : 398 d/d

Uygulanan kuvvet

$F = m \cdot a$ eşitliğinden yararlanılarak hesaplayabiliriz. [5.1]

$$F = 0.8 \cdot 9,81 = 7,848 \text{ N}$$

Momenti bulmak için tork aparatımızın kol uzunluğu ($l=0,31\text{m}$) ile uygulanan kuvvet çarpılmıştır;

Moment;

$$M_d = f \cdot l \quad [5.2]$$

$$M_d = 7,848 \cdot 0,31 = 2,433 \text{ N.m}$$

Güç;

$$P = (n \cdot M_d) / 9549 \quad [5.3]$$

$$P = (398 \cdot 2,433) / 9549 = 0,101 \text{ kW} = 101,402 \text{ W}$$

Çizelge 5.2. Deneylelerden elde edilen (8 – 9 – 10 bar basınçlardaki) maksimum güçler

Basınç Değeri	Maksimum Güç Değeri
8 Bar	63,949 W
9 Bar	80,255 W
10 Bar	101,402 W

5.5. Teoriksel İş Hesabı

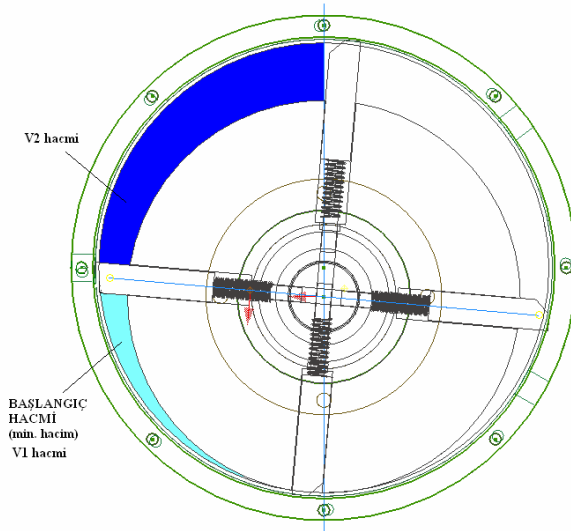
Pnömatik motorun teorik iş hesabı için çevrim analizi yapılmıştır. Şekil 5.14’de çevrim diyagramı verilmiştir.

V_1 hacmi: Başlangıç hacmidir. Sıkıştırılmış havanın motora verildiği ilk anda iki palet arasında kalan (bir odadaki) hacimdir.

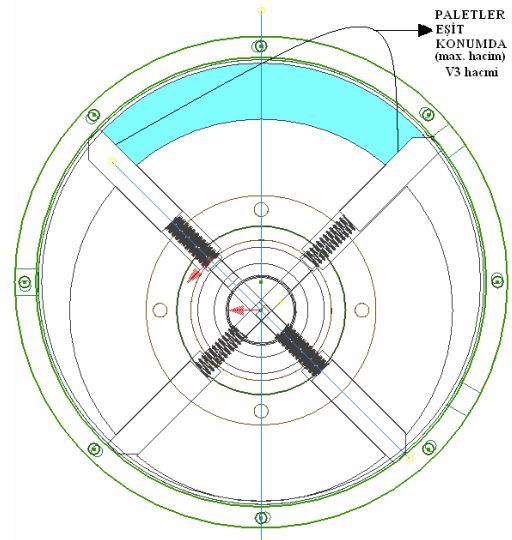
V_2 hacmi: İki palet arasındaki odaya basınçlı havanın verilmesinin durması anındaki odanın hacmidir (emme zamanı sonu).

V_3 hacmi: İki palet arasındaki odanın (hücrenin) maksimum değerini aldığı (paletlerin rotor ile gövde temasının uzunluğunun aynı olduğu andaki) hacimdir (egsoz zamanı başlangıcı).

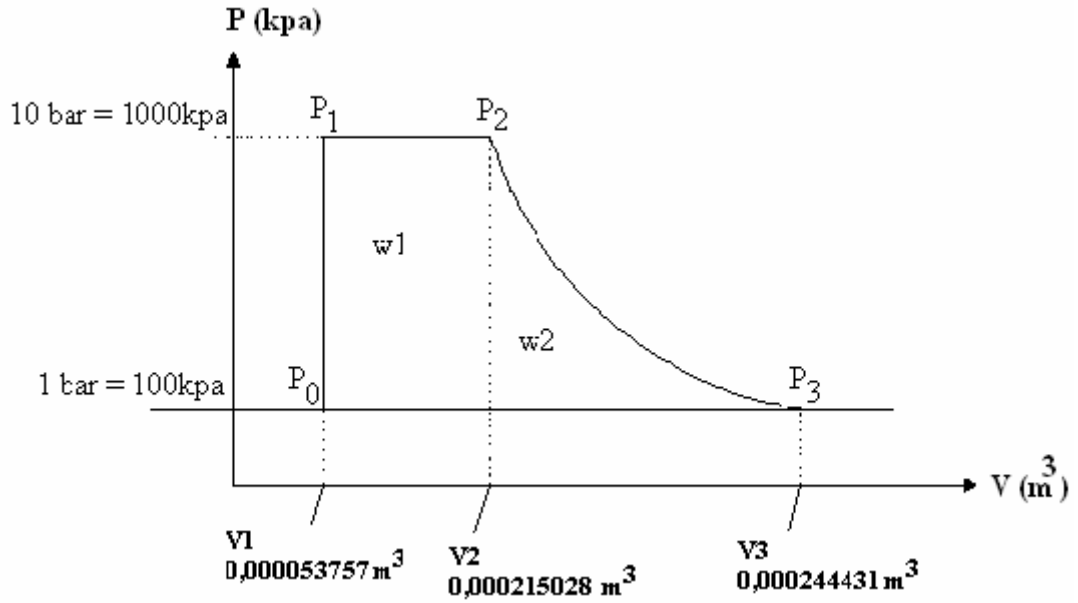
V_1 , V_2 , V_3 hacmi Şekil 5.12 ve 5.13’de gösterilmiştir.



Şekil 5.12 (V_1 ve V_2 Hacmi)



Şekil 5.13 (V_3 Hacmi)



Şekil 5.14. Pnömatik motorun çevrim diyagramı

Motorumuz V_1 hacminden V_2 hacmine sabit basınçta genişlemektedir. V_2 hacminden V_3 hacmine ise adyabatik bir genişleme ile gelmektedir.

İş Hesabı;

$$W_{\text{net}} = W_1 + W_2 \quad [5.4]$$

$W_1 =$ Sabit basınçta genişleme

$$W_1 = (P_1 - P_0) \cdot (V_2 - V_1)$$

$$W_1 = (900) \cdot (0,000215028 - 0,000053757)$$

$$W_1 = (900) \cdot (0,000161)$$

$$W_1 = 0,145 \text{ kJ}$$

$W_2 =$ Adyabatik genişleme

$$W_2 = \frac{P_2 \cdot V_2 - P_3 \cdot V_3}{k - 1} \quad [5.5]$$

$$W_2 = \frac{(1000 * 0,000215028) - (100 * 0,000244431)}{1,4 - 1}$$

$$W_2 = \frac{(0,215028) - (0,0244431)}{0,4}$$

$$W_2 = 0.1905849/0,4$$

$$W_2 = 0,476 \text{ kJ}$$

Net iş;

$$W_{\text{net}} = W_1 + W_2$$

$$W_{\text{net}} = 0,145 + 0,476$$

$$W_{\text{net}} = 0,621 \text{ kJ}$$

6. DENEY MATERYALİ

6.1. Kompresör



Resim 6.1. Kompresör

Resim 6.1 'deki basınçlı havanın temininde kullanılan kompresör Devilbiss markalı VBS 5006 tipinde 20 bar basınç kapasiteli, 5,7 kW elektrik motoruna sahiptir.

6.2. Takometre



Resim 6.2. Takometre

Resim 6.2'teki motor devrinin ölçülmesinde, 5-100000 d/d aralığında ölçüm yapabilen, 0,1 d/d kararlılığına sahip, Merlin MT500 model dijital takometre kullanılmıştır.

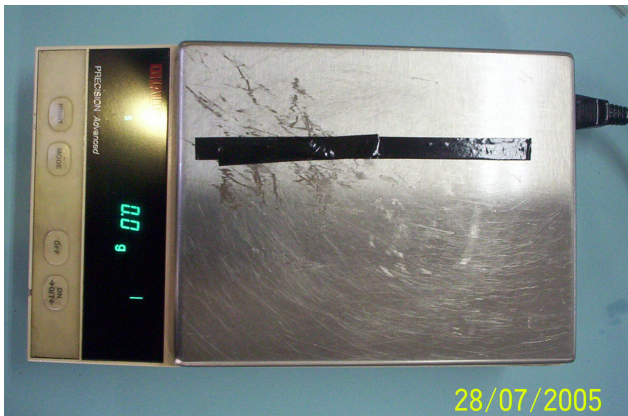
6.3. Manometre ve Akış Dağıtıcı



Resim 6.3. Manometre ve akış dağıtıcı

Resim 6.3'te gösterilmiş manometre max. 10 bar'a kadar olan basınç değerlerini ölçebilen bir manometredir. Üzerinde ki vana vasıtasıyla motora gönderilen hava miktarı değiştirilebilmektedir. Atölyede yapılan üçlü hava akış dağıtıcı vasıtasıyla; emiş portlarının her birine ayrı hava gönderilebilmekte ve kanatlara gelen kuvvet yüzeye yayılabilmektedir.

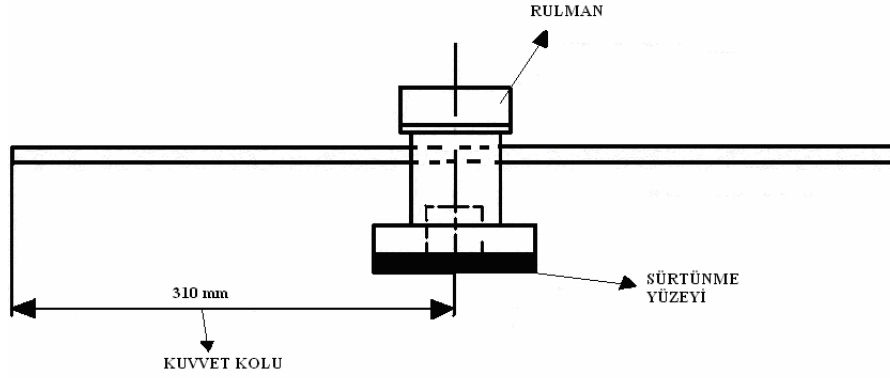
6.4 Dijital Terazi



Resim 6.4. Dijital terazi

Resim 6.4'deki terazi Motorun torkunu belirleyebilmek için kullanılmıştır. Ohaus GT 800 marka, elektrikle çalışan, dijital ve 0,1 gram hassasiyetindedir.

6.5. Motor Torku Ölçme Aparatı



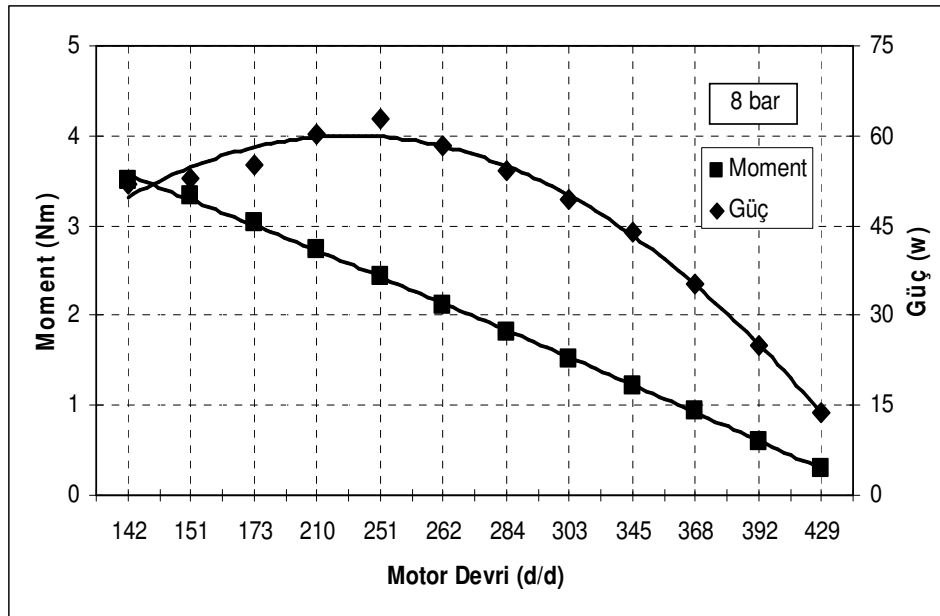
Şekil 6.1. Motor torku ölçme aparatı

Volana basan yüzeyi balatalı yapılmıştır. Yükleme yapılan yerde rulman kullanılmıştır. Kuvvet kolu uzunluğu 31cm'dir. Ölçüm sonucunda teraziye etki eden kuvvet ile kuvvet kolu uzunluğu çarpılarak motor torku belirlenmiştir.

7. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

7.1. 8 Bar İçin Değişik Devirlerde Güç-Moment İlişkisi

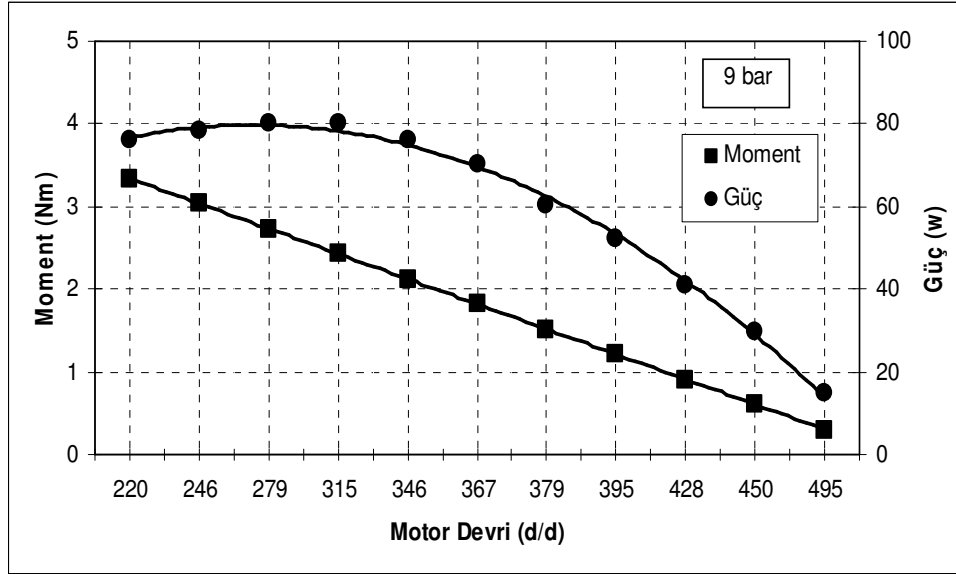
Tork ölçümü, tork aparatının volana oturan yüzeyindeki balata vasıtasıyla sürekli yükleme şeklinde yapılmıştır. Sürekli artan yükleme esnasında motor devri giderek düşmüştür. Değişik devirlerde tork ve güç değerleri hesaplanmış ve eğriler bu şekilde çizilmiştir.



Şekil 7.1. 8 bar'da değişik devirlerde güç-moment ilişkisi

Şekil 7.1 'deki gibi motora 8 bar basınçta hava gönderildiği zaman; güç 251 d/d'ya kadar bir artma gösterip maximum 63,949 watt değerine ulaşıyor, fakat bu noktadan sonra güç düşme eğilimine giriyor. Moment ise; düşük devirlerde yüksek değerlere olup 151 d/d da maximum değeri olan 3,345 Nm oluyor. Fakat devir arttıkça moment düşme eğilimine girmektedir.

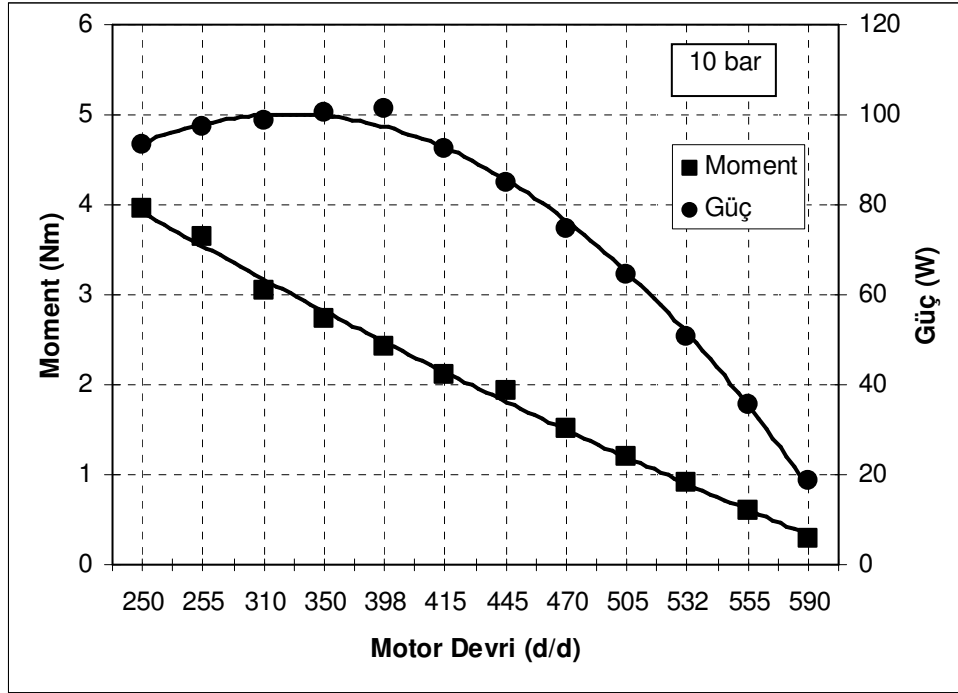
7.2. 9 Bar İçin Değişik Devirlerde Güç-Moment İlişkisi



Şekil 7.2. 9 bar’da değişik devirlerde güç-moment ilişkisi

Şekil 7.2 ‘deki gibi motora 9 bar basınçta hava gönderildiği zaman; güç 315 d/d’ya kadar bir artma gösterip maximum 80,255 watt değerine ulaşıyor, fakat bu noktadan sonra güç düşme eğilimine giriyor. Moment ise; düşük devirlerde yüksek değerlere olup 220 d/d da maximum değeri olan 3,345 nm oluyor. Fakat devir arttıkça moment düşme eğilimine girmektedir.

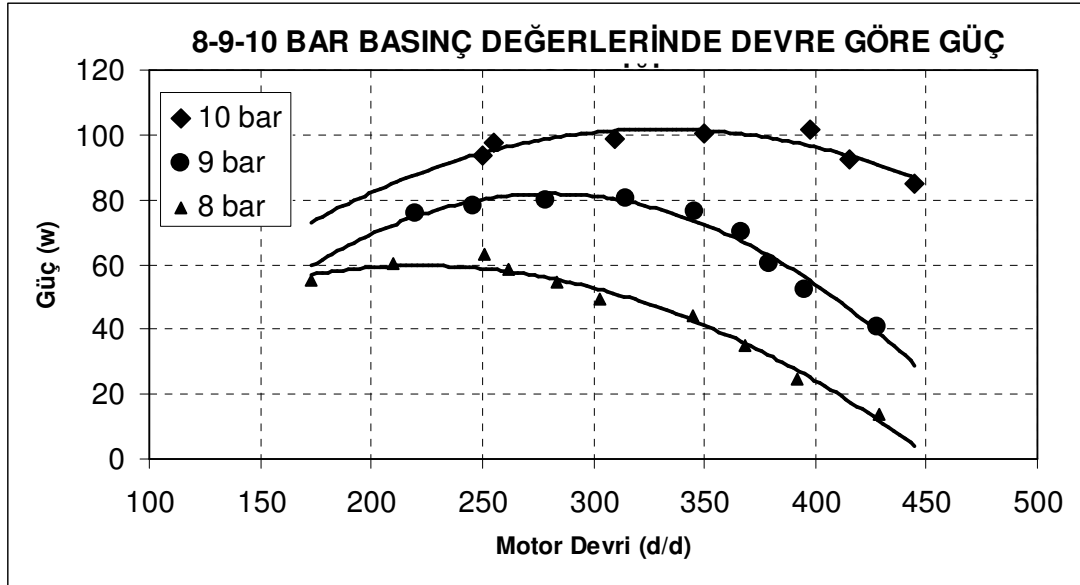
7.3. 10 Bar İçin Değişik Devirlerde Güç-Moment İlişkisi



Şekil 7.3. 10 bar’da değişik devirlerde güç-moment ilişkisi

Şekil 7.3 ‘deki gibi motora 10 bar basınçta hava gönderildiği zaman; güç 251 d/d’ya kadar bir artma gösterip maximum 101,402 watt değerine ulaşıyor, fakat bu noktadan sonra güç düşme eğilimine giriyor. Moment ise; düşük devirlerde yüksek değerlere olup 226 d/d da maximum değeri olan 3,953 nm oluyor. Fakat devir arttıkça moment düşme eğilimine girmektedir.

7.4. 8-9-10 Bar Basınç Değerlerinde Devre Göre Güç İlişkisi

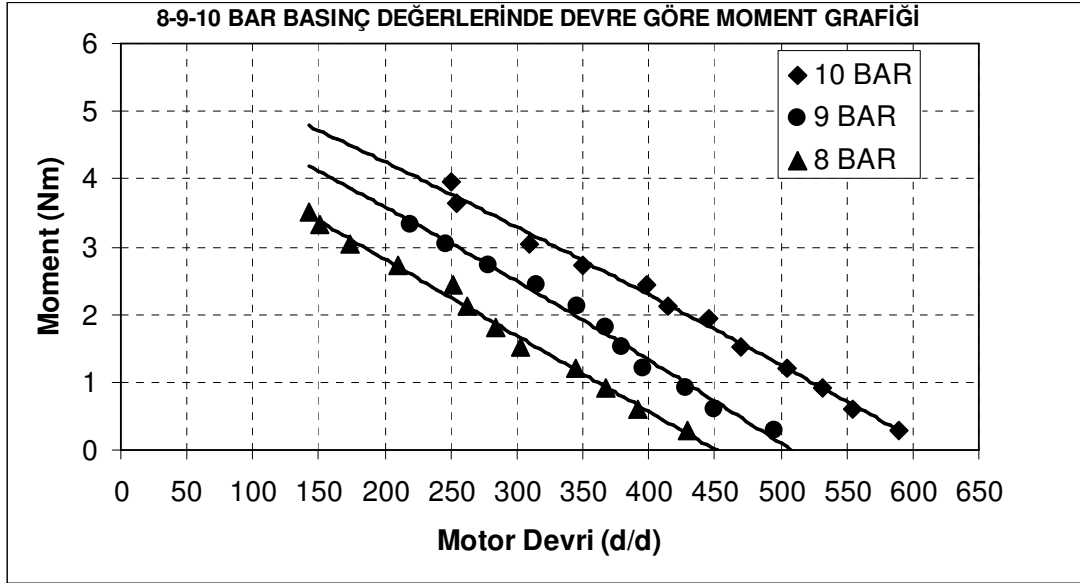


Şekil 7.4. Değişik basınç değerlerinde devre göre güç grafiği

Maximum motor devri 1300 d/d'ya kadar çıkmaktadır, fakat bu noktadan sonra artmamaktadır. Bu durumun imalattaki temas yüzey boşluklarının fazla olmasından kaynaklandığı kanaatine varılmıştır.

Motora verilen havanın basınç değeri arttıkça elde edilen güç değerlerinde de artış gözlenmektedir. Maximum gücün 10 bar basınçta 398 d/d'da 101,402 watt olduğu gözlemlenmiştir.

7.5. 8-9-10 Bar Basınç Değerlerinde Devre Göre Moment İlişkisi



Şekil 7.5. Değişik basınç değerlerinde devre göre moment grafiği

Moment artışının en önemli parametresinin basıncı artırmak olduğu Şekil 7.2’de görülmektedir. Şekil 7.2’de görüldüğü gibi motora gönderilen havanın basıncı arttıkça moment değeri artmaktadır. Maximum moment 10 bar basınçta 226 d/d’da 3,953 Nm olarak hesaplanmıştır. 150 d/d’dan düşük devirler için kararlı bir ölçme yapılamamıştır.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan prototip motorda 10 bar basınçta 101,402 watt güç elde edilmiştir. Basınç arttıkça gücün arttığı fakat bir devirden sonra basınç kayıpları ve sürtünme etkisiyle gücün azaldığı gözlemlenmiştir. Gücün azalması imalatta ki sürtünme yüzeyleri arasındaki sızdırmazlığın yeterince sağlanamamasından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır.

Motor kaliteli malzeme kullanılarak, hassas tezgahlarda işlenir ise, sızdırmazlık problemi önemli ölçüde azalacaktır. Bu problem motorun şu an için belirlenen en önemli faktördür. Sızdırmazlığı sağlayabilmek için hassas işleme işleminin yanında bazı konstrüktif değişikliklerde yapılabilir. Kanat sayısı artırılarak verimini artırmak mümkün gözükmektedir.

Kompresörden basınçlı havayı elde etmek amacıyla elektrik veya mekanik enerji gerekmektedir. Hidroelektrik santrallerden ve rüzgar enerjisi ile sağlanan elektrik enerjisi petrol ve türevlerine göre oldukça düşük ve doğal kaynaklar olması nedeniyle ülke ekonomisine önemli katkı sağlanacağı düşünülmektedir.

Pnömatik motor sadece taşıtlarda değil, komplike fabrika tasarımlarında yardımcı eleman olarak da kullanılabilir. Çünkü, birçok fabrikada bir hava deposu bulunmaktadır ve kullanılan bu hava dışarı salınmaktadır. Bu salınan hava vasıtasıyla bir dönüşüm yapılarak motordan hareket alınabilir ve uygun iletim yolları ile gerekli yerlere iletimi sağlanabilir.

Patlama tehlikesi olan mekanlarda bu hareketi, sıkıştırılmış hava ile sağlamak oldukça güvenli olacaktır.

KAYNAKLAR

1. Çetinkaya, S., “Taşıt mekaniği”, *Nobel Yayın Dağıtım Ltd. Şti.*, Ankara, 10-20 (1995).
2. Yüce, A., “Günümüzde otomotiv teknolojisi” , *Panel Matbaacılık Ltd. Şti.*, İstanbul, 5-89 (1997).
3. İstanbul ticaret odası, “Rüzgar enerjisi”, *Su Matbaacılık Ltd. Şti.*, İstanbul, 15-33 (2001).
4. *International Energy Agency*, “Dünya enerji bakışı 2002”, 3-12 (2002).
5. *Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası*, “Dış ekonomideki gelişmeler”, 1-14 (2004).
6. Dickenson, C., “Pumping machinery”, *Elvesier Advanced Techonology*, Oxford, 20-28(1992).
7. Erkilet, M.,”Hidrostatik pompa ve motor performansının teorik ve deneysel analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri, 5-89 (1992).
8. Toptancı, E., “Tek paletli mekanik sistemin vakum pompası olarak geliştirilmesi ve sanayide kullanımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Edirne, 6-80 (1995).
9. Özumar, L., “Palet ağırlığının pompa performansına etkisinin analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eskişehir, 50-72 (2001).
10. Jan, P., “The wankel engine”, *Philadelphia*, New York, 5-74 (1971).
11. Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, E., Soruşbay, C "Dizel motorlarında yanma", İçten Yanmalı Motorlar, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 124-135 (1995).
12. Gümüş, M., Binark, K., “İçten yanmalı motorlarda kendi kendine tutuşma gecikmesini etkileyen faktörlerin incelenmesi”, *VII. Yanma Sempozyumu*, Ankara, 32-35 (2002).

13. Topgöl, T., "Tek silindirli direkt püskürtmei bir dizel motorunda püskürtmeavansı ve püskürtme basıncının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 3-34 (2000).
14. Karel, A., "Dizel motorlarında T-HC ve kurum emisyonu davranışlarının incelenmesi", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 16-40 (1996).
15. Haşımoğlu, C., "Dizel motorlarında egzoz gazları resirkülasyonunun (egr) motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel olarak incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya, 14-16 (2000).
16. Öztürk, M., "Kurşunlu benzin tüketimi ve kurşunun etkileri" *Çevre ve Orman Bakanlığı*, Ankara, 3-18 (2004).
17. Bükeçik, C., "Alternatif enerji kaynakları ve Türkiye'de kullanılabilirliği", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 7-50 (2002).
18. Elektrik İşleri Etüt İdaresi, "Türkiye hidroelektrik potansiyeli", Ankara, 44-56 (2005).
19. Doğan, M., "Alternatif enerji kaynakları Türkiye ve Dünyada enerji rezervleri", *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 1:113-125.
20. Yavuz, T., Özkılıç, S., "Hidrostatik Pompa ve Motor Karakteristiklerinin Analizi", *I. Otomotiv ve Yan Sanayi Sempozyumu*, 4-8 (1985).
21. Özsöylev, T., "İş makinelerinde hidrolik", *Maya Basın Yayın Ltd. Şti.*, İstanbul, 30-69 (1997).
22. Sezer, T.; Isıl, S., "Hidrolik ve Hidrolik Devre Elemanları", *Erciyes Üniversitesi Müh. Fak.*, Yıl içi Projesi, Kayseri, 66-73, (1983 – 1984).
23. Canbulut, F., "Yüksek Basıncılı Pompalarda iç Akışkan Kaçağı, Tahrik Momenti ve Elastik Deformasyonların Teorik Analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri, 36-38 (1986).

24. Sönmez, F., “Santrifüj pompalar” *Ankara Matbaası*, İstanbul, 34-67 (1961).
25. Makine Mühendisleri Odası, “Hidrolik devre elemanları ve uygulama teknikleri”, *Yapım Tanıtım Yayıncılık Ltd. Şti.*, Ankara, 12-43 (2001).
26. Pinches, M., “Güç hidroliği”, *Evren Ofset Basım San. ve Tic. A.Ş.*, Ankara, 54-67 (1994).
27. Parr, A., “Hydraulics and pneumatics”, Adnan Süer, *Bileşim Yayıncılık A.Ş.*, İstanbul, 67-99 (2004).
28. Karacan, İ., “Hidrolik ve pnömatik”, *Bizim Büro Basımevi*, Ankara, 68-159 (2000).
29. Karacan, İ., “Endüstriyel hidrolik”, *Teknik Eğitim Fakültesi Matbaası*, Ankara, 14-145 (1982).
30. İlçi, K., “Hidrolik sistemlerdeki enerji kaybının azaltılması ve değişken debili pompaların irdelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, **Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 3-87 (2001).
31. Koç, E., Ünver, E., "Pozitif iletimli Sabit Debili Paletli Pompaların Tasarım İlkeleri ve Performans Araştırması", *Çukurova Üniversitesi Mühendislik- Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Adana, 109 - 122 (1989).
32. Canbulut, F., "Eğik Plakalı Eksenel Pistonlu Pompalarda Hidrostatik Hidrodinamik Prensipli Pabuçların Teorik ve Deneysel Analizi", Doktora Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri, 25-68 (1990).
33. Turnbull, D.E., "Fluid Power Engineering", *Butterworthand Co. Ltd.*, London, 56-78 (1976).
34. Demirtaş., F., “Hidrolik ve pnömatik”, *Yıldız Ofset Matbaacılık*, Ankara, 60-78 (1988).
35. Karacan, İ., “Pnömatik kontrol”, *Teknik Eğitim Fakültesi Matbaası*, Ankara, 20-56 (1984).
36. Croser, P., “Pnömatik”, *Ürün Ajans ve Mat. San. Tic. A.Ş.*, İstanbul, 111-145 (1990).
37. Küçük, M., “Hidrolik pnömatik” *M.E.B.*, İstanbul, 23-56 (2003).

EKLER

EK-1 Dünya ve Türkiye’de petrol rezervleri



TÜRKİYE PETROLLERİ ANONİM ORTAKLIĞI
Genel Müdürlüğü

Sayı : B.15.2.TPA.0.65.01.00- 1160
Konu : Bilgi Edinme Hakkı Kanunu

21 -10- 2005



Sayın Tolga SAĞIR
C. Atf Kansu Cad. 15. Sk. 8/18
Balgat – ANKARA

21.10.05 16196

İLGİ : ~~TPA~~’nın 11.10.2005 tarih ve B.15.0.BHİ.0.00.00.00-080-4-1136-2554-13980 sayılı yazısı.

İlgi’de kayıtlı yazı ekinde alınan ve Ortaklığımız faaliyet alanına giren bilgiler Ortaklığımızca hazırlanarak ekte gönderilmektedir.

Bilgilerinizi rica ederiz.



Veli ÖZTÜRK
Planlama ve Koordinasyon
Daire Başkanı

EKLER:
1-Bilgi Notu (4 Sayfa)

EK-1 (Devam) Dünya ve Türkiye’de petrol rezervleri

Dünya’da ve Türkiye’de Petrol

Dünyada olduğu gibi, Ülkemizde de birincil enerji kaynağı olan petrol ve doğal gaz, günümüzde stratejik önemini daha da arttırmış, endüstrinin vazgeçilmez bir girdisi ve itici gücü haline gelmiştir.

Dünyadaki enerji kaynaklarına ispatlanmış rezervleri ve yıllık üretim miktarları açısından bakıldığında, rezerv ömrünün; petrol için 41 yıl, doğal gaz ve kömür için ise sırasıyla 67 yıl ve 192 yıl olacağı tahmin edilmektedir. (Tablo 1-1, Tablo 1-2)

2003 yılında, Ülkemizde birincil enerji tüketiminde dünyadaki trende paralel olarak petrol % 43'lük pay ile birinci, doğal gaz % 25'lik pay ile ikinci, kömür ise % 21'lik pay ile üçüncü sırada yer almaktadır.

Ülkemizde 1954 yılında 6327 sayılı Kanunla entegre, özerk, çağdaş ve dinamik yapıda kurulan Türkiye Petrolleri A.O.'nun (TPAO) hedefi, dünyada olduğu gibi ülkemizde de tüketilen enerji içerisinde büyük bir paya sahip olan petrol ve doğal gazı kendi özkaynaklarımızdan karşılayabilmektir.

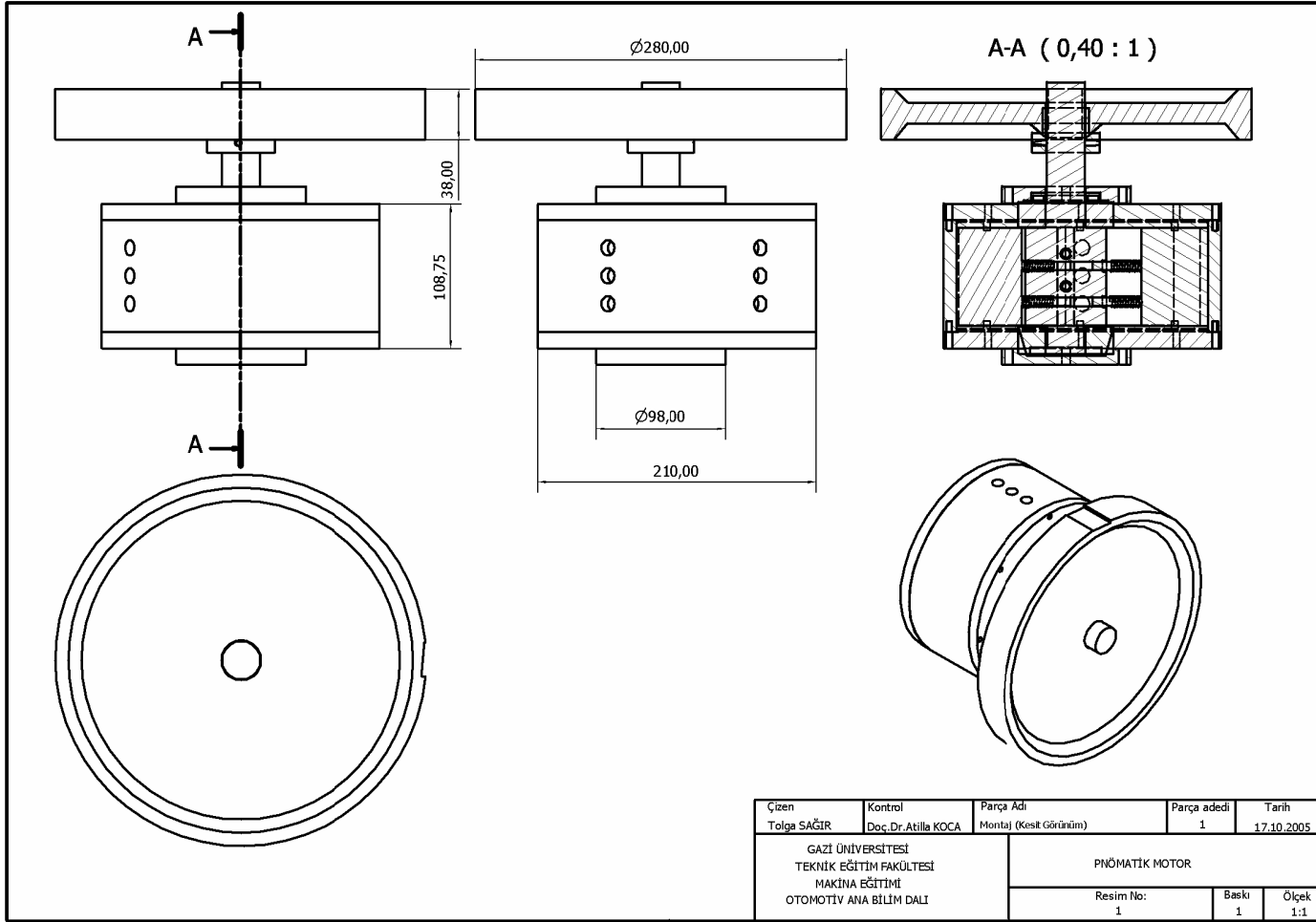
Bu hedef doğrultusunda TPAO, yurtiçinde ve yurtdışında hidrokarbon kaynaklarının aranması, keşfedilmesi, üretilmesi ve ülke ekonomisine kazandırılması amacıyla, risk faktörü oldukça yüksek olan petrol sektöründe üzerine düşen görevi büyük bir ciddiyet, sorumluluk ve özveri ile yerine getirmekte olup, artan bir ivme ile çalışmalarını sürdürmektedir.

1954-2004 yılları arasında, ülkemizdeki arama faaliyetlerinin (jeoloji-jeofizik) yaklaşık % 75'ini, petrol üretiminin % 55'ini ve doğal gaz üretiminin ise % 93'ünü gerçekleştiren TPAO, arama faaliyetlerini başta Güney Doğu Anadolu ve Trakya Bölgeleri olmak üzere, aranmamış basenler ve diğer bölgelerimizde de yoğun olarak sürdürmekle birlikte, son yıllarda özellikle Karadeniz başta olmak üzere, denizlerimizde de giderek artan ölçüde devam ettirmektedir.

Ham petrol tüketiminin 26 Milyon ton, doğal gaz tüketiminin ise 23 Milyar sm³ (LNG dahil) civarında olduğu, hampetrol tüketiminin % 91'i, doğal gaz tüketiminin ise % 97'sinin ithalatla karşılandığı ülkemizde, 2004 yılı sonu itibarıyla TPAO, Türkiye'de yaklaşık 1,1 milyar varil üretilebilir petrol rezervlerinin % 58'ine ve 278 milyon varil kalan üretilebilir petrol rezervinin % 70'ine, 14 milyar m³ üretilebilir doğal gaz rezervlerinin ise % 69'una ve 7 milyar m³ kalan üretilebilir doğal gaz rezervinin ise % 49'una sahiptir. (Tablo 1-3, Tablo 1-4)

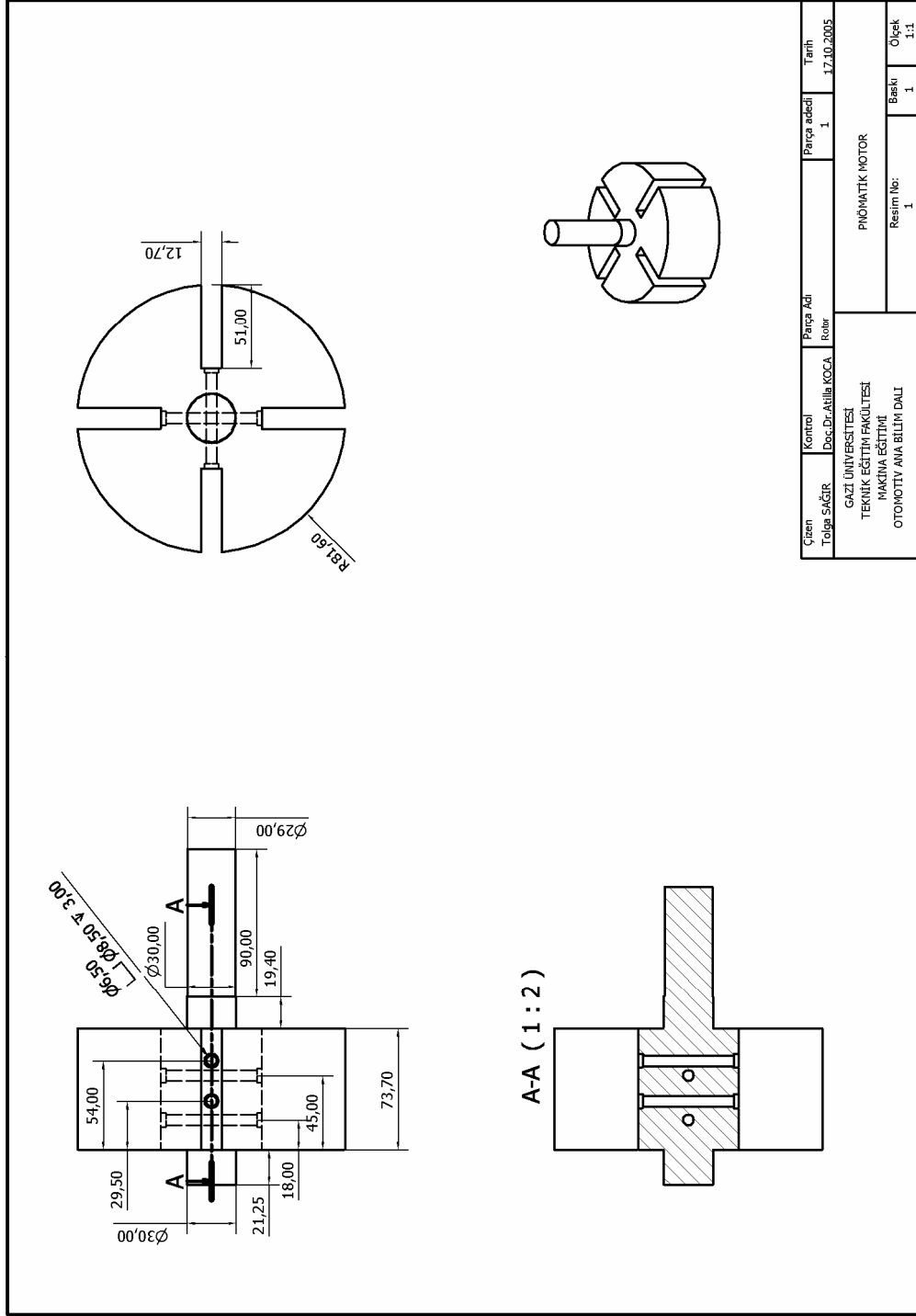
EK - 2 Deney dataları

Gr	Devir	KG	Kuvvet [F(N)=m*a (a=9,81)]	Moment [Md(N.m) =f*l (l=0,31m)]	Güç [P kW = (n*M)/9549]	Güç P(WATT)
P= 8 KG/cm2						
1100	151	1,1	10,791	3,345	0,053	52,898
1000	173	1	9,81	3,041	0,055	55,096
900	210	0,9	8,829	2,737	0,060	60,191
800	251	0,8	7,848	2,433	0,064	63,949
700	262	0,7	6,867	2,129	0,058	58,408
600	284	0,6	5,886	1,825	0,054	54,268
500	303	0,5	4,905	1,521	0,048	48,249
400	345	0,4	3,924	1,216	0,044	43,949
300	368	0,3	2,943	0,912	0,035	35,159
200	392	0,2	1,962	0,608	0,025	24,968
100	429	0,1	0,981	0,304	0,014	13,662
P= 9 KG/cm2						
1100	220	1,1	10,791	3,345	0,077	77,070
1000	246	1	9,81	3,041	0,078	78,344
900	279	0,9	8,829	2,737	0,080	79,969
800	315	0,8	7,848	2,433	0,080	80,255
700	346	0,7	6,867	2,129	0,077	77,134
600	367	0,6	5,886	1,825	0,070	70,128
500	379	0,5	4,905	1,521	0,060	60,351
400	395	0,4	3,924	1,216	0,050	50,319
300	428	0,3	2,943	0,912	0,041	40,892
200	450	0,2	1,962	0,608	0,029	28,663
100	495	0,1	0,981	0,304	0,016	15,764
P= 10 KG/cm2						
1300	226	1,3	12,753	3,953	0,094	93,567
1200	255	1,2	11,772	3,649	0,097	97,453
1000	310	1	9,81	3,041	0,099	98,727
900	350	0,9	8,829	2,737	0,100	100,319
800	398	0,8	7,848	2,433	0,101	101,402
700	415	0,7	6,867	2,129	0,093	92,516
640	445	0,64	6,2784	1,946	0,091	90,701
600	445	0,6	5,886	1,825	0,085	85,032
500	470	0,5	4,905	1,521	0,075	74,841
400	505	0,4	3,924	1,216	0,064	64,332
300	532	0,3	2,943	0,912	0,051	50,828
200	555	0,2	1,962	0,608	0,035	35,351
100	590	0,1	0,981	0,304	0,019	18,790



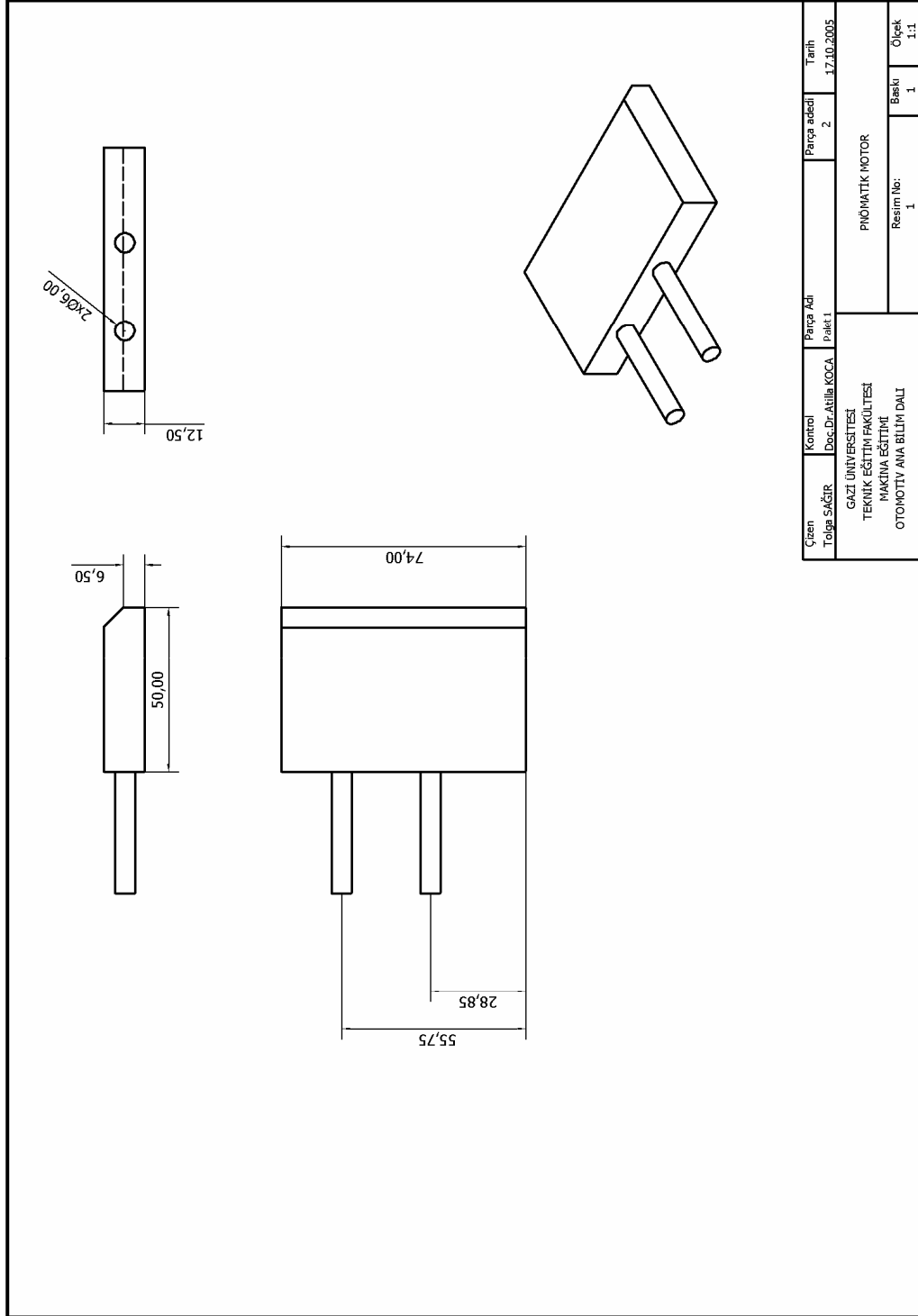
Resim 3.1. Montaj kesit görünüm

EK-3 (Devam) İmalat resimleri



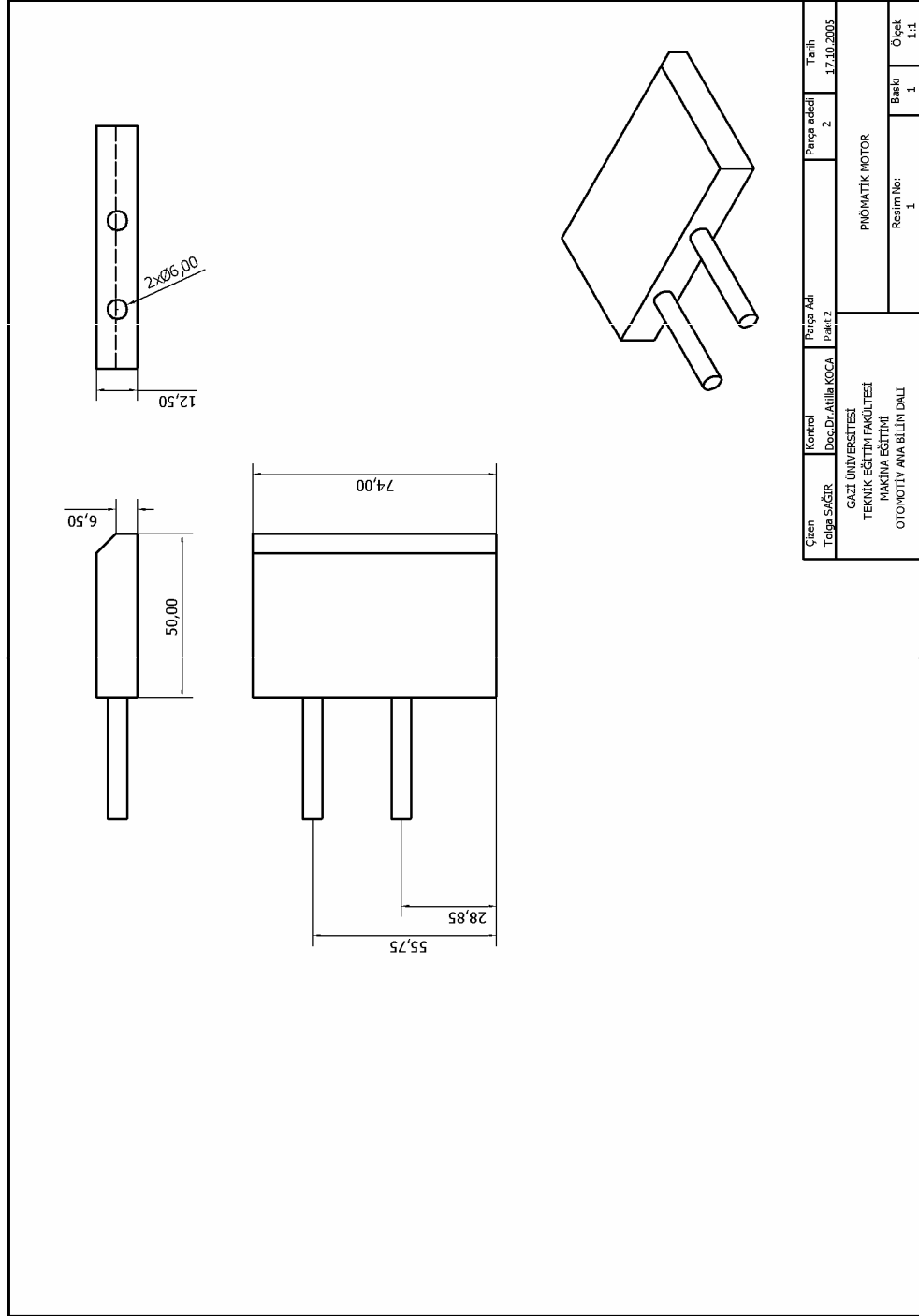
Resim 3.2. Rotor

EK-3 (Devam) İmalat resimleri



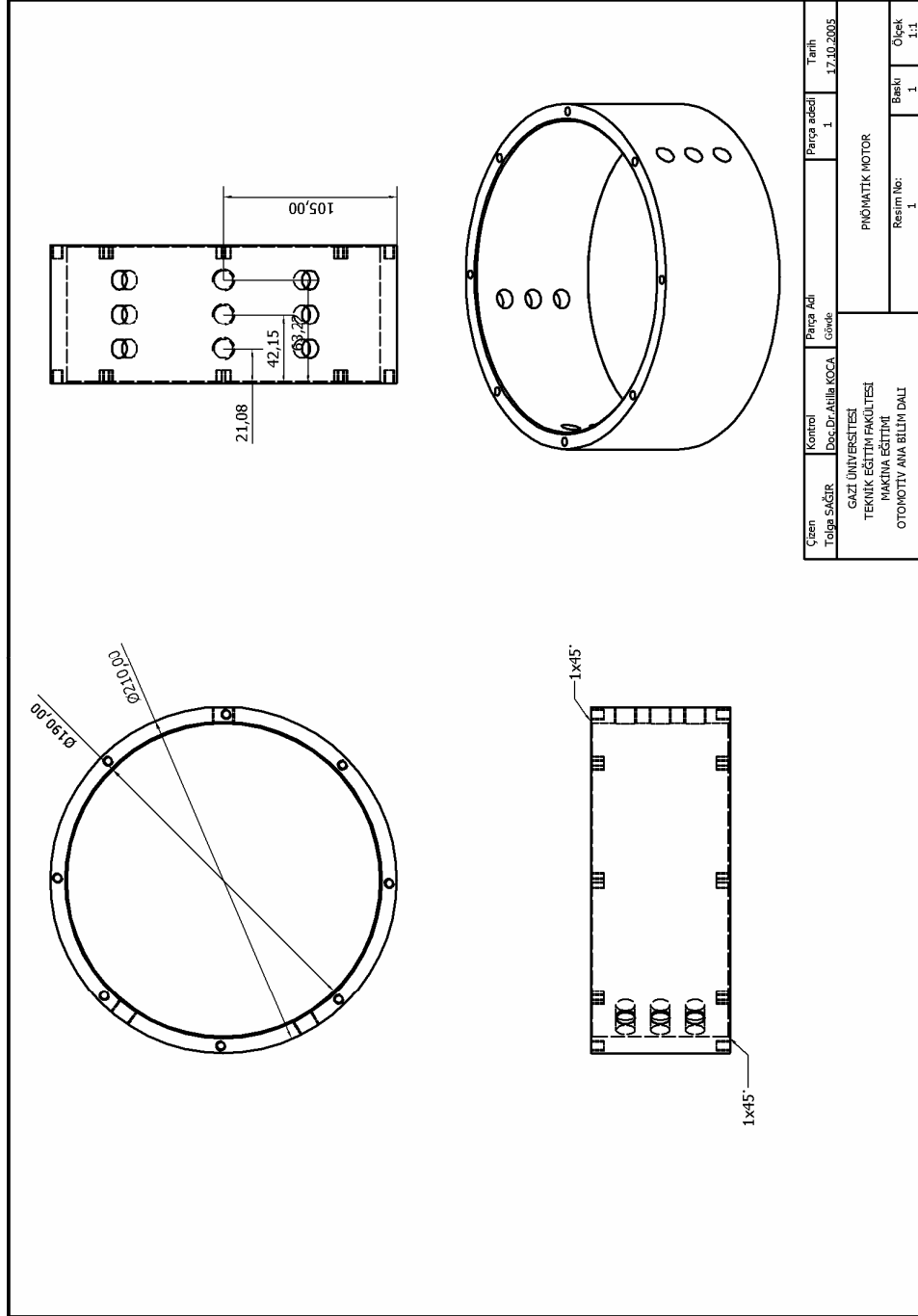
Resim 3.3. Palet 1

EK-3 (Devam) İmalat resimleri

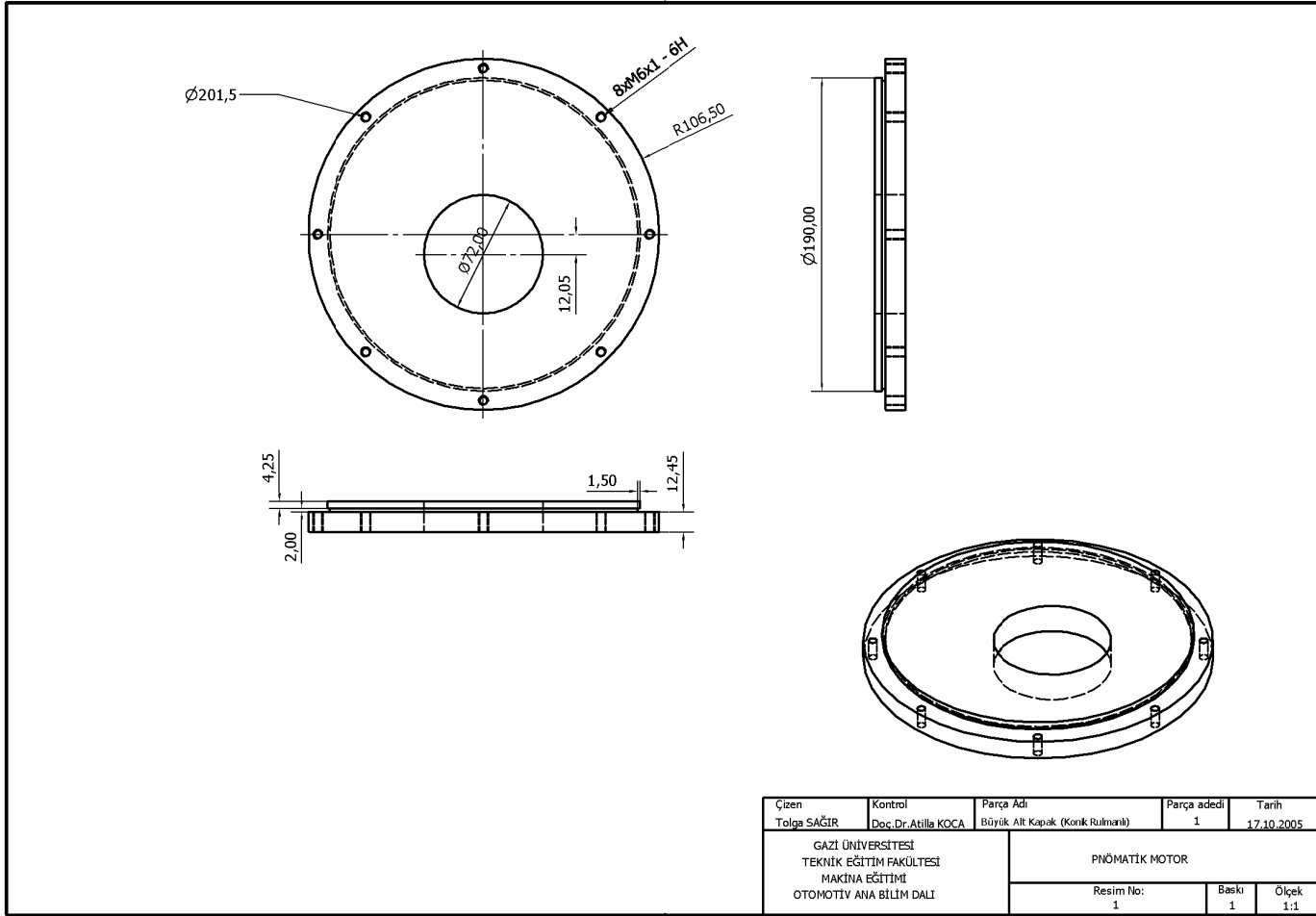


Resim 3.4. Palet 2

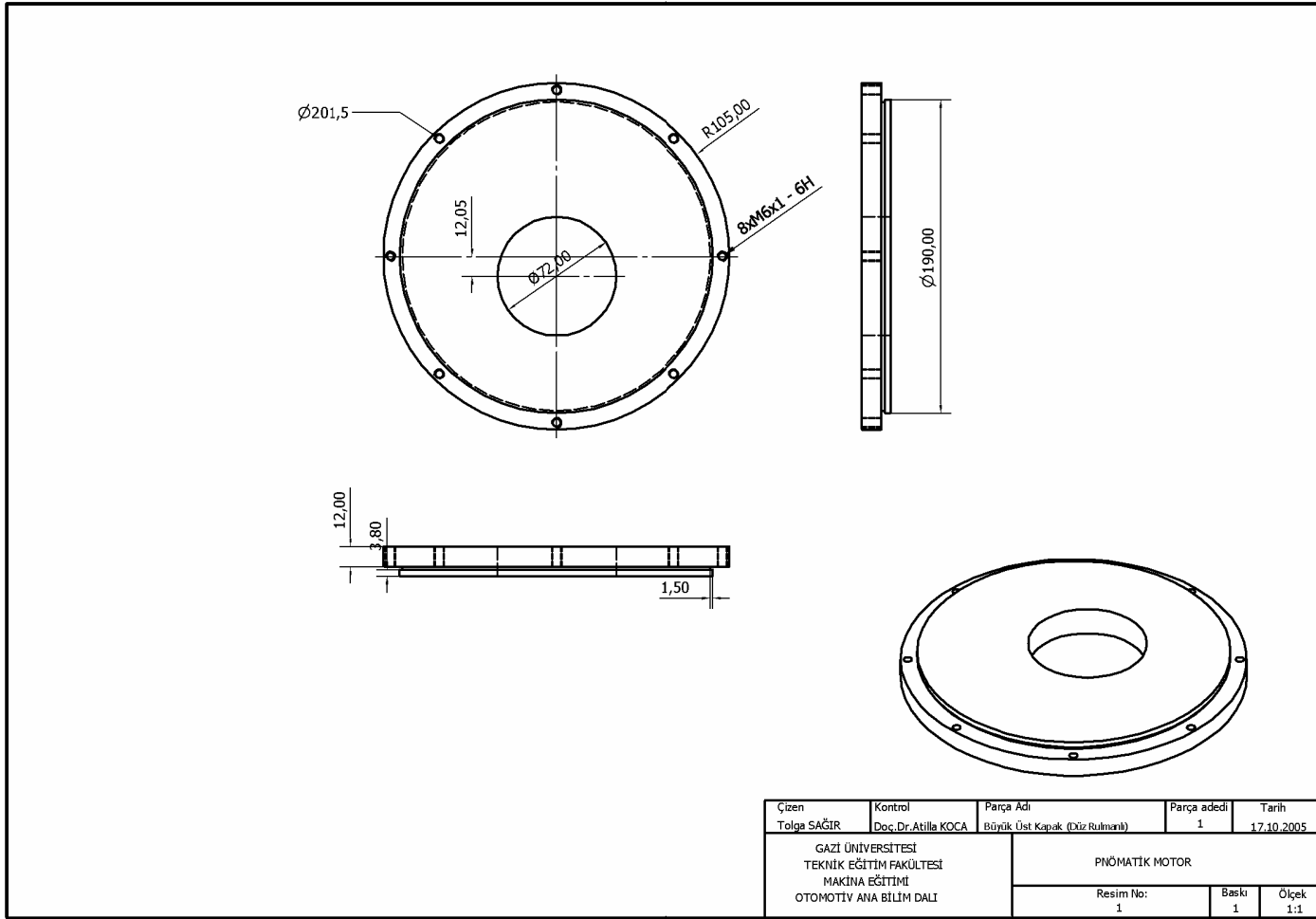
EK-3 (Devam) İmalat resimleri



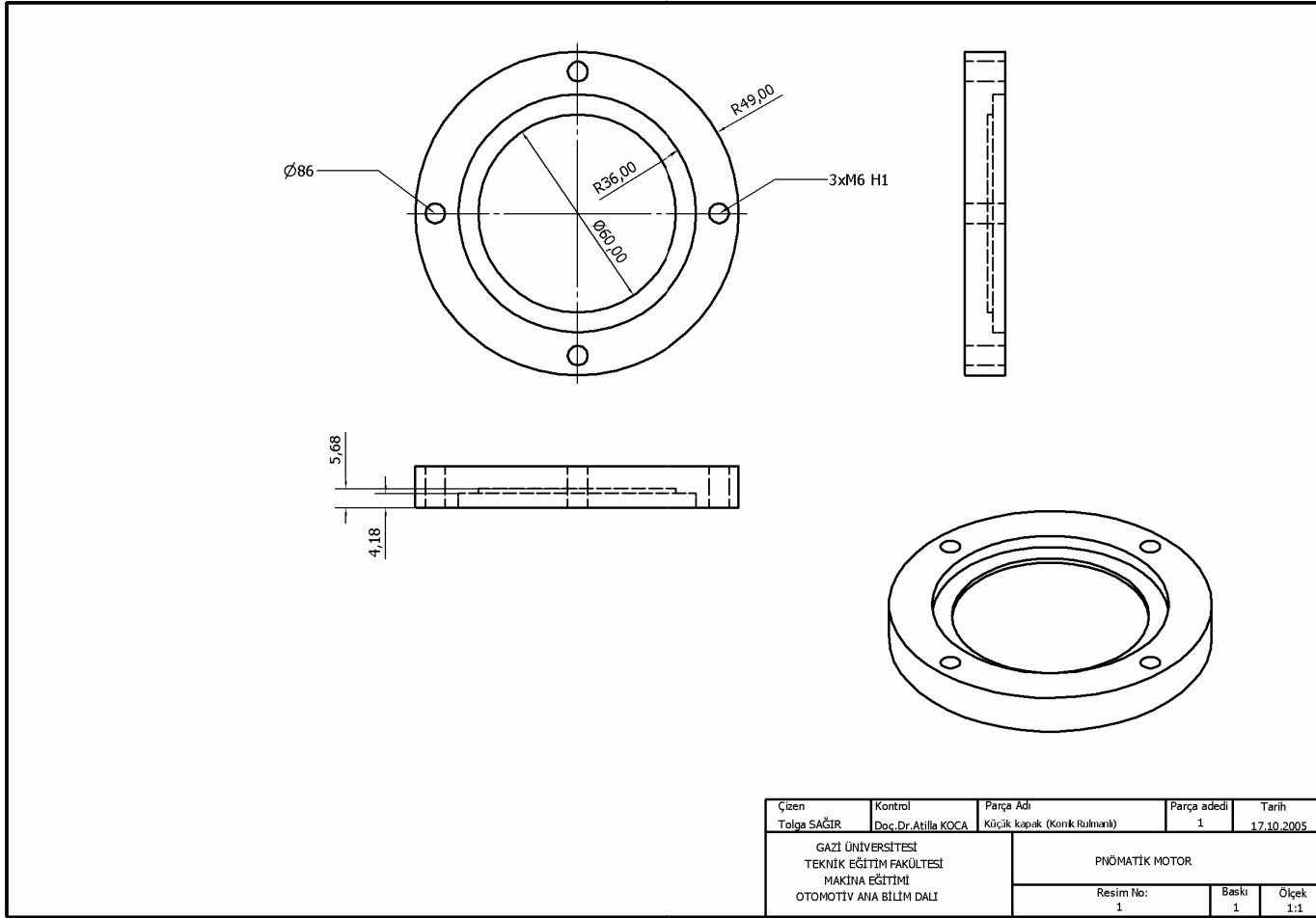
Resim 3.5. Gövde



Resim 3.6. Büyük alt kapak (konik rulmanlı)

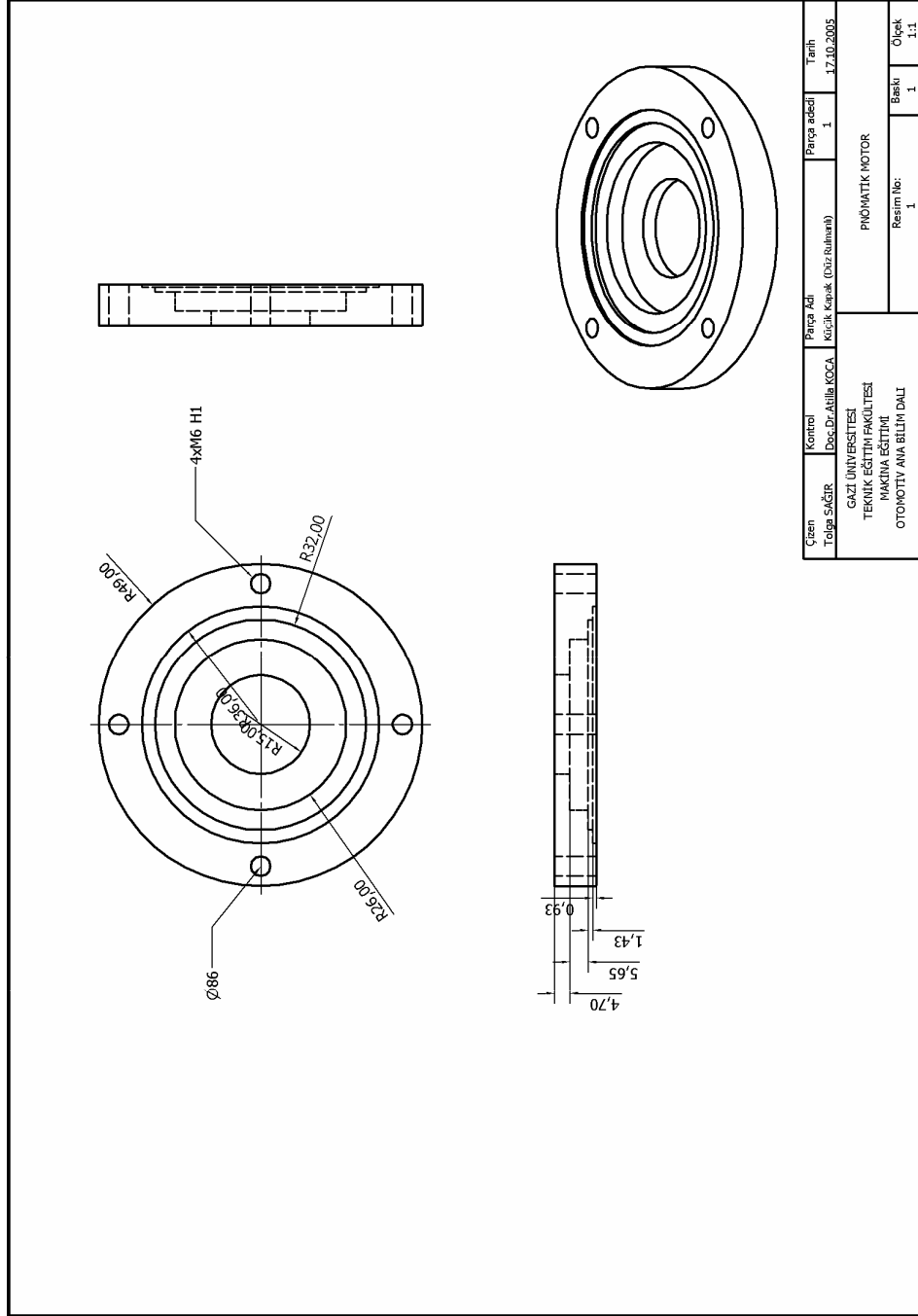


Resim 3.7. Büyük üst kapak (konik rulmanlı)



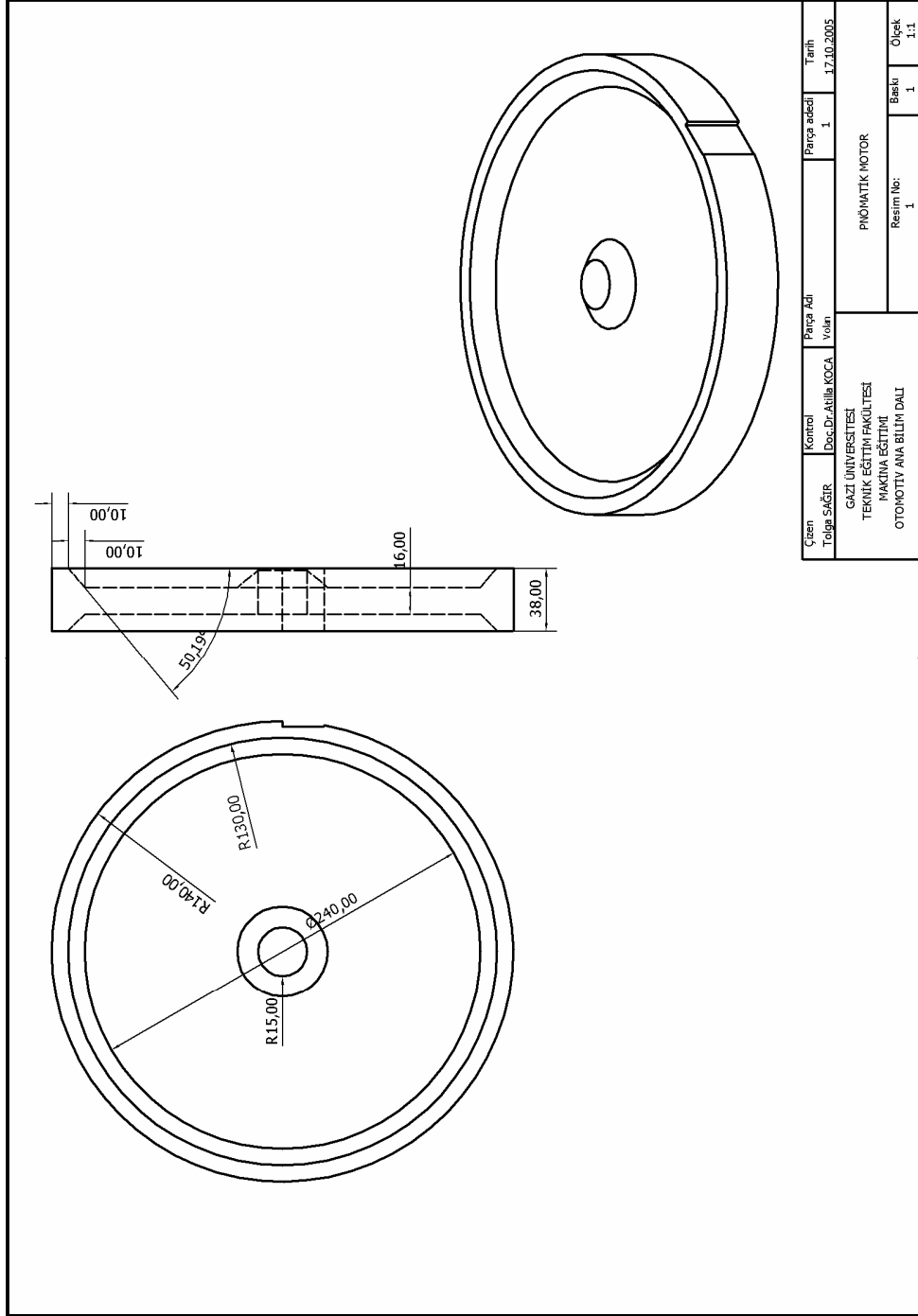
Resim 3.8. Küçük kapak (konik rulmanlı)

EK-3 (Devam) İmalat resimleri



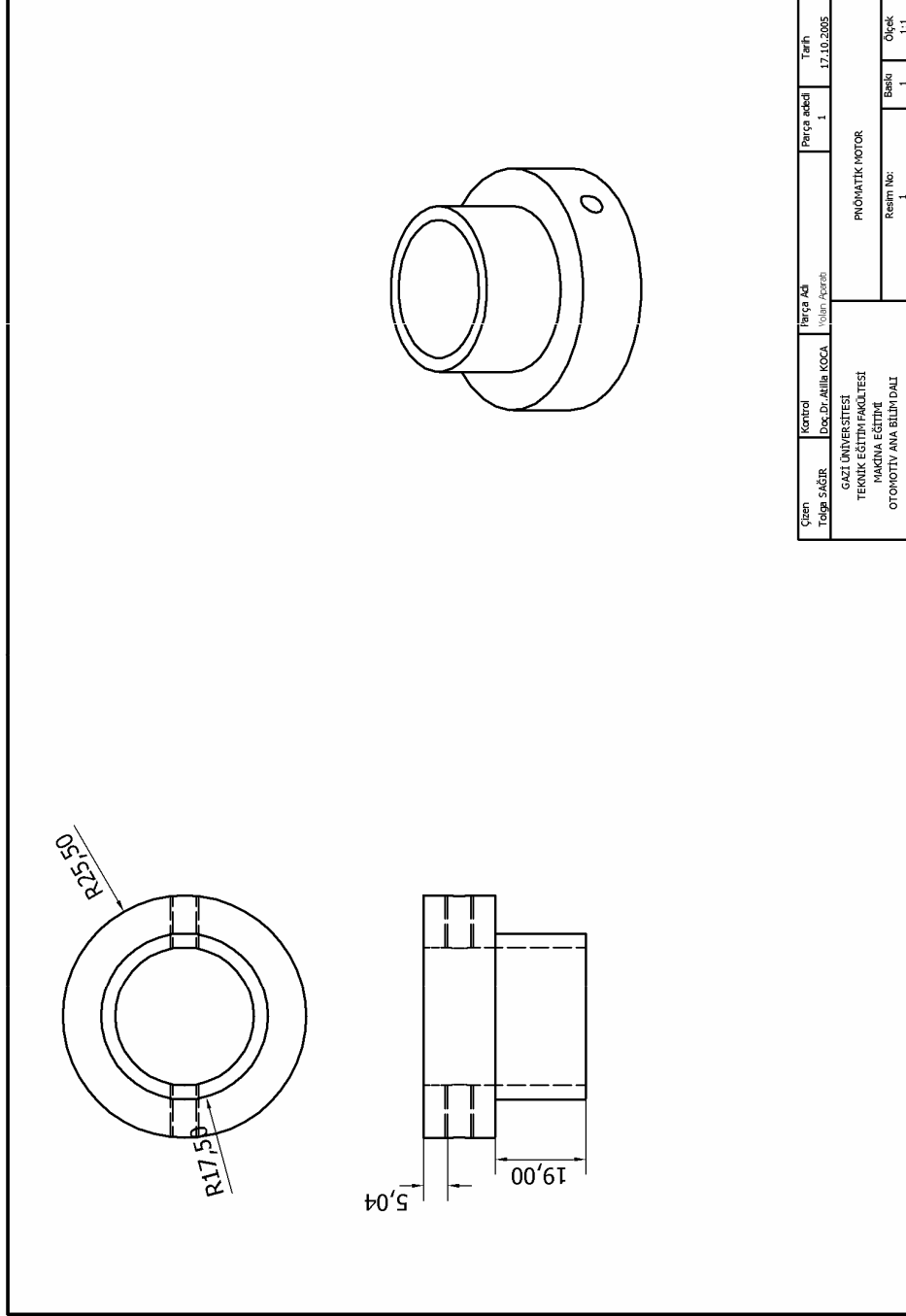
Resim 3.9. Küçük kapak (düz rulmanlı)

EK-3 (Devam) İmalat resimleri



Resim 3.10. Volan

EK-3 (Devam) İmalat resimleri



Resim 3.11. Volan aparatı

ÖZGEÇMİŞ

Tolga SAĞIR, 1980 yılı Kütahya doğumludur. İlk ve orta öğrenimini İzmir ve Ankara'da tamamladı. 1998 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalını kazandı. 2002 yılında bu bölümden mezun oldu. Bir müddet otomotiv firmalarında (Mercedes, Bmw, Honda) çalıştı. 2002 yılında girdiği Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü yüksek lisans programı halen devam etmektedir. Gazi Üniversitesi Atatürk Meslek Yüksek Okulunda dışarıdan ders vermiştir. ODTÜ teknokentte bulunan bir motor tasarım ekibinde görev almaktadır. Halen Çankırı Polis Meslek Eğitim Merkezinde polis öğrencisidir.