



DÖNER PALETLİ KOMPRESÖRLERİN TASARIM VE ANALİZİ

Duygu GÜRKAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İMALAT MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

AĞUSTOS 2019

Duygu GÜRKAN tarafından hazırlanan “DÖNER PALETLİ KOMPRESÖRLERİN TASARIM VE ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi İMALAT MÜHENDİSLİĞİ Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. İhsan KORKUT

İmalat Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.

İkinci Danışman: Doç. Dr. Melih OKUR

Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.

Başkan: Prof. Dr. İbrahim ÇİFTÇİ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Çankırı Karatekin Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.

Üye: Prof. Dr. Hayrettin DÜZCÜKOĞLU

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Selçuk Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.

Üye: Doç. Dr. Hakan GÜRÜN

İmalat Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 21/08/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu çalışmanın Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

.....
Duygu GÜRKAN
21/08/2019

DÖNER PALETLİ KOMPRESÖRLERİN TASARIM VE ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Duygu GÜRKAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ağustos 2019

ÖZET

Endüstride elektrik tüketiminin yaklaşık % 10'u sıkıştırılmış havanın üretimi için kullanılmaktadır. Bu nedenle kompresörlerin veriminin artırılması soğutma endüstrisi için önemli ölçüde kazanç sağlayacaktır. Döngüsel Paletli kompresörler; basit yapıları oluşturmaları, gürültü, titreşim, maliyet ve parça sayılarının az olması gibi avantajlarından dolayı soğutma ve klima sistemlerinde pistonlu, vidalı ve sürgülü kompresörlere oranla daha çok tercih edilmektedirler. Genel olarak gövde, rotor, eksantrik mil ve paletten oluşmaktadırlar. Bu çalışmada, 22,6 cc hacme sahip çift kademe, paletli döngüsel kompresörün performansını arttırmak amacıyla iki farklı tasarım yapılmıştır. Bu tasarımlar teorik ve deneysel olarak karşılaştırılmıştır. İlk tasarımda endüstride genel kullanım şekli olan, gövde sabit tutularak eksantrik mil döndürülmüş, ikinci tasarımda ise basınç eksantrik mil sabit tutularak gövde ve palet döndürülmüştür. Her iki tasarım için kompresör boyutları ve basınç değerleri gibi parametreler sabit tutularak tork ve güç değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kompresörün ürettiği basınç ve dönmeden kaynaklanan atalet kuvveti gibi iki ana parametre etkili olmuştur. Hesaplamalar sonucunda atalet kuvveti teorik hesaplara dahil edilmediğinde döner gövdeli kompresörün döner eksantrik milli kompresöre göre daha az güç çektiği gözlemlenmiştir. Ancak atalet kuvveti hesaplara dahil edildiğinde ise döner gövdeli kompresörün döner eksantrik milli kompresöre göre 3,71 kat daha fazla güç çektiği gözlemlenmiştir. Deney sonuçları incelendiğinde ise; döner eksantrik milli kompresörün döner gövdeli kompresöre göre daha fazla basınç ürettiği ancak atalet kuvvetlerinin düşük olmasından dolayı maksimum basınç ve devirlerde elektrik motorundan 1,3 kat daha az güç çektiği görülmüştür.

Bilim Kodu	: 91438
Anahtar Kelimeler	: Döngüsel kompresör, döner paletli kompresör, soğutma kompresörleri
Sayfa Adedi	: 99
Danışman	: Prof. Dr. İhsan KORKUT
2. Danışman	: Doç. Dr. Melih OKUR

DESIGN AND ANALYSIS OF ROTARY VANE COMPRESSOR

(M. Sc. Thesis)

Duygu GÜRKAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

August 2019

ABSTRACT

In the industry, approximately 10 % of total electric consumption is used for compressed air production. Therefore increasing the efficiency of compressors significantly reaps profit for cooling industry. Rotary vane compressors are preferred more than piston compressors, screw compressors and scroll compressors in cooling and air conditioning systems, owing to its advantages such as its basic structure, lesser number of parts, lower noise, lower vibration and lower cost. Generally, they consist of block, rotor, camshaft and vane. In this study, two different designs were made for the purpose of to increase the performance of a 22,6 cc volume two-stage rotary vane compressor. In the first design, camshaft was rotated while block and vane were fixed, as general use in the industry. In the second design, camshaft was fixed while block and vane were rotated. Torque and power values were calculated for both designs while keeping parameters constant such as compressor dimensions and pressure values. Two major parameters, which are pressure production of the compressor and the inertial force arising from rotation, were effective to the computations. As a result of the computations, it was observed that the rotary block compressor exerted less power than rotary camshaft compressor when inertial force excluded from theoretical computations. However, rotary block compressor exerted 3,71 times more power than rotary camshaft compressor when inertial force included in the computations. As a result of the experiments, rotary camshaft compressor produced more pressure than rotary block compressor and also exerted 1,3 times less power from the electric motor at maximum pressure and revolution values due to its low inertial forces.]

Science Code : 91438

Key Words : Rotary compressor, rotary vane compressor, refrigeration compressor

Page Number : 99

Supervisor : Prof. Dr. İhsan KORKUT

Co Supervisor : Assoc. Prof. Melih OKUR

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca tüm bilgilerini benimle paylaşan, benden yardımını ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen kıymetli Tez Danışmanlarım Prof. Dr. İhsan KORKUT'a ve Doç. Dr. Melih OKUR'a teşekkürlerimi sunarım. Yüksek Lisans çalışmalarım boyunca 07/2018-03 kodlu Döner Paletli Kompresörlerin Tasarım ve Analizi adlı proje ile verdikleri maddi destekten dolayı Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne teşekkür ederim. Bu çalışmanın yürütülmesi esnasında motivasyon destekleri için tüm Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma teşekkür ederim. Ayrıca bugünlere gelmemde en büyük katkıyı sağlayan ve eğitim öğretim hayatım boyunca her zaman yanımda olan aileme teşekkürü bir borç bilirim. |



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. ENDÜSTRİDE KULLANILAN KOMPRESÖRLER	7
2.1. Doğrusal Kompresörler	9
2.1.1. Pistonlu kompresörler	9
2.1.2. Vidalı kompresörler	10
2.1.3. Sürgülü kompresörler.....	11
2.1.4. Kayar paletli kompresörler.....	12
2.1.5. Döner paletli kompresörler	12
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	19
4. MATERYAL METOD	33
4.1. Kompresör Parçaları.....	34
4.1.1. Gövde	34
4.1.2. Palet.....	34
4.1.3. Eksantrik mil	34
4.1.4. Rotor.....	35

Sayfa

4.1.5. Yan kapak.....	35
4.1.6. Ara plaka	35
4.2. Döner Eksantrik Milli ve Döner Gövdeli Kompresörün Tasarımları	35
4.2.1. Döner eksantrik milli kompresör	36
4.2.2. Döner paletli kompresör.....	38
4.3. Hesaplamalar	39
4.3.1. Döner eksantrik milli kompresör için yapılan hesaplamalar.....	40
4.3.2. Döner gövdeli kompresör için yapılan hesaplamalar	45
4.4. Grafikler	50
4.4.1. Döner eksantrik milli kompresörün grafikleri.....	51
4.4.2. Döner gövdeli kompresörün grafikleri.....	53
4.5. Deneysel Çalışma.....	58
4.5.1. Deney düzeneği ekipmanları.....	58
4.5.2. Laboratuvar deneyleri	64
5. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA	71
5.1. Elektrik Motoru Karakteristik Eğrileri	71
5.1.1. Döner eksantrik milli kompresör için motor karakteristiği eğrileri	71
5.1.2. Döner gövdeli kompresör için motor karakteristiği eğrileri	73
5.2. Döner Eksantrik Milli Kompresör Eğrileri	75
5.3. Döner Gövdeli Kompresör Eğrileri.....	77
5.4. Teorik Hesaplar ve Deneyden Elde Edilen Verilerin Karşılaştırılması	87
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	89
KAYNAKLAR	91
ÖZGEÇMİŞ.....	99

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Elektrik motorunun özellikleri.....	59
Çizelge 4.2. Deneylerde kullanılan invertörün teknik özellikleri	59
Çizelge 4.3. Deneylerde kullanılan ampermetrenin özellikleri	60
Çizelge 4.4. Gerilim ölçer özellikleri.....	60
Çizelge 4.5. Yük hücresinin teknik özellikleri.....	61
Çizelge 4.6. Yük hücresi indikatörünün özellikleri	62
Çizelge 4.7. Akış kontrol cihazlarının teknik özellikleri	63
Çizelge 5.1. DG. kompresörün çektiği gücün DEM kompresörün çektiği güce oranı	81
Çizelge 5.2. DEM kompresör debisinin DG kompresör debisine oranı	84

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Kompresör sıkıştırma işlemi.....	2
Şekil 1.2. 10 yıllık kullanım için kompresör maliyetlerinin yüzde dağılımı	3
Şekil 1.3 Elde edilen basınçlı hava ve uzaklaştırılan fazla ısıнын dağılımı	4
Şekil 1.4. Enerji harcanan ve tasarruf sağlanabilecek bölümler	5
Şekil 2.1. Endüstride kullanılan kompresör tipleri	7
Şekil 2.2. Doğrusal (pistonlu) kompresör	9
Şekil 2.3. Vidalı kompresör	10
Şekil 2.4. Sürgülü kompresörün kesit hali	11
Şekil 2.5. Kayar paletli kompresör	12
Şekil 2.6. Tek paletli döner kompresör	14
Şekil 2.7. Çok paletli döner kompresör	15
Şekil 2.8. Avrupa Birliği normlarına göre kompresörler için belirlenen tasarruf noktaları	17
Şekil 4.1. Döner eksantrik milli kompresörün çalışma prensibi (a. b. c.).....	37
Şekil 4.2. Döner paletli kompresörün çalışma prensibi	39
Şekil 4.3. Döner eksantrik milli kompresör için 180°-270° arası yapılan hesaplamalar.....	41
Şekil 4.4. Döner eksantrik milli kompresör için 270°-330° arası yapılan hesaplamalar.....	43
Şekil 4.5. Döner gövdeli kompresör için 180°-270° arası yapılan hesaplamalar	46
Şekil 4.6. Döner gövdeli kompresör için 270°-360° arası yapılan hesaplamalar	48
Şekil 4.7. Çift kademe paletli kompresörün sabit basınçta hidrolik moment eğrisi	51
Şekil 4.8. Döner eksantrik milli kompresör için açığa göre kuvvet değişimi.....	52
Şekil 4.9. Döner eksantrik milli kompresör için açığa göre kuvvet kolu değişimi.....	52
Şekil 4.10. Döner eksantrik milli kompresör için açığa göre tork değişimi	53

Şekil	Sayfa
Şekil 4.11. Döner gövdeli kompresör için açıya göre kuvvet değişimi	54
Şekil 4.12. Döner gövdeli kompresör için açıya göre kuvvet kolu değişimi	54
Şekil 4.13. Döner gövdeli kompresör için açıya göre tork değişimi	55
Şekil 4.14. Döner eksantrik milli ve döner gövdeli kompresörün tork karşılaştırması	56
Şekil 4.15. Kuvvet etkisiyle oluşan torkun güç-basınç eğrisi	57
Şekil 4.16. Kuvvet ve atalet etkisiyle oluşan güç-basınç eğrisi	57
Şekil 4.17. Elektrik motoru güç karakteristik deney düzeneği diyagramı	64
Şekil 4.18. 2700 rpm için örnek bir dinamometre-elektrik motoru güç eğrisi	66
Şekil 4.19. 2700 rpm döner eksantrik mil kompresör güç değerlerinin fit edilmiş hali	66
Şekil 4.20. Döner gövde kompresörün deney düzeneği diyagramı	68
Şekil 5.1. 600-2700 rpmler için DEM kompresör-elektrik motoru karakteristik eğrileri....	72
Şekil 5.2. 600-2700 rpmler için DG kompresör ve elektrik motoru karakteristik eğrileri ..	74
Şekil 5.3. Döner eksantrik milli kompresör için güç-basınç grafiği	75
Şekil 5.4. Döner eksantrik milli kompresör için debi-basınç eğrileri	76
Şekil 5.5. Döner eksantrik milli kompresör için debi-güç eğrileri	77
Şekil 5.6. Döner gövdeli kompresör için güç-basınç grafiği	78
Şekil 5.7. Döner gövdeli kompresör için debi-basınç grafiği	78
Şekil 5.8. Döner gövdeli kompresör için güç-debi grafiği.....	79
Şekil 5.9. Her iki kompresör için güç-basınç grafiği	80
Şekil 5.10. Her iki kompresör için sabit devirlerde debi-basınç grafikleri.....	83
Şekil 5.11. Her iki kompresör için sabit devirde güç-debi grafikleri.....	86
Şekil 5.12. 1800 rpm’de DEM kompresör için teorik ve deneysel karşılaştırma	87
Şekil 5.13. 1800 rpm’de döner gövdeli kompresör için teorik ve deneysel karşılaştırma...	88

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 4.1. Paletli döngüsel kompresörün montajı	33
Resim 4.2. Döner eksantrik milli kompresör	36
Resim 4.3. Döner gövdeli kompresör	38
Resim 4.4. Elektrik motoru güç karakteristik deney düzeneği	65
Resim 4.5. Döner eksantrik milli kompresörün deney düzeneği	67
Resim 4.6. Döner gövde kompresörün deney düzeneği.....	69



SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
kW	Kilowatt
kWh	Kilowatt saat
m	Metre
m²	Metrekare
mm	Milimetre
Rd	Radyan
kg	Kilogram
gr	Gram
dev/dk	Devir/dakika
kgm²	Kilogram metrekare
rad/sn	radyan/saniye
N	Newton
Nm	Newtonmetre
A	Amper
V	Volt
Hz	Hertz
Mohm	Megaohm
mV	Milivolt
mA	Miliamper
μV	Mikrovolt
ms	Milisaniye
l/min	Litre/dakika
rpm	dev/dk
W	Watt

Kısaltmalar**Açıklamalar****AC**

Alternatif akım

CAS

Close air solution

DC

Doğrusal akım

DEM

Döner eksantrik milli

DG

Döner gövdeli

HSS

Yüksek hız çeliği

NLREG

Nonlineer regresyon analizi

SR

Senkron döner

YSA

Yapay Sinir Ağları |

1. GİRİŞ

Ülkelerin kalkınmışlık düzeyleri tükettikleri enerji ile paralel kabul edilmektedir. Bir ülkenin ekonomik bakımdan büyüme sağlaması, üretimin artmasıyla mümkün olmaktadır. Türkiye’de üretim sektöründe, önemli bir girdi faktörü olan enerji ihtiyacı, %70 oranında dış ülkelere bağımlıdır. Son açıklanan verilere göre Türkiye genelinde elektrik enerjisi tüketimi 2018 yılında bir önceki yıla göre %2,2 artarak 303,3 milyar kWh olmuştur [1]. Günümüzde enerji kaynaklarının her geçen gün tükenmesi ve fiyatlarının artmasından dolayı özellikle konutlarda ve endüstride elektrik kullanımını olumsuz yönde etkilemektedir. Bundan dolayı enerji tasarrufu insanlar için bir zorunluluk haline gelmekte ve daha verimli cihazlar için yeni tasarımlara ihtiyaç duyulmaktadır. Örneğin; elektrik enerjisini çok tüketen standart beyaz eşyaların yerine son derece ekonomik olan, beyaz eşyalar kullanılmaya başlanmıştır [2].

Elektrik enerjisi tüketiminin önemli bir kısmını basınçlı hava kullanımı oluşturmaktadır. Basınçlı hava sistemleri birçok endüstriyel tesiste elektrik tüketiminde 3. sırada yer almaktadır [3]. Sıkıştırılmış hava ihtiyacı, endüstriyel elektrik enerjisi tüketiminin ABD’de %30’unu, Türkiye ve Avrupa’da % 10’unu oluşturmaktadır [4-6]. Ticari ve konut ihtiyaçları (taşınabilir aletler, hava pompaları, pnömatik ısıtma, havalandırma, klima vb.) dahil edildiğinde bu oran % 20’ye kadar ulaşmaktadır. Basınçlı hava kullanmanın en dezavantajlı tarafı yapılan birim iş başına kullanılan enerji maliyetinin yüksek olmasıdır.

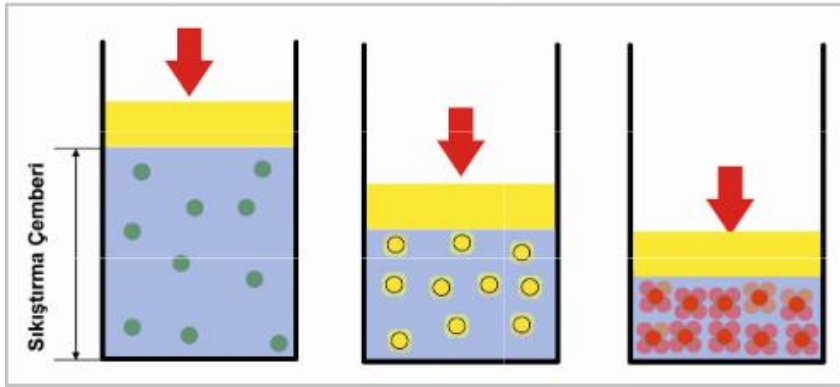
Basınçlı havanın sistematik olarak güç uygulamalarında kullanılmaya başlanması 19. yüzyılın ortalarına dayanmaktadır [7]. Günümüzde de uygun ve güvenli kabul edildiği için endüstride enerji sağlayan hava olarak ve bir uygulamanın aktif parçası olarak madencilik, imalat mühendisliği alanlarında yaygın olarak kullanılmaktadır [8]. Enerji sağlayan hava olarak kullanımda mekanik işleri yapmak üzere enerjiyi depolamak ve iletmek esas alınmaktadır. Endüstrinin tüm alanları düşünüldüğünde basınçlı hava, kontrol sistemleri için taşıma, döndürme gibi işlemleri yerine getirmek, pnömatik ekipmanlara güç vermek, parçaları basınçlı hava ile temizlemek ve üretim sırasında bileşenleri taşımak ya da soğutmak gibi işlemlerde kullanılmaktadır [7-9].

Aktif hava kullanımında ise basınçlı havanın belirli bir prosesin aktif ve ayrılmaz bir parçası olması gerekmektedir. Bu durumda hava ürünle sürekli temas halinde olduğu için ,hava kalitesi büyük önem taşımaktadır. Bu tür basınçlı hava; kimyasal maddeler, ilaç üretimi, gıda sektörü, havalandırma, elektronik parça üretimi ve tıbbi soluma havası alanlarında kullanılmaktadır [9].

Basınçlı hava sistemlerinin güç/ağırlık oranı düşük ve güç yoğunluğu yüksektir. Patlamalara ve aşırı yüke karşı dayanıklı olmaları, sıcaklık, nem, toz, elektromanyetik ve gürültü gibi unsurlardan etkilenmemeleri, bakımlarının kolay olması ve uzak mesafelere taşınabilir olmaları tercih sebebi olmalarını sağlamaktadır [10].

Basınçlı hava sistemlerinin kalbi olarak anılan hava kompresörleri gaz halindeki maddeleri sıkıştırma amacıyla kullanılmaktadır. Kompresörler, ortam basıncında içeri alınan havayı hacimsel olarak küçülterek potansiyel enerji yükleme ve istenilen basınca getirme prensibiyle çalışmaktadırlar [11].

Şekil 1.1’de görüldüğü gibi atmosferik hava yüksek basınç enerjisine dönüştürülmekte ve hava molekülleri sıkıştırılmaktadır [8].

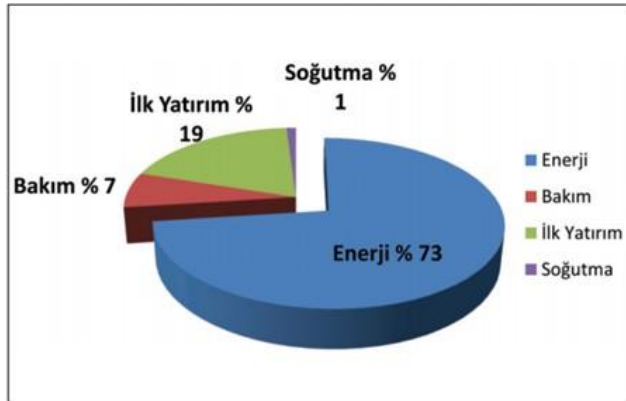


Şekil 1.1. Kompresör sıkıştırma işlemi

Kompresörler, petro kimya, elektronik, otomotiv, gıda işleme, makine, cam, madencilik, tekstil, inşaat vb. birçok farklı endüstri dalında; günlük hayatta ulaşım, eğlence parkları gibi alanlarda; evlerde ise; genellikle buzdolaplarında ve klimalarda soğutma amacıyla kullanılmaktadır [12].

Kompresörlerin enerji verimi elektrik ve hidrolik güç kaynaklarına kıyasla düşük olmasına rağmen, esnek şartlara uyan ve mekanizmayı tahrip etmeyen kullanım olanaklarından dolayı, tekstil makinaları, boya tabancaları gibi aygıtlarda, cam imalatı, hava ile püskürtme gibi işlemlerde, elektrik ve hidrolik güç kaynaklarına üstünlüğü nedeniyle kullanılmaktadır [13].

Kompresörlerin kullanım ömrü maliyetleri genellikle 10 yıllık kullanım için hesaplanmaktadır. Kompresörler genellikle ilk yatırımı yaparken pahalı makineler olarak görülse de 10 yıl içinde yatırım maliyeti genellikle toplam maliyetin % 10-15'i kadar olmaktadır. Devreye alma ve servis maliyetleri, toplam maliyetin yaklaşık % 10'u iken enerji maliyeti, toplam maliyetin % 70'i ile en yüksek kısmı almaktadır [14]. Şekil 1.2'de 10 yıllık kullanım için kompresör maliyetlerinin yüzde dağılımı gösterilmektedir [10].



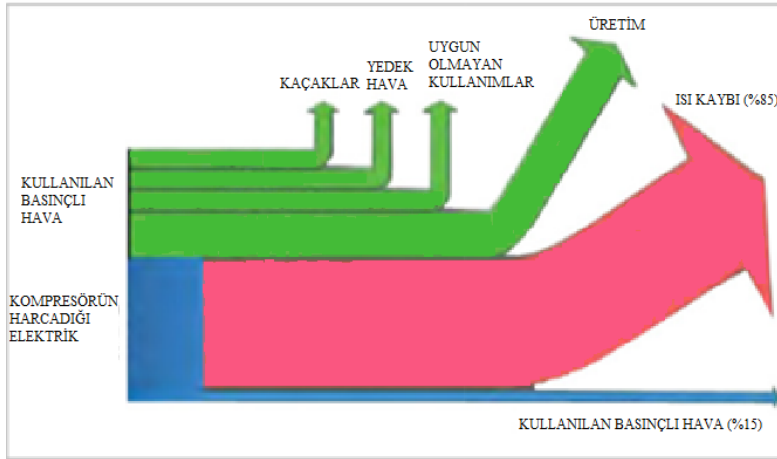
Şekil 1.2. 10 yıllık kullanım için kompresör maliyetlerinin yüzde dağılımı

Basınçlı hava ile çalışan bu makinaların genel olarak çalışma basıncı 6 bar (manometre basıncı) olup, boya tabancaları ve diğer bazı aletler daha düşük basınçta çalışmaktadır. 6 bar hava kullanan sistemleri besleyen kompresörlerin 7-8 bar basınç kapasiteli olması gerekmekte ve genelde bu basınçta kompresörler kullanılmaktadır [13].

Kompresörlerin ortamdaki emdikleri havanın içindeki toz, kir ve nem, basınçlı havanın kullanıldığı sistem ve makinelerde tıkanma ve hasara yol açmaktadır. Bu nedenle kompresörün bastığı hava kurutularak ve filtre edilerek depo edilmektedir [8].

Kompresörler havayı sıkıştırdığında ısı oluşmaktadır. Hava kompresörleri genelde kendilerini tahrik eden motordan aldıkları enerjinin bir kısmını basınç enerjisine ($\text{Basınç} \times \text{Debi} = \text{Kuvvet} \times \text{Hız} = \text{Güç}$) dönüştürürken, kalan kısım kayıp olarak ısıya dönüşmektedir. Çevrimin sürekliliğini sağlayabilmek için, sıkıştırma esnasında oluşan bu ısının hava veya su soğutmasıyla sistemden atılması gerekmektedir. [13].

Şekil 1.3'te elde edilen basınçlı hava ve uzaklaştırılan fazla ısının dağılımı görülmektedir [8].

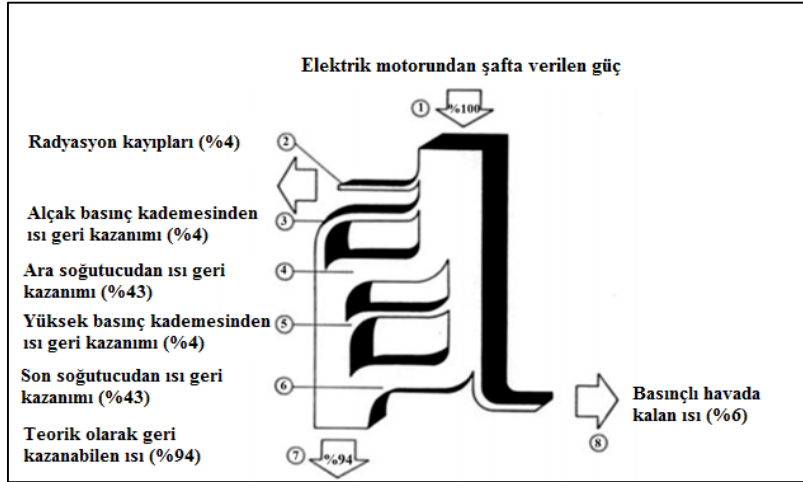


Şekil 1.3 Elde edilen basınçlı hava ve uzaklaştırılan fazla ısının dağılımı

Şekil 1.3 incelendiğinde sıkıştırılmış hava eldesi için kullanılan enerjinin önemli bir bölümünün ısı kaybına harcadığı görülmektedir. Bu nedenle basınçlı hava eldesinde enerji kaybını azaltmak kaçınılmaz hale gelmektedir. Bu amaçla basınçlı hava üretiminde boru hattı azaltma, yeni CAS tasarımı, ayarlanabilir hız sürücüler, cihaz optimizasyonu gibi çok sayıda tasarruf önlemi alınmaktadır [8].

Avrupa Birliği ülkelerinin basınçlı hava sistemlerinde ekonomik ve teknik açıdan uygulanabilir tasarruf miktarı %32,9 olarak öngörülmektedir.

Ekipmanların daha düşük basınçlarda çalıştırılabildiği yerlerde elektrik enerjisinden tasarruf elde etmek mümkündür. Bu durumda kompresörün maksimum basınç değerindeki azalmaya karşılık güç tüketiminden tasarruf sağlanacaktır. Şekil 1.4'te enerji harcanan ve tasarruf sağlanabilecek bölümler görülmektedir [10].



Şekil 1.4. Enerji harcanan ve tasarruf sağlanabilecek bölümler

Çeşitli kayıplar yüzünden gerçek kompresörün etkinliği ideal kompresörden sapmakta ve ideal koşullar asla gerçekleşmemektedir.

Kompresörler; harcadıkları enerjinin ancak %15 kadarını basınca çevirebilmekte, kalan %85'lik enerji ısıya dönüşmektedir. Bu durum kapasite düşmesine ve giren işin artmasına neden olmaktadır.

Kompresörlerin ısıya dönüştürdüğü atık enerjinin %94'ü ısı geri kazanma sistemleriyle tekrar geri kazanılabilmektedir [10].

Bu durum gerek devamlı artan enerji maliyetleri, gerekse CO₂ salınımını azaltmak amacıyla bir zorunluluk haline gelmiştir. Kompresör tipine bağlı olarak kompresör performansını etkileyen ve kompresör verimini arttırmayı sağlayacak faktörler aşağıdaki gibidir.

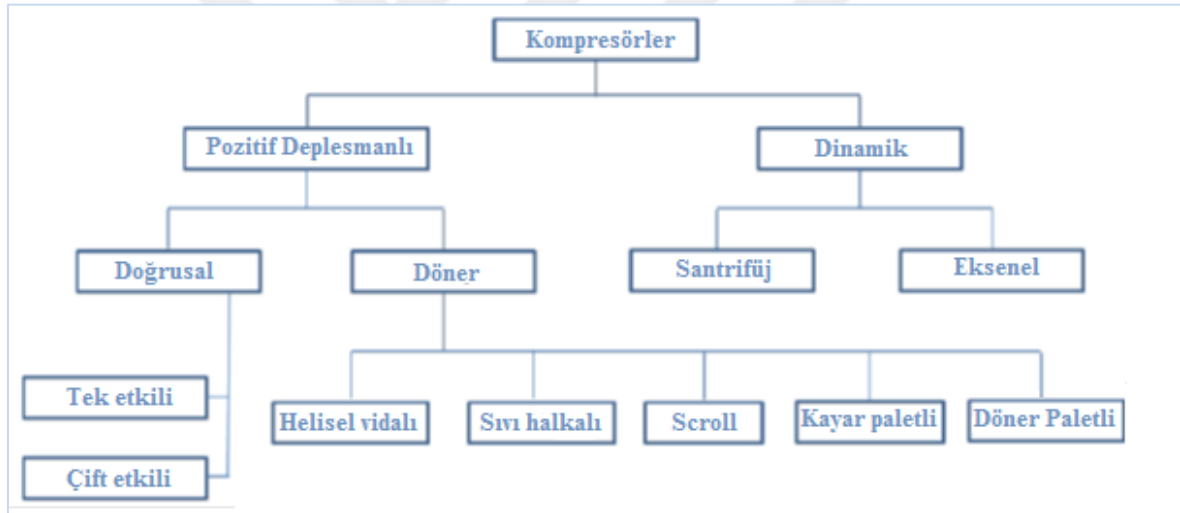
1. Kompresör ünitesi içindeki basınç düşümler
2. Soğutucuya olan ısı geçiş
3. Eksik ya da yanlış mekanik hareket sebebiyle valf verimsizliği
4. İç kısımdan gerçekleşen gaz kaçakları
5. Yağ sirkülasyonu
6. Yeniden genişleme
7. Akışkan sürtünmesi, mekanik sürtünme ve sıkıştırma odasındaki ısı transferi nedeniyle isentropik sıkıştırmadan sapma
8. Aşırı ya da az sıkışma [15].

Üreticiler, enerji tasarrufu sağlamak için değişken hızlı tahrik kompresörleri gibi yeni teknolojiler geliştirmektedirler. Değişken hızlı kompresörler, istenen tam basınçlı hava akışını sağlamak için kapasitelerini sabit tahliye basıncında değiştirebilmektedirler. Bu tür kompresörlerde sabit hızlı kompresörlere kıyasla sadece sabit basıncı ayarlayarak yaklaşık % 6 enerji tasarrufu sağlanabilmektedir. Uygulamaya göre enerji tasarrufu % 35'e kadar çıkabilmektedir.

2. ENDÜSTRİDE KULLANILAN KOMPRESÖRLER

Kompresör seçiminde dikkat edilmesi gereken en önemli unsur kompresörün harcadığı enerji ve buna karşılık vermiş olduğu hava debisi olmaktadır. Başka bir deyişle, birim hacim havayı belli bir basınca en az enerji harcayarak getirebilme kabiliyeti yani verimlilik dikkate alınmalıdır. Bunun en doğru şekilde hesaplanabilmesi için de kapasite, çalışma basıncı ve istenen hava kalitesinin doğru tespit edilmesi büyük ölçüde önem kazanmaktadır [10].

Kompresörler basınçlı hava oluşturma mekanizmalarına göre pozitif deplasmanlı ve dinamik kompresörler olmak üzere iki başlıkta toplanmaktadır. Şekil 2.1’de endüstride kullanılan kompresör tipleri görülmektedir [16].



Şekil 2.1. Endüstride kullanılan kompresör tipleri

Dinamik kompresörlerde hava, pervane kanatları arasına çekilmekte ve yüksek hıza çıkartılmaktadır. Daha sonra bu hava, kinetik enerjiyi statik basınca dönüştüren, difüzörden geçirilmektedir. Birçok dinamik kompresör, aksiyel veya radyal akış modeline sahip turbo kompresörlerdir. Tamamı yüksek kapasitede basınçlı hava için tasarlanmışlardır [17].

Pozitif deplasmanlı kompresörlerde ise hava, emiş regülatörü aracılığıyla bir veya daha fazla sıkıştırma odasına alınmaktadır. Her odanın hacmi bir öncekine göre kademeli olarak azalmakta ve hava, odalarda sıkıştırılmaktadır.

Basınç, belirlenen basınç oranına ulaştığında bir port veya valf açılmakta ve sıkıştırma odasının hacmi sürekli olarak azaltılarak hava çıkış sistemine gönderilmektedir [11]. Genellikle, pozitif yer değiştirmeli kompresörün çalışma döngüsü rotor-silindir çiftinin tam dönüşü ile tamamlanmaktadır. Bu süre esnasında, odanın içerisindeki çalışan akışkanın basınç ve sıcaklığı değişmektedir [18].

Pozitif deplasmanlı kompresörler; tekrar eden hareketli (pistonlu) kompresörleri, yörünge mantığıyla çalışan (spiral tip) kompresörleri ve farklı tipte dönen kompresörlerden (vidalı, dişli, paletli) oluşmaktadır [19].

Bisiklet pompası pozitif deplasmanlı kompresörler için gösterilebilecek en basit örnektir. Burada hava silindir içine çekilmekte ve pistonun ileri hareketi ile sıkıştırılarak basınçlandırılmaktadır [17].

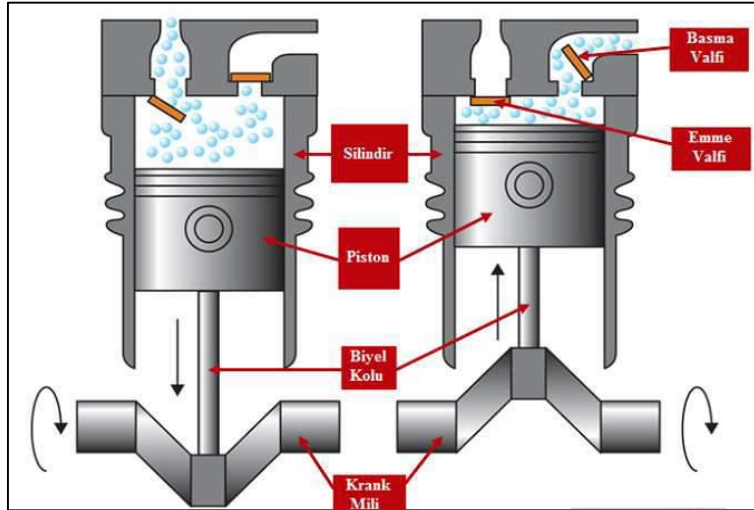
Bu tip kompresörler, hacmi azaltıp basıncı arttırmak için kullanılan mekanizma tiplerine göre doğrusal mekanizmalı ve döner mekanizmalı olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır.

Doğrusal mekanizmalı kompresörlerde piston tipi ve diyafram tipi kompresörler en çok kullanılan kompresör türleridir. Döner mekanizmalı kompresörlerin en yaygın örnekleri ise, çengel rotorlu, sarmal, sıvı çemberli, vidalı ve paletli kompresörlerdir [19].

2.1. Doğrusal Kompresörler

2.1.1. Pistonlu kompresörler

Silindir içindeki pistonun hareketinden kaynaklı olarak silindir içerisinde vakum enerjisi meydana gelmektedir. Vakum enerjisi sonrasında emme supabı açılmakta ve dışarıdan gelen hava filtreden geçirilerek silindir içine dolmaktadır. Pistonun alt ölü noktaya hareketi boyunca emme işlemi devam etmektedir. Piston yukarı yönde harekete başladığında hem emme hem de egzoz supabı kapalı konumda kalmakta ve silindir içine alınan hava sıkıştırılmaktadır. İstenilen orana kadar sıkıştırma işlemi yapıldıktan sonra egzoz supabı açılmakta ve basınçlı hava sisteme gönderilmektedir [20]. Bu tür kompresörler büyüklük olarak 1 kW’ dan başlayarak yüzlerce kW kapasitede yapılabilir. Yapısal olarak tek silindirli olabileceği gibi çok silindirli de yapılabilmektedirler. Tek etkili ve çift etkili olmak üzere iki tipte üretilmektedir [21]. Pistonlu kompresörler, fiyatlarının düşük olması sebebiyle küçük ve orta hacimli işyerlerinde tercih sebebi olmaktadır fakat gürültülü çalışmaları ve çoğu zaman sorun yaratmaları sebebiyle büyük ölçekli iş yerlerinde tercih edilmemektedirler [20]. Şekil 2.2’de doğrusal (pistonlu) kompresör görülmektedir [11].

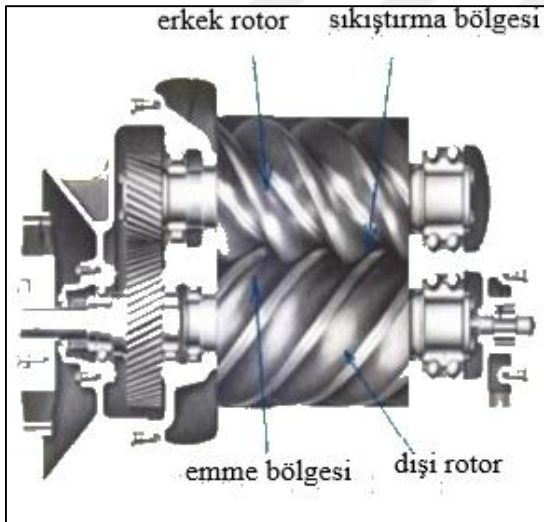


Şekil 2.2. Doğrusal (pistonlu) kompresör

Temel olarak bir pistonlu kompresör, karter, krank mili, biyel kolu, silindir, piston, ve piston hareketine uyumlu çalışan emme ve basma valfleri olmak üzere birçok hareketli parçadan oluşmaktadır. Bu da pistonlu kompresörlerde parçalar arası sürtünme aşınma gibi sorunların yanında imalat ve bakım zorluğuna da neden olmaktadır [11].

2.1.2. Vidalı kompresörler

Vidalı kompresörler bir gövde içine yerleştirilmiş erkek ve dişi rotorlardan oluşmaktadır. Rotorların dönmesiyle birlikte hazne içine giren gaz, emme ağzının kapanmasıyla rotorlar ve gövde arasında sıkıştırılmaya başlamakta ve daha sonra sıkıştırılmış hava çıkış portundan dışarı atılmaktadır. Vidalı kompresörlerin pistonlu kompresörlere göre daha az hareketli parçası bulunması sebebiyle pistonlu kompresörlere göre daha verimlidir ve titreşim seviyesi daha düşüktür [22]. Ancak vidalı kompresörlerin de maliyeti yüksektir. Şekil 2.3'te vidalı kompresör görülmektedir [23].



Şekil 2.3. Vidalı kompresör

İklimlendirme ve soğutma endüstrisinde son zamanlarda, düşük kapasiteli soğutma gerektiren yerlerde pistonlu kompresörlere kıyasla döner kompresörlerin kullanımının arttığı görülmektedir. Bu durum, temel olarak döner kompresörlerdeki tasarım sadeliği, kompaktlık, kolay kurulum, düşük bakım maliyeti, daha az hareketli parça gibi avantajlarından kaynaklanmaktadır.

Sürgülü, kayar paletli döner piston ve döner paletli kompresörler, iyi bir güvenilirlik ve verime sahip olduğu kanıtlanmış döner kompresörlere örnek olmaktadır [24-25].

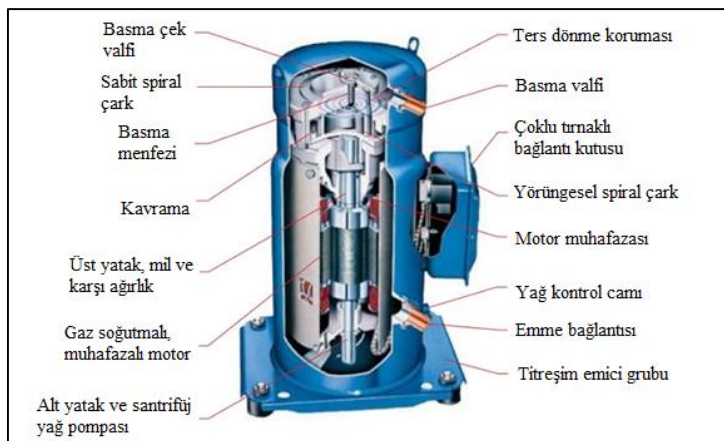
2.1.3. Sürgülü kompresörler

Sürgülü kompresörler, iç içe girmiş iki spiral yapı ile sıkıştırma işlemi yapan, yörüngesel hareketli, pozitif yer değiştirmeli kompresör tipidir.

Kavrama, kompresör spiralini sabit bir açısal hız pozisyonunda tutmakta ve dönmesini engelleyerek radyal olarak hareket etmesini sağlamaktadır. Üst spiral sabit ve alt spiral dönme hareketi yaparken, oluşan ay şeklindeki boşluklar soğutucu akışkanı emerek sıkıştırma işlemi yapmaktadır [21].

Diğer kompresörlere göre daha yüksek verime sahip olmaları, daha az yer kaplamaları, daha hafif olmaları, ses ve titreşim seviyelerinin düşük olması avantajları arasındadır.

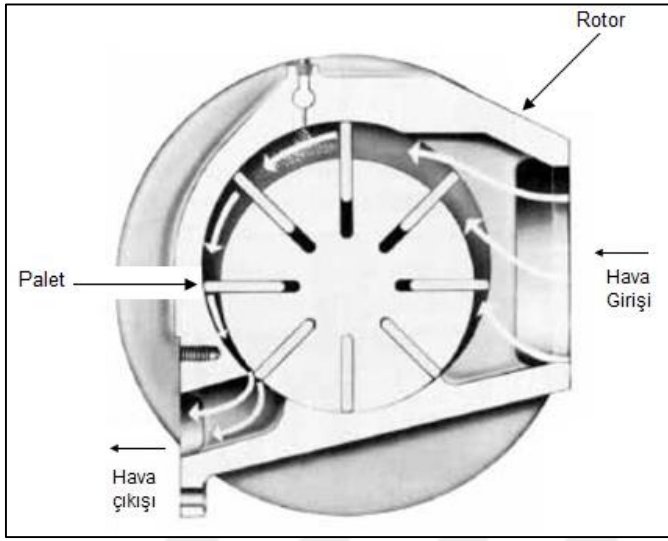
Sürgülü kompresörlerin onarım amacı ile çalışma sahasında kolayca demonte edilemeyişi ve çoklu kompresörlü sistemlerde artan kapasite kontrolü dezavantajlarından [26]. Şekil 2.4'te sürgülü kompresör görülmektedir [27].



Şekil 2.4. Sürgülü kompresörün kesit hali

2.1.4. Kayar paletli kompresörler

Kayar paletli kompresörler gazı sıkıştırmak için dönme hareketini kullanan kompresör çeşitlerindendir. Rotorun üzerindeki paletler gazı rotor ve silindir arasında tutmaktadır. Gaz sıkıştırılarak boşaltma hattına gönderilmektedir [28]. Genelde sessiz çalışan kompresörlerdir. Şekil 2.5'te kayar paletli kompresör gösterilmektedir [29].



Şekil 2.5. Kayar paletli kompresör

2.1.5. Döner paletli kompresörler

Döner paletli kompresörler, pistonlu kompresörün doğrusal olarak gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemi yaparken dönme hareketini de kullanmaktadır. Paletli kompresörler çoğunlukla soğutucularda, dondurucularda ve klimalarda kullanılmasına rağmen; çok kademeli sıkıştırma sistemlerinde alçak basınç kısmında yükseltici kompresör olarak da kullanılabilmektedirler [21].

Hafiflikleri ve az maliyetli oluşları yüksek performansla bir araya geldiğinde, döner kompresörler, düşük kapasite gerektiren klima ve soğutma sistemlerinde pistonlu ve vidalı kompresörlere göre giderek daha popüler hale gelmektedir [24].

Döner kompresörler, genellikle buzdolapları ve klimalar gibi çeşitli ev cihazlarında kullanıldığı için bu tür kompresörler sadece yüksek verimli değil, aynı zamanda sessiz olmalıdır. Bu nedenle döner kompresörlerde temel anlamda yüksek verimlilik ve düşük gürültü esastır [30].

Bununla birlikte, düşük viskoziteli ve yağlayıcı özelliklere sahip alternatif soğutucuların kullanımı, döner kompresörün kullanılabilirliğini büyük oranda arttırmaktadır [31]. Endüstriyel uygulamalarda, döner paletli kompresörler 7-12 bar aralığında en yaygın kullanılan kompresörlerdir ve birkaç kW'dan birkaç yüz kW'a kadar elektrik gücü ile 1000 m³ / dak'ın altındaki debilerde kullanılmaktadırlar [32].

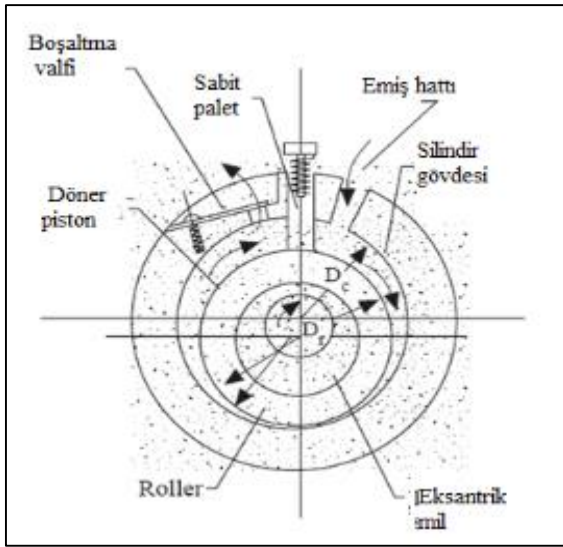
Oda klimalarında kullanılan kompresörler genellikle 3600 rpm devirde ve 1.96 bar basınçtır. Soğutucu akışkana ek olarak, iç sızıntıyı azaltmak ve döner kompresörün sıkıştırma ve boşaltma parçaları gibi mekanik bileşenleri yağlamak için yağlama yağı da kullanılmaktadır [30]. Döner kompresörlerde akış sürekli olduğundan emme işlemi için bir valfe ihtiyaç bulunmamaktadır. Bu tür kompresörlerde ölü hacim oldukça az olduğundan hacimsel verimleri oldukça yüksektir [21].

Döner kompresörler temel olarak silindir, rotor ve palet olmak üzere üç ana parçadan oluşmaktadır. Silindirin merkezi ve rotor, rotorun dış çemberi ile silindirin iç duvarında çizgisel temas olacak şekilde kaydırılmıştır ve bu çizgi teması kompresördeki çalışma odasını ikiye ayırmaktadır. Çalışma odası bu temas çizgisi, rotor dış yüzeyi, silindir iç yüzeyi ve palet tarafından şekillenmektedir. Palet silindire rijit olarak bağlanmıştır ve paletin diğer ucu ise rotor içine yerleştirilmiş palet boşluğunda kaymaktadır. Döner eksantrik milli kompresörde çalışma esnasında, silindir bir motor ile tahrik edilmekte ve bir ucundan silindire sabitlenmiş olan palet ise diğer ucu ile rotoru döndürmektedir. Bu da, çalışma odasının hacminin değişimini sağlamakta ve böylelikle kompresör döngüsünün çalışma prosesini tamamlamaktadır. Dönme hareketi; rotor, palet ve silindir içinde sıkışan hacimlerin değişmesine neden olarak çalışma akışkanının emme, basma ve boşaltma işlemlerini yaptırmaktadır [18].

Döner paletli kompresörler tek (dönmeyen) paletli kompresör ve çok (dönen) paletli kompresör olmak üzere iki temel tip paletli döner kompresör bulunmaktadır.

Tek (dönmeyen) paletli kompresörler

Tek paletli kompresörlerde, mil merkezi ile silindir merkezi aynı noktada bulunmaktadır. Ancak mil, döner pistonu göre eksantrik (merkezden kaçık) olarak yerleştirilmiştir. Bunun nedeni rotorun dönme hareketi yaparken silindire temas etmesinin sağlanmasıdır. Sabit palet ise rotor dönerken üzerindeki yay kuvveti ile hareket etmekte ve emme ve basma kısımlarını birbirinden ayırmaktadır. Şekil 2.6’da tek paletli döner kompresör görülmektedir [21].



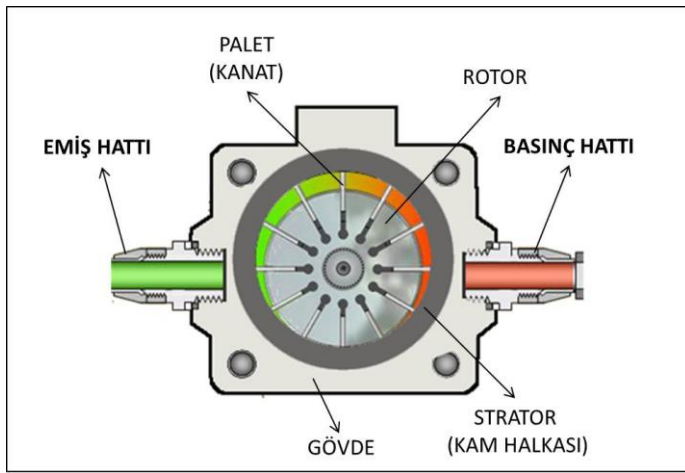
Şekil 2.6. Tek paletli döner kompresör

Çoklu (Dönen) Paletli Kompresörler

Daha çok büyük kapasiteli kompresörler için uygulanan bu tasarımda paletler de rotorla birlikte dönmektedir. Kademeli derin soğutma uygulamaları için Booster kompresörü olarak (-20 ila -90 °C arasında) kullanılmaktadır. Güç sınırları 10-600 HP arasında değişmektedir. Bu tip kompresörlerin avantajları, aynı kapasitedeki diğer tip kompresörlerden daha küçük boyutlu, daha hafif ve dayanıklı olmaları, çok düşük buharlaşma sıcaklıklarında başarıyla kullanabilmeleridir [21].

Uygulama yerlerinin başında; soğuk depoculuk, gıda maddelerinin dondurulması ve kimyasal proseslerin soğutma gerektiren işlemleri gelmektedir.

Bu kompresörlerin palet sayısı genellikle 4 ila 16 arasında değişmekte olup palet sayısının kompresör büyüklüğü arttıkça fazlalaşması birçok yönden fayda sağlamaktadır. Bugünkü çok paletli döner kompresörlerde sıkıştırma oranı 1/7 sınırının altında tutulmaktadır. Diğer yandan, emme/basma basınç farkının da çok yüksek tutulmaması gerekmektedir; aksi halde paletlerde ve rotorda aşırı esneme meydana gelmektedir ve yatak yükleri artmaktadır Bu kompresörlerde yağlama; gerek palet-gövde/ palet-rotor sürtünmesini azaltmak, soğutmayı iyi bir seviyede tutmak ve havanın geri sızmasını azaltmak için çok önemli olmaktadır [33]. Şekil 2.7’de çok paletli döner kompresör görülmektedir [34].



Şekil 2.7. Çok paletli döner kompresör

Döngüsel Kompresörlerin Avantajları ve Dezavantajları

Genel olarak döngüsel kompresörlerin diğer kompresör tiplerine göre üstünlükleri;

- Yüksek güç/ağırlık oranı,
- Düşük ağırlık ve kompakt tasarım,
- Kolay balanslama ve az titreşim,
- Geniş güç stroku
- Daha az hareketli parça (bağlantı mili, zaman dişlisi, valfler çoğunlukla kullanılmamıştır. Motorun kendine has geometrisi emme ve egzoz zamanlamasını kendisi düzenlemektedir.)
- Düşük üretim maliyeti

Genel olarak döngüsel kompresörlerin dezavantajları;

- Sızdırmazlık ve kaçak problemleridir [35]

İklimlendirme ve soğutma sistemlerinde pozitif deplasmanlı kompresörlerin yaygın kullanımı nedeniyle, hem endüstriden hem de araştırma merkezlerinden, kompresörlerin enerji verimliliğini artırmaya odaklanan, özellikle mevcut kompresör tasarımlarının iyileştirilmesi için önemli çabalar sarf edilmektedir.

Tüm mekanik sistemlerin ve makinelerin çalışmasında olduğu gibi, soğutma kompresörünün performansını etkileyen kritik faktörlerden biri mekanik verimlilik. Mekanik kayıplar sadece kompresörün genel verimliliğini düşürmekle kalmamakta, aynı zamanda sürtünmeden kaynaklanan aşınma ve yıpranma nedeniyle güvenilirlik problemlerine yol açmaktadır.

Döner kompresörlerde, temas eden parçalar genellikle yüksek bağıl hızlara sahip olduğu için, daha önce bahsedilen avantajlarına rağmen performanslarını sınırlayan sürtünme kayıplarından dolayı problem yaşanmaktadır [36]. Bu nedenle kompresör performansını arttırmak ve kompresör tarafından harcanan enerjiden tasarruf etmek amacıyla çalışmalar yapılmaktadır.

Avrupa Birliği normlarına göre kompresörlerde belirlenen tasarruf noktaları Şekil 2.8’de verilmiştir [10].



Şekil 2.8. Avrupa Birliği normlarına göre kompresörler için belirlenen tasarruf noktaları

Şekil 2.8’de verilen Avrupa Birliği normlarına göre kompresörlerdeki hava kaçaklarını ve basınç kayıplarını azaltmak kompresör performansının artırılması için önemli ölçüde fayda sağlamaktadır.

Döngüsel kompresörlerde sızdırmazlık, kaçak, sürtünme ve atalet problemlerini gidermek için birçok çalışma halen devam etmektedir

Bu çalışmada, 22,6 cc hacime sahip çift kademe, paletli döngüsel kompresörün performanslarını karşılaştırmak amacıyla iki farklı tasarım yapılmıştır.



3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Ferraris ve arkadaşları eksantrik kütlelere ve silindir basınç kuvvetine maruz kalan bir döner soğutucu kompresörün balans problemi ile ilgili çalışma yapmışlardır. Silindir basınç kuvveti ve rulman özelliklerini değerlendirmek için Fourier serisi kullanılmıştır. Bu çalışma, döner kompresör için silindir basıncının önemsiz bir rol oynadığını, ancak yüksek basınçlarda yataklamanın dikkate alınması gerektiğini ortaya koymaktadır [37].

Küçük ölçekli kompresörlerde elektrik motorunun elektromanyetik gürültüsünün yanı sıra, sistemde yerinin belirlenmesi gibi zorluklardan dolayı ve kompresörün yüksek sıcaklığa ve yüksek basınca maruz kalması nedeniyle küçük bir döner kompresörün şaft hızını ölçmek çok zor olmaktadır. Ahn ve arkadaşları çalışmalarında, bir klima için döner piston tipi kompresörün şaft hızını ölçmek amacıyla sabit bir yatak sensörü geliştirmiştir. Bu sabit yatak sensörü kullanılarak hem geçici hem de kararlı durum koşullarındaki şaft hareketlerinin, başarılı bir şekilde ölçümlerini yapmışlardır [31].

Cai ve arkadaşları bir çalışmalarında R290 (propan), R22 ve R410a soğutucu akışkanlarına sahip bir döner piston tipi döner kompresörün kaçak kayıpları üzerine karşılaştırmalı bir analiz sunmuşlardır. Özellikle, R290 soğutucu akışkanı kullanılan kompresör ile diğer soğutucu kompresörlerin arasındaki sızıntı kayıplarının karakteristikleri arasındaki fark incelenmiştir. Simülasyon sonuçları, R290 kullanılan kompresörde, aynı koşul altında R22 ve R410 soğutucu akışkanları kullanılan kompresörlere kıyasla yüksek verimlilik elde etmek için daha küçük radyal boşluk gerektiğini göstermektedir. Döner pistonun yüzeyleri ile silindir duvarları arasındaki açıklıktan kaçak kayıpları, özellikle silindirin yüksekliğinin nispeten küçük olması durumunda, radyal boşluktan dolayı önemli olmaktadır [38].

Park, değişken hızlı bir kompresörün dinamik özelliklerini belirlemek için bir döner kompresörün simülasyon modelini geliştirmiştir. Model, gerçek gaz denklemleri, silindirin kinematiği, sızıntıya bağlı kütle akış kaybı ve ısı transferi prensiplerine dayanmaktadır.

Sonuçlar, döner kompresörün hacimsel verimliliğinin çalışma frekansı ile arttığını, mekanik verimin, krank milinin açısal hızı ile ters orantılı olduğunu göstermiştir. Sıkıştırma işlemi sırasında ısı transferi yoksa, hacimsel verim % 20 artmaktadır [39].

Sung çalışmasında, döner bir kompresörde tribolojik özellikleri geliştirmek için palet yüzeylerine birkaç sert kaplama uygulamış ve kaplamaların kompresör performanslarına etkisini deneysel olarak değerlendirmiştir.

TiAlN ve DLC gibi çok yüksek sertliğe sahip kaplamalar, silindir üzerinde yüksek sürtünme ve aşınmaya neden olmakta ve bu nedenle bu çalışma için uygun görülmemektedir. Daha yumuşak WCrC kaplamalar yüzeylerde film oluşturmakta ve iyi tribolojik özellikler göstermektedir. TiN kaplamalı paletlerin, iyi aşınma direnci özellikleri gösterdiği ancak silindir yüzeylerinde yüksek sürtünme ürettiği gözlemlenmiştir [40].

Lee ve Oh döner kompresörün palet-silindir geometrisini kullanarak kayan yüzeylerin tribolojik özellikleri araştırmışlardır. Kayma testleri; çeşitli kayma hızları, normal yükler ve yüzey pürüzlülüğü esas alınarak gerçekleştirilmiştir. Palet yüzeyinde ciddi aşınma meydana geldiği için, kayan yüzeylere TiN kaplama uygulanmıştır. Yapılan deneyler sonucu palet yüzeyi için TiN kaplamanın, kaplanmamış orijinal palet ile karşılaştırıldığında aşınma direncini arttırdığı, kayma hızı arttığı zaman palet aşınmasının da arttığı ve bununla birlikte, 1000 rpm'de aşınma miktarının azaldığı gözlemlenmiştir [41].

Ooi tarafından buzdolapları için döner pistonlu bir kompresörün tasarım optimizasyonu yapılmıştır. Kompresör için ilk önce matematiksel bir model formüle edilmiştir. Model, geometrik konfigürasyon, termodinamik etkiler, valf dinamiği, akış ve mekaniği içermektedir. Modelin doğruluğu, tahmin edilen değerlerin ve ölçülen sonuçların karşılaştırılması ile doğrulanmıştır. Teorik çalışma, tasarım boyutları uygun seçildiği zaman mekanik kayıpta % 50'lik bir azalmanın mümkün olduğunu öngörmüş ve bu, kompresörün performans katsayısında % 14'ten daha fazla bir gelişme sağlamıştır [42].

Kim ve Lancey bir döner pistonlu döner kompresör için, çeşitli yağlama elemanlarına yağ teminini analitik olarak incelemişlerdir. Santrifüjlü pompa, radyal yağ besleme delikleri, oluklu yataklar ve diğer bazı kayma yüzeylerinden oluşan yağlama sistemi modellenmiştir. Yağlama sisteminin ağ modelini çözmek için bir bilgisayar simülasyon programı geliştirilmiştir.

Sayısal simülasyonun doğrulanması, şaft içerisindeki toplam yağ akış hızının ölçülmesiyle yapılmıştır. Toplam yağ akış hızları çeşitli çalışma koşullarında tahmin edilmiş ve tahminler ile deneyler arasında iyi bir uyum elde edilmiştir [43].

Kim bir döner kompresör için, yağ pompalama mekanizması üzerinde analitik bir çalışma yapmıştır. Ortasında yağ besleme deliği bulunan yağ taşıyıcı borunun içindeki yağ akışına enerji denklemi uygulanmış, analitik bir model geliştirilmiştir. Analitik modele dayalı simülasyonla yağ pompalama oranına ilişkin tahminler, geniş bir kompresör hız aralığında ölçüm verileriyle karşılaştırıldığında uyumlu bulunmuştur [44].

Teh ve Ooi çalışmalarında döner silindir yoluyla sürtünme kayıplarının etkili bir şekilde azaltıldığı “Döner Palet (RV) kompresör” adında yeni bir döner tip kompresör tasarımı yapmışlardır. Çeşitli temas bölgelerindeki sürtünmeler formüle edilmiş, daha sonra yüksek mekanik verim sağlayan kompresör konfigürasyonlarını ortaya çıkarmak için parametrik bir çalışma yapılmıştır. Ayrıca döner paletin, kompresörün tork dalgalanmalarını azaltarak kompresörün çalışmasındaki titreşimlerin azaltıldığı da tespit edilmiştir. Çalışmanın sonucunda dönen silindir nedeniyle, döner eksantrik milli kompresörde meydana gelen yüksek derecedeki palet ucu sürtünmesi RV kompresöründe neredeyse bulunmamaktadır. Yeni tasarım kompresörde, daha uzun bir çalışma şartlarında % 95'ten daha yüksek mekanik verimler elde edilmektedir [36].

Teh ve arkadaşları döner palet (RV) kompresörde dönen bir tahliye valfinin performansını araştırmışlardır. Euler – Bernoulli giriş teorisinin uygulanması kapsamında, dönen valfin matematiksel modeli formüle edilmiş ve basınç kuvvetlerine ek olarak santrifüj yükleri altında valfin geçici olarak analizi yapılmıştır. Sonuçlar, döner tahliye valfinin güvenilirliğinin yanı sıra kullanılan önceki valfe kıyasla döner kompresör performansının da artırılabilirliğini göstermiştir [45].

Teh ve Ooi döner paletli kompresörde rotor ve silindir arasındaki kaçak kaybı analizini gerçekleştirmiş ve döner pistonlu tip ile karşılaştırmasını yapmışlardır. Döner pistonla kıyasla, RV kompresöründeki radyal boşluktaki kaçak kaybının öncekinden % 40 daha az olduğu bulunmuştur. RV kompresörünün daha kısa çalıştırmalarda % 95'ten daha yüksek hacimsel verim, ancak daha düşük mekanik verim elde etmesi beklenmektedir.

Bu nedenle, bu yapılandırma kullanıldığında kompresörün daha yüksek bir mekanik verimi elde etmek için palet yan sürtünmesini azaltmak önem kazanmaktadır. Palet tarafındaki sürtünmeyi ortadan kaldıran RV kompresörünün geliştirilmiş bir tasarımı elde edildiğinde üst düzey COP değerlerine ulaşılması beklenmektedir [46].

Yang ve arkadaşları senkron döner bir kompresörde kaçak akışı özelliklerini analiz etmişler ve yağ soğutmalı iki fazlı kaçak akım modeli kurmuşlardır. Basınç farkı ve yüzey hızı nedeniyle oluşan sızıntının toplam sızıntıya olan oranını da analiz etmişlerdir. Radyal açıklık küçük olduğunda, SR (senkron döner) soğutma kompresöründe silindir duvar hızından kaynaklanan soğutucu akışkan sızıntısı, toplam soğutucu kaçağının önemli bir parçasıdır. Basınç farkının toplam sızıntıya bağlı soğutucu akışkan sızıntısının etkisinin boşluğun artmasıyla birlikte artacağını vurgulamışlardır [47].

Tan ve Ooi döner paletli tip kompresör için kaymalı yatak tasarımı yapmışlardır. Dinamik olarak yüklenmiş kompresör kaymalı yatağının matematiksel modelleri, kuvvet analizleri ve teorik tasarım analizi çıkartılmıştır. Oluşan minimum yağ film kalınlığı ve maksimum film basıncı değişikliği gösterilmiş ve tasarım parametreleri, kompresör biçimi kaymalı yatak performansı üzerindeki etkileri belirlenmiştir [18].

Sanaye ve arkadaşları çalışmalarında Yapay Sinir Ağı (YSA) yöntemi kullanarak döner paletli kompresörün (RVC) termal modellemesini yapmışlardır. soğutucu emme sıcaklığı ve basıncı, kompresör dönme hızı ve soğutucu tahliye basıncı gibi parametreler ayarlanarak soğutucu kütle akış hızı ve soğutucu tahliye sıcaklığı gibi çalışma çıktı parametreleri ölçülmüştür. İkinci adımda, deney sonuçları, soğutucu kütle akış hızı ve kompresör güç tüketimi gibi RVC çalışma parametrelerini tahmin etmek için YSA modelini eğitmek için kullanılmıştır. Ayrıca, deneysel veri setine dayanan bir NLREG geliştirilmiştir.

Sonuçlar, YSA modeli için deneysel sonuçlarla nolinear regresyon modeline kıyasla daha yakın tahminler göstermiştir [48].

Tan ve Ooi diğer bir çalışmalarında ise döner kompresörün sürtünme kayıplarını azaltmak amacıyla yeni bir tasarım yapmışlardır. Orijinal döner paletli kompresörün sürekli dönen bir paleti bulunmaktadır ve palet, silindire pimle birleştirilmiştir.

Bu durum, kompresörün toplam mekanik kaybının % 57'sini oluşturan palet tarafındaki sürtünme kaybına neden olmaktadır. Ayrıca bu palet, yüksek basınca maruz kalmaktadır. Paletteki sürtünme kaybını tamamen ortadan kaldırmak için palet rotor veya silindir üzerine sabit bir şekilde sabitlenmiştir. Bu yeni tasarım paletin rotor ya da silindir üzerine sabitlenmek üzere iki şekilde yapılabilmektedir ve sırasıyla bu tasarımlar sürtünme kayıplarını % 18 ve % 41 azaltmıştır. Ayrıca mekanik verimi sırasıyla % 93'den % 94'e ve % 96'ya yükseltmiştir [49].

Tan ve Ooi daha önce teorik olarak çalışılan döner gövdeli kompresörün deneysel olarak çalışmasını yapmışlardır. Çalışma sıvısı olarak hava kullanılan 1,7 cc'lik sabit paletli döner gövdeli bir kompresör prototipi test edilmiş ve kompresör 2350-3800 rpm'de 2,4'e kadar basınç oranları ile çalıştırılmıştır. Test edilen basınç oranları aralığında, öngörülen ve ölçülen mekanik güç arasındaki tutarsızlık % 10'un altında bulunmuştur. Tutarsızlık, yatak yerlerinde lokal yağlayıcı viskozitesinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca rulman sürtünme kaybı toplam sürtünme kaybının % 40'ı kadar olmaktadır [50].

Heo, Yun ve Kim tarafından yapılan çalışmada çift döner kompresörün farklı silindir hacim oranları için buhar enjeksiyonlu ısı pompasının performansına ilişkin simülasyonlar yapılmıştır. Tahminler ölçülen verilerle karşılaştırılarak model doğrulanmıştır. Simülasyon sonuçlarına dayanarak, sabit ilk silindir hacmi, sabit toplam silindir hacmi ve sabit ısıtma kapasitesi dahil olmak üzere çeşitli tasarım koşulları için optimum silindir hacmi oranları önerilmiştir [51].

Hu ve arkadaşları çalışmalarında otomotiv klima sistemlerinde kullanılan "Salıncak(salınım) paletli kompresörün" (SVC) sürtünme kayıpları ve mekanik verimliliğini teorik olarak analiz etmiş ve salınım paletli kompresörün, sürgülü palet tip kompresöre kıyasla daha yüksek gaz çalışma basıncı ve dönüş hızı sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca SVC'deki mekanik verim, kayar paletli kompresörden daha yüksek olmaktadır. SVC'deki toplam sürtünme kaybı, dönme hızı 1000 rpm iken kayar paletli kompresördekinin yalnızca % 35,87'sidir. Düşük devirde, palet tarafındaki sürtünme kaybı, toplam sürtünme kaybının en büyük kısmını oluşturmaktadır. Bu da devir arttıkça, uç sürtünme kaybının toplam sürtünme kaybının en büyük parçası haline geldiğini göstermektedir [52].

Wang çalışmasında üç boyutlu sonlu elemanlar modeli ile, değişken hızlı bir döner kompresörde rotor-muylulu yatak sisteminin titreşim özelliklerini incelemiş ve maksimum Von Misses gerilmesinin, eksantrik rotorun yanındaki yağ deliğinin duvarında olduğunu, bu nedenle, tasarım aşamasında bu bölümün mukavemetine özellikle dikkat gösterilmesi gerektiğini, hız değişiminin neredeyse rotorun azami gerilmesi üzerinde etkisi olmadığını belirlemiştir [53].

Tan ve Ooi çalışmalarında döner gövdeli (RV) kompresörün sıkıştırma haznesindeki ısı transferi üzerinde durmuştur. Sıkıştırma esnasındaki akış; rotorun, silindirin ve paletin dönme hızları ile karakterize edilmiştir. Böylelikle oda içindeki akışın karakteristik hızının dönen rotorun ve rotorun merkezine göre döner silindirin teğet hızlarının aritmetik ortalaması olduğu bulunmuştur. Teorik sonuçlar ile ölçülen sonuçlar arasındaki karşılaştırma sıkıştırma işleminin adyabatik olmadığını göstermektedir [54].

Wu ve Chen yağsız bir R290 soğutucu akışkan kullanılan döner pistonlu kompresörünün kaçak ve performansında yeni bir yapı oluşturmuş ve teorik analiz yapmışlardır. döner pistonlu kompresör içindeki kütle akış hızlarını, sızdırmazlık maddesi olarak herhangi bir yağ olmadan ve yağsız kompresörün yeni yapısını hesaplamak için kaçak modelleri geliştirilmiştir. Sonuçlar, yeni yapı ile, R290 yağsız döner pistonlu kompresörün performansı üzerindeki sızıntının etkilerinin büyük ölçüde azaltılabileceğini göstermiştir [55].

Bianchi ve arkadaşları kayar paletli döner bir kompresörde enerji tasarrufu için teorik ve deneysel olarak içten hava soğutmalı püskürtme yağ enjeksiyon tekniğinin geliştirilmesi üzerine çalışmışlardır. Püskürtülen bir yağ enjeksiyon teknolojisinin bir Lagrangian teorik modeli, yağ damlacıklarının yüksek yüzey / hacim oranına bağlı olarak yağlama maddesinin soğutma etkisini değerlendirmiş ve harcanan gücün azalmasını öngörmüştür. Gösterge şemasının rekonstrüksiyonu ve doğrudan mekanik gücün ölçülmesi, 20 bar enjeksiyon basıncı kullanılarak enerji tüketiminde % 7'ye yakın bir azalma olduğunu ortaya koymuştur [32].

Lee, Shim ve Kim çalışmalarının ilk bölümünde 14.3 cc toplam hacme ve 3.5 kW soğutma kapasitesine sahip olan R410A'ya dayalı bir ikiz döner kompresörün performansını modelleyip simülasyonunu yapmışlardır. Alt silindir ve üst silindirin hacim oranının, sıkıştırma kaybının azaltılmasında çok önemli bir faktör olduğu ve boşaltma portunun boyutunun, hacim oranına göre optimize edilmesi gerektiği belirlenmiştir. Önerilen kompresör, geleneksel bypass tipi tek kademeli kompresöre kıyasla üstün performans ve verime sahip olmaktadır [56].

Lee, Shim ve Kim çalışmalarının ikinci bölümünde iki kademeli döner kompresörün Performans deneyleri ve $P - V$ analizini yapmışlardır. Önerilen iki aşamalı döner kompresörün performansı, soğutma kapasitesi, güç tüketimi ve $P - V$ diyagramları bakımından geleneksel bir bypass tipi döner kompresörün performansı ile deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Güç modu için, deneysel sonuçlar, önerilen iki aşamalı döner kompresörün soğutma kapasitesinin ve tüketim gücünün, geleneksel bypass tipininkinden biraz daha yüksek olduğunu göstermektedir [57].

Noh ve arkadaşları düşük hızlarda kompresör verimliliğini artırmak için çeşitli basınç koşullarında deneysel ve sayısal analizler yapmıştır. Kompresör verimliliği genellikle sıkıştırma oranının yükselmesine ve çalışma hızının düşmesine bağlı olarak azalmaktadır. Bu davranış motor verimi, yağlama ve sızıntı özelliklerine bağlanmaktadır. Basınç oranı arttıkça, kompresör verimi hacimsel verimdeki değişiklikten büyük ölçüde etkilenir. Yüksek sıkıştırma oranındaki hacimsel verim, sıkıştırma bölümündeki sızıntı nedeniyle düşük sıkıştırma oranlarındakinden yaklaşık % 24 daha düşüktür. Öte yandan, güç girişi ile ilgili adyabatik ve mekanik verimler yaklaşık % 14 oranında azalmıştır [58].

Yang, Dong ve arkadaşları elektrikli araç klima sistemleri için yeni çift paletli bir kompresör tasarlamış ve dinamik analizini yapmışlardır. Mekanizmanın dinamiği ve mekanik etkinliği teorik olarak formüle ve analiz edilmiştir. Aynı çalışma koşulları ve boyutlarda, çift paletli salınlı kompresörün (DSVC) teorik hacimsel akış hızı, tek paletli salınlı kompresörünün (SVC) teorik hacimsel akış hızının yaklaşık 1.6 katı kadardır ve DSVC'nin mekanik verimliliği de SVC'nin mekanik verimliliğinden daha yüksek olmaktadır [59].

Molinaroli, Joppolo ve De Antonellis tarafından yapılan bir çalışmada döner bir kompresörün yarı-deneyssel bir modelini oluşturulmuştur. Ayrıca farklı uygulamalar için tasarlanmış ve farklı soğutucu akışkanlarla çalışan dört farklı kompresörü göz önüne alarak model doğrulanmıştır. Model, hesaplanan soğutucu akışkan kütle akış hızı verilerinin % 96'sı ve hesaplanan kompresör elektrik enerjisi verilerinin % 97'sini oluşturan ve 240 üretici verisine dayanan bir modeldir ve $\pm\% 5$ hata aralığında doğruluk derecesi sağlamaktadır [24].

Chen, Wu ve Li HC290 döner kompresörün pervane silindir ara yüzeyinin tribolojik özellikleri üzerine bir deneysel çalışma yapmışlardır. Deneyler yapılırken sürtünme katsayıları ve aşınma derinlikleri sırasıyla saf HC290 atmosferi, saf mineral yağı ve HC290 / mineral yağ karışımı ortamında ölçülmüştür. Sürtünme katsayısı, saf HFC410A atmosferi altında stabil bir durum göstermiş, ancak saf HC290 ile yapılan deneylerde kayda değer bir artış eğilimi gözlenmiştir. Ayrıca, spesifik bir yağlama maddesinin, HC290 için yağlama konusunda daha fazla gelişme sağlayabileceğine inanılmaktadır. HC290 / mineral yağ durumunda, HFC410A / POE ile karşılaştırıldığında, düşük aşınma derinliği, daha iyi aşınma bölgesi morfolojisi ve daha yüksek sürtünme kuvveti elde edilmiştir [60].

He ve arkadaşları çalışmalarında R32 soğutucu akışkan kullanılan kompresördeki soğutucu yağlayıcı yağ karışımının kütle akış hızını hem deneysel hem de teorik olarak ölçmüştür. Deneyde; minimum boşluk, uzunluk, radyal sızıntı kanalının geometrisi ve soğutucu akışkan yağlama karışımı, saf yağlama incelenmiştir. Sızma özellikleri ve R32 ve R410A'nın hacimsel verimliliği sırasıyla karşılaştırılmıştır. Dahili kaçak kayıpları ile ilgili olarak araştırma sonuçları, R32 POE68 kompresörünün hacimsel verimliliğinin aynı koşullar altında R410A-FVS50S kompresöründen daha yüksek olduğunu göstermektedir. Potansiyel bir R410A soğutucu akışkanı olarak R32, soğutucu akışkan kaçaklarına karşı dirençli olarak iyi bir performansa sahip olduğundan iyi bir seçim olacağı düşünülmektedir [61].

Wang, Ding ve Shi çalışmalarında yeni uç plaka enjeksiyon yapısına sahip bir döner kompresör prototipini oluşturmuştur. Buhar enjekte edilmiş döner kompresörün performansı deneysel olarak test edilmiş ve buhar enjeksiyonu olmayan kompresör ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, tek kademeli döner kompresöre kıyasla, yeni uç plaka enjeksiyon yapısına sahip bir döner kompresörün ısıtma kapasitesini ve COP'yi sırasıyla % 16.2–31.6 ve % 5.1-12.0 oranında artırabildiğini göstermektedir [62].

Bianchi ve Cipollone çalışmalarında, kayar paletli döner kompresörlerin özelliklerini, kompresörün enerji performansını karakterize etmeyi ve mekanik verimliliğin iyileştirilmesini amaçlayan teorik ve deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışma farklı devir hızlarında (1000 ve 1500 rpm) ve farklı boşaltma basınçlarında (9, 12.5 ve 14.5 bar) orta büyüklükte bir endüstriyel kompresör üzerinde yapılmıştır. Buna göre, palet kütlesinin azaltılması, palet ucundaki tepkime kuvvetini azaltırken, devir hızını düşürmek de kayma hızlarına etki etmektedir [63].

Harnatkiewicz, Rusinski ve Moczko yüksek basınçlı ve yüksek frekanslı yüklere maruz kalan bir sıvı soğutucunun döner vidalı kompresörünün ömür tahmini için yorulma analizi yapmışlardır. Analizlerden sonra değiştirilen, darbe sönümleyici ile, kritik yük altında, yani 21 bar'lık azami çalışma basıncının kısa süreli ve yorulma dayanıklılığının gerekliliklerini karşıladığını doğrulanmaktadır. Sunulan yaklaşım, sanal yorulma ve dayanıklılık analizi sorununa yeni bir ışık tutmakta, özel olarak prototipleme yöntemlerine ve sayısal yorulma dayanıklılığı tahmini yöntemlerine önem verilmektedir [64].

Ooi çalışmasında, CO₂ döngüsünde çalışan bir döner pistonlu kompresörün performansını değerlendirmiştir. Çalışmada, soğutucu akış hızı, kaçak kütle akışı, sürtünme kaybı, kompresör torku ve valf performansı açısından kompresör performansı tartışılmaktadır. Sonuç olarak kaçakların, COP'yi %4–16 kadar azaltacağını; sızıntı boşluğunu yarı yarıya azaltmanın COP'yi % 4,5 arttırmakla mümkün olduğunu; mekanik verimliliğin önemli ölçüde değişmeyeceğini göstermiştir [65].

Okur ve Akmandor turbo döngüsel motorda kullanılan döner kompresördeki menteşeli ve yaylı paletin deneysel çalışmasını yapmışlardır. Menteşe paletin yüksek ve düşük basınçlı çalışma odaları arasında etkili bir bariyer sağladığı ve bu bölgeler arasında önemli miktarda akış sızıntısını önlediği belirlenmiştir. Yapılan çalışmada yay yüklü paletin sık sık yüksek hızlarda meydana gelen döner pistonun yan yüzeyine doğru kayması ve sallanması da, paletin piston monte edilmesi ile tamamen önlenmektedir. Menteşe paletli kompresörün pompalama özellikleri, tüm dönme hızlarında açık bir üstünlük göstermektedir [66].

Wu ve Wang bir döner kompresörün yağ besleme sistemini hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kullanarak analiz etmek için genel bir yöntem sunmuşlardır. Sonuçlar kompresör çalışırken, ana yatağın yağ akış hızı, şaftın dönmesi ile dairesel olarak değiştiğini, silindirin uç açıklıklarındaki sızıntının, basınç farkından kaynaklandığını, yağ karterinin yağ seviyesi yüksekliği, yağ besleme sisteminin girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkını etkilediğini göstermiştir [67].

Shuxue, ve Guoyuan, çift silindirli döner pistonlu bir kompresörde iki kademeli sıkıştırma üzerine deneysel olarak çalışmışlardır. Yüksek basınçlı silindirin düşük basınçlı olana optimum hacim oranı hem soğutma hem de ısıtma koşulları altında tartışılmıştır. Prototip için kapsamlı bir deney yapılmış ve sonuçlar, tek sıkıştırmalı sisteme kıyasla, soğutma kapasitesinin ve soğutma COP'unun sırasıyla % 5 -% 15 ve % 10-12 artabileceğini göstermiştir [68].

Baek ve arkadaşları ikiz döner kompresörün silindir hacim oranının bir buhar enjeksiyonlu CO₂ çevriminin ısıtma performansı üzerine etkisini incelemişlerdir. Bu çalışmada, buhar enjeksiyonu CO₂ çevrimlerinin ısıtma performansları, 55 Hz kompresör frekansında ve 15°C dış sıcaklıkta silindir hacim oranı 0.6 ila 0.8 arasında değiştirilerek iki döner kompresörün ortam hacmindeki silindir hacim oranının değiştirilmesiyle ölçülmüştür. Sonuçlardan, her bir silindir hacim oranı için maksimum COP veren optimum enjeksiyon oranı belirlenmiştir [69].

Wu ve arkadaşları R32 döner kompresörde motor soğutucu akışkan sıcaklık dağılımının sayısal analizini yapmışlardır. Soğutucu akışkan ve motor arasındaki ısı transferini simüle etmek için sıvı-katı birleştirme analiz yöntemi kullanmışlardır. Motor rotoru ve stator arasındaki boşluk, rotora bağlı dönen dengeleyicinin akışkan alanı üzerindeki etkisi ve ısı yalıtım malzemesinin ısı transferi üzerindeki etkisi göz önünde bulundurulmuştur. Simülasyon sonuçları deneysel verilere iyi derecede uyum sağlamaktadır. Analitik sonuçlar, motordaki ısı transferinin daha iyi anlaşılması için yararlı olacak ve ayrıca üreticiler için kompresör tasarımı ve iyileştirilmesi için bir kılavuz görevi sağlayacaktır [70].

Ba ve arkadaşları döner bir kompresörün rotor sistemindeki eksenel kuvvet dalgalanma mekanizmalarını ve rotor sistemindeki gaz kuvvetinin ve gaz torkunun fonksiyonlarını analiz etmek için CFD (hesaplamalı akışkan) yöntemi ile üç boyutlu bir dinamik sayısal model oluşturmuşlardır. Simüle edilen sonuçlar teorik döngü ve kalorimetre performans deneyi ile karşılaştırılmıştır. Döner kompresör sistemi için simüle edilmiş sonuçlar ile deneysel sonuçlar uyumlu çıkmıştır [71].

Liu ve arkadaşları geleneksel silindir enjeksiyon yapısının geri kaçağın dezavantajının üstesinden gelmek ve enjeksiyon alanını arttırmak için döner kompresör için bıçak üzerinde yeni bir buhar enjeksiyon yapısı üzerine çalışmışlardır. Doğrulanmış bir sayısal modele dayanarak, döner bir kompresörün bıçak enjeksiyon yapısı ile performansı incelenmiştir. Geleneksel enjeksiyon yapısına kıyasla, bıçak enjeksiyon yapısı emme borusuna geri sızan enjekte edilen soğutucu gazın yaklaşık % 23.3-29.3'ünü önlemektedir. Sonuçlar geleneksel enjeksiyon yapısına kıyasla, yeni yapının hacimsel verimi ve kütle akış hızını sırasıyla % 1,7 ve % 26,6–57,2 oranında arttırabileceğini ; ve ısıtma kapasitesi ile COP'yi sırasıyla % 23.1-48.9 ve % 3.2-8.0 arttırabileceğini göstermektedir [72].

Wang, Liu ve Shi geleneksel silindir enjeksiyon yapısının geri akışını engellemek için döner kompresörün paletinde yeni bir buhar enjeksiyon yapısı üzerine çalışmışlardır. Doğrulanmış sayısal bir modele dayanarak, ekonomik döner kompresörlere sahip farklı bir klimanın performansını araştırmışlardır. Sonuçlar geleneksel silindir enjeksiyon yapısını kullanan tek silindirli döner kompresörlü klimaya kıyasla, bıçak enjeksiyonlu döner kompresörlü klimanın, sırasıyla ısıtma kapasitesini ve COP'yi % 12.9-15.7 ve % 1.5 4.1 oranında arttırma sağlayacağını göstermektedir [73].

Cai ve arkadaşları sızıntı özellikleri ve küçük kapasiteli klima ve ısı pompası uygulamaları için döner pistonlu tip kompresörün hacimsel verimlilik tahmini modelini oluşturmuştur. Farklı matematiksel modelin hesaplama sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve kaçak tahmini için optimize edilmiş bir yöntem önerilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde radyal sızıntı için radyal boşluk büyüklüğünün, sızıntı işlemini etkileyen en önemli faktör olduğu verimli bir yağ besleme sisteminin, döner piston tipi kompresörün performansını önemli ölçüde geliştirdiği görülmüştür [74].

Wu ve arkadaşları R290 soğutucu akışkan kullanılan döner kompresörün dinamik özelliklerini sıcak koşullarda çalıştırma sırasında deneysel olarak incelemiştir. Bu dinamik özellikler, silindir ve sistemdeki basınç değişimlerini, kompresör kapağındaki ve sistemdeki sıcaklık değişikliklerini, yağ karterindeki soğutucu / yağ karışımının viskozitesini ve yağ karterinin sıvı seviyesini içermektedir. Çalışma sonucunda, sıcak başlatma için kompresördeki viskozite ve sıvı seviyeleri aynı soğutma koşulunda soğuk başlatmadan daha küçük olduğu belirlenmiştir. Bu, sıcak başlatma işleminin R290 kompresörünü daha iyi yağladığını ve başlatma işlemi sırasında sisteme daha az yağ pompalandığını göstermiştir [75].

Wang ve arkadaşları, geleneksel buhar enjeksiyon yapılarının eksikliklerinin üstesinden gelmek ve belirlenen çalışma koşulları altında enjekte edilen gazın kütlesini maksimize etmek için yeni bir uç plaka enjeksiyon yapısı önerilmiştir. Geometrik analize dayalı olarak, enjeksiyon plakasını geri akış olmadan delmek için uç plaka üzerindeki alan araştırılmıştır. Sonuçlar, önerilen uç plaka enjeksiyon yapısı için enjeksiyon portunun büyük ölçüde büyütülebileceğini göstermiştir. Ayrıca, döner kompresörün geleneksel uç plaka enjeksiyonu ve önerilen gaz enjeksiyon yapılandırması ile performansı karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Önerilen enjeksiyon sisteminin enjeksiyon portu alanı, geleneksel uç plaka enjeksiyon sisteminden 13 kat daha büyük olabilmektedir. Döner kompresöre enjekte edilen kütle, yeni enjeksiyon yapısı kullanılarak 2,3 kat artırılabilir. Aynı zamanda, COP da % 0.8-3.5 oranında artmıştır [76].

Cipollone ve arkadaşları değişken eksantrikliğe sahip kayar kanat teknolojisine dayanan yeni bir motor soğutma pompasının yakıt ekonomisi faydalarını araştırmıştır. Yeni pompanın deneysel performansları, bir binek otomobil motoru soğutma devresinin gerçek çalışma koşullarını üreten bir test tezgahı aracılığıyla geleneksel bir santrifüj cihazınkilerle karşılaştırılmıştır. Sürgülü kanatlı pompa için eksantriklik aktivasyonu dikkate alındığında mekanik güçte % 22 fayda sağlanmıştır. CO₂ azaltımı açısından, sürgülü kanatlı pompanın kullanılmasına ilişkin faydalar ise yaklaşık 0,5 g / km olmaktadır [77].

Abagnale ve arkadaşları çalışmalarında, ideal çalışma süresini belirlemek için döner kompresörlerin çalışmasının teorik analizini yapmışlardır.

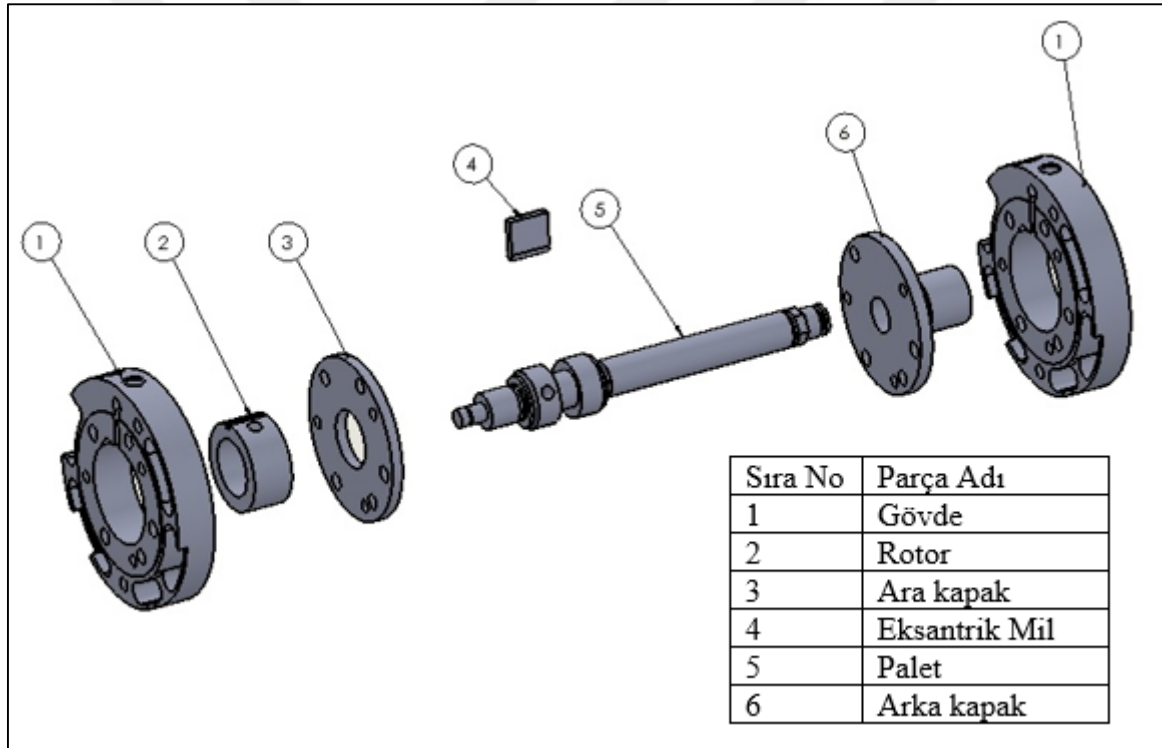
Klasik “pV gösteriminin” ideal spesifik çalışmayı hesaplamak için kullanılmasının sayısal bir hataya yol açtığı belirlenmiştir. Bu nedenle yeni bir model ortaya koyulmuştur. Teorik analizden sonra, geliştirilen modeli deneysel verilerle karşılaştırmak için bir test düzeneği kurulmuştur. Deneysel veriler hesaplanan teorik değerlerle karşılaştırılmıştır. Önerilen yeni modelin teorik analizi deneysel verilerle uyum halinde çıkmıştır [78].

Yu ve arkadaşları, 4800 rpm dönme hızına sahip döner bir kompresörde yaprak valfinin dinamik davranışının üç boyutlu bir sıvı-yapı etkileşimi (FSI) modelini oluşturmuştur. Tutucuya karşı yaprak valf darbesi için, çarpmanın, yaprak valfin dış kenarına doğru hareket eden bazı lokal noktalarda meydana geldiği bulunmuştur. En yüksek darbe hızı ve en yüksek darbe gerilimi, yaprak valfin dış kenarında meydana gelmektedir. Araştırma sonuçları, yaprak valfinin tasarım ve arıza teşhisine ve döner kompresörün enerji tasarrufuna yardımcı olmaktadır [79].

Yapılan literatür araştırmalarında, döner eksantrik milli kompresörler için pek çok çalışmanın olduğu görülmektedir. Ancak döner gövdeli (paletli) kompresörler üzerinde sınırlı sayıda çalışmanın yapıldığı gözlemlenmiştir. Döner paletli kompresörler de endüstride buzdolapları ile konut ve otomotiv iklimlendirme sistemlerinde kullanılan kompresörlere benzer yapıdadırlar Aslında yapılan tek değişiklik gövdenin sabit tutulması yerine döndürülmesidir. Yapılan bu tez çalışmasının en önemli özelliği ve diğer çalışmalardan farkı, kompresörlerde aynı sistem üzerinde iki farklı tasarımın da bulunması ve iki tasarımın verimlilik ve performans açısından kolaylıkla değerlendirilmesidir.

4. MATERYAL METOD

Bu çalışmada, 22,6 cc hacme sahip çift kademe, paletli döngüsel kompresörün performansını arttırmak amacıyla iki farklı tasarım yapılmış, bu tasarımlar teorik ve deneysel olarak karşılaştırılmıştır. İlk tasarımda endüstride genel kullanım şekli ile, gövde sabit tutularak eksantrik mil döndürülmüş, ikinci tasarımda ise basınç kaçaklarını ve sürtünme kayıplarını azaltmak amacıyla eksantrik mil sabit tutularak gövde ve palet döndürülmüştür. Her iki tasarım için kompresör boyutları ve basınç değerleri gibi parametreler sabit tutularak devir, tork değerleri hesaplanmıştır. Kompresör tasarımları SolidWorks Programında yapılmıştır. Resim 4.1’de paletli döngüsel kompresörün montajı görülmektedir.



Resim 4.1. Paletli döngüsel kompresörün montajı

Resim 4.1’de görüldüğü gibi kompresörün yapısı incelendiğinde gövde, rotor, eksantrik mil ve paletten oluştuğu görülmektedir. Palet basınçlı ve basınçsız bölgeleri ayırmakta olup, kompresörün giriş ve çıkış kanalları her iki tasarıma (döner eksantrik mil ve döner gövde) göre değişmektedir.

4.1. Kompresör Parçaları

Aşağıdaki bölümde kompresörü oluşturan parçaların özellikleri verilmiştir. Her iki tasarım için kompresör parçaları aynı olup, kompresör; gövde, palet, kapaklar, eksantrik mil ve rotordan oluşmaktadır.

4.1.1. Gövde

Kompresörde iki adet gövde bulunmaktadır. Gövdeler bir ara plaka ile birbirinden ayrılmakta ve aralarında bir hava geçiş kanalı bulunmamaktadır. Her bir gövdeye ayrı tahsis edilen iki giriş valfi ile hava girişi sağlanmaktadır. Gövde malzemesi olarak sert ve dayanımı yüksek olduğu için dökme demir kullanılmıştır. Gövdedeki palet yuvası, basınçlı ve basınçsız bölgeleri ayırmak ve kaçaqları önlemek amacıyla hassas bir şekilde işlenmiştir.

4.1.2. Palet

Palet, hilal şeklindeki süpürme hacminin emme (düşük basınçlı) ve egzoz (yüksek basınçlı) yapan bölgelerini birbirinden ayırmakta kullanılmaktadır. Ucundaki yuvarlak kısım rotordaki palet yuvasına oturmaktadır. Gaz kaçaqlarını önlemek adına hassas bir şekilde işlenmiş olup, malzemesi HSS'tir (High Speed Steel). HSS çeliklerin en önemli özellikleri 600 °C dereceye kadar yüksek sıcaklıklara dayanarak, özelliğini kaybetmemeleridir. Yüksek hız çelikleri havada sertleştiklerinden dolayı, yüksek sıcaklıktan, düşük sıcaklığa kadar sertliğini korurlar [80].

4.1.3. Eksantrik mil

Malzemesi dökme demir olan eksantrik mil, üzerinde iki ayrı gövdede görev yapması için iki adet kam bulundurmaktadır. Milin ekseninde giriş-çıkış hava kanalı mevcut olup hava kanalının çıkış ucu direkt olarak hilal hacme açılmaktadır.

4.1.4. Rotor

Gövdenin iç kısmında yer alan rotorun üzerinde palet yuvası ve bir adet çıkış kanalı bulunmaktadır. Paletin oturduğu alanın küçük olması ve kaçakları önleyebilmek adına rotordaki palet yuvası hassas işlenmiştir. Döner eksantrik mili kompresörde rotor dönmeyip salınım hareketi yaparken, döner gövdeli kompresörde rotor gövde ile birlikte dönmektedir. Kullanılan malzeme dökme demirdir.

4.1.5. Yan kapak

Döngüsel kompresörlerde gövdede sıkıştırma hacmini oluşturabilmek için iki yan kapak kullanılmaktadır. Ayrıca bu kapaklar eksantrik mile yataklık yapmaktadır. Üzerinde gövdeye sabitlenmesi için vida delikleri bulunmaktadır. Yan kapakta malzeme olarak dökme demir kullanılmıştır.

4.1.6. Ara plaka

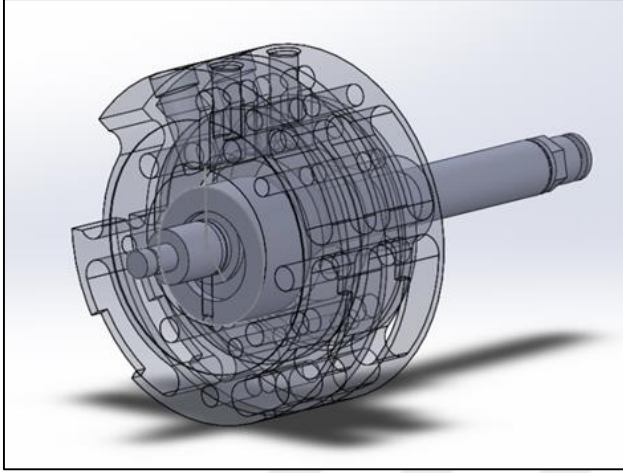
Bu plaka gövdelerin arasında sıkıştırma hacimlerini ayırma görevini yapmaktadır. Üzerindeki vida delikleri yan kapakla aynı olup birbirleri ile sabitlenmektedir. Malzemesi dökme demirdir.

4.2. Döner Eksantrik Milli ve Döner Gövdeli Kompresörün Tasarımları

Bu bölümde kompresörün her iki tasarımı için bir tam turdaki çalışma prensipleri ayrı ayrı anlatılmış olup, tasarım hesaplamalarında kullanılan parametreler belirlenerek, moment hesaplamaları yapılmıştır.

4.2.1. Döner eksantrik milli kompresör

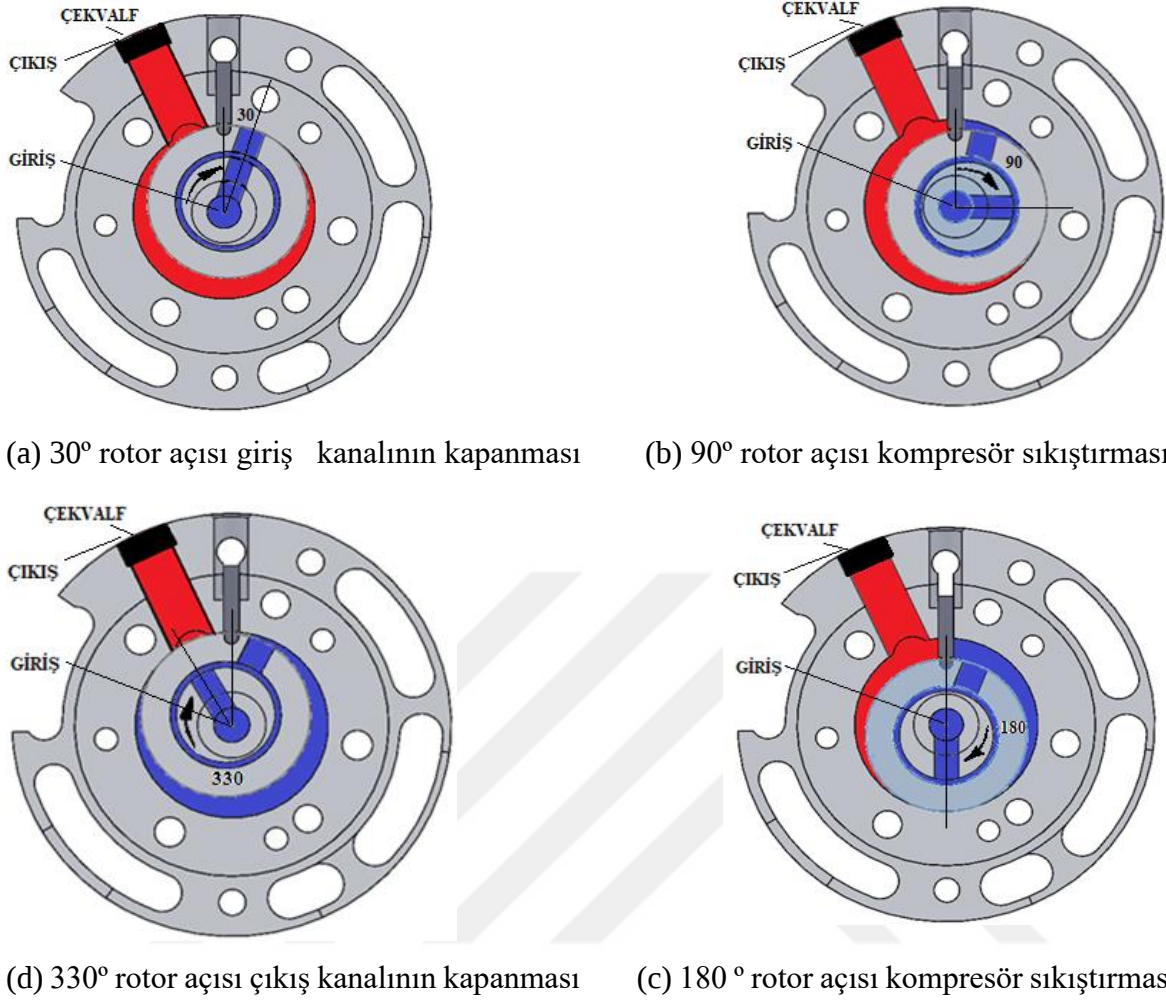
İlk tasarım olan döner eksantrik milli kompresör, daha önce literatürde çalışılan klasik paletli kompresörler ile benzerlik göstermektedir. Resim 4.2’de döner eksantrik milli kompresör görülmektedir.



Resim 4.2. Döner eksantrik milli kompresör

Resim 4.2’de döner eksantrik milli kompresörün hareketli parçası (eksantrik mil) koyu, sabit parçaları (gövde ve palet) şeffaf olarak görülmektedir.

Bu tasarımda dış gövde sabit tutulup, eksantrik mil dönmektedir. Hava, kompresörün merkezinden emilerek, eksantrik mil ve rotor üzerindeki özel kanal ve delik yardımı ile gövde haznesine gelmektedir. Rotor yardımı ile sıkışan hava basınçlı hazneye gönderilmektedir. Şekil 4.1’de döner eksantrik milli kompresörün çalışma prensibi görülmektedir. Şekilde görülen kırmızı renkli bölgeler basınçlı, mavi renkli bölgeler ise basınçsız bölgeleri temsil etmektedir. Eksantrik mil üzerine açılan 360°lik kanal sayesinde merkezdeki delik ile sürekli bir temas sağlanmaktadır.



Şekil 4.1. Döner eksantrik milli kompresörün çalışma prensibi (a. b. c.)

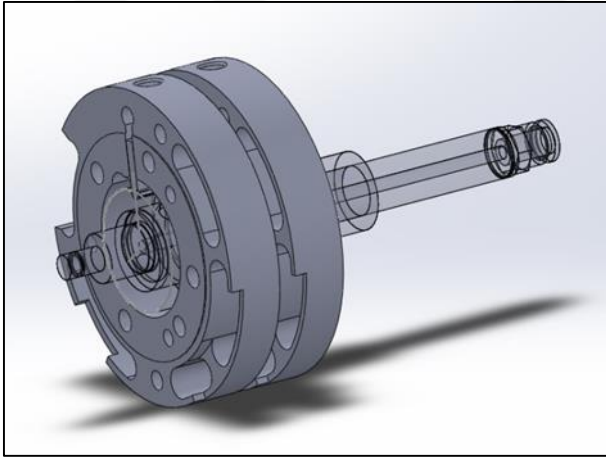
Şekil 4.1 incelendiğinde havanın kompresörün eksantrik milindeki mavi renkli giriş kanalından girdiği görülmektedir. Paletin tam üst kısımda olduğu konum eksantrik milin 0° rotor açısı olarak belirlenmiştir. Giriş kanalı eksantrik mil en üst konumu 30° rotor açısı geçtikten sonra kapanırken, çıkış kanalı ise eksantrik mil en üst konuma 30° rotor açısı kala kapanmaktadır. Yani 60° rotor açısı boyunca giriş ve çıkış kanalları çakışık konumda olup, bu süre boyunca kompresör basma işlemi yapmamaktadır. Şekil 4.1(a)'da eksantrik mil 30° rotor açısı konumunu geçtikten sonra kompresör sıkıştırma işlemine başlamaktadır. Şekil 4.1(b)'de eksantrik mil 90° rotor açısı konumunda olup, kompresör sıkıştırma işlemine devam etmektedir. Şekil 4.1(c)'de ise eksantrik mil 180° rotor açısı konumunda olup, kompresörün tork kolu en büyük değerde olduğu için çektiği güç en yüksek durumdadır.

Şekil 4.1(d)'de ise eksantrik mil 330° rotor açısı konumunda olup, çıkış kanalının kapanması ile kompresörün bir çevrimdeki basma işlemi tamamlamış olur.

Çıkış kanalının tekrar açılması ile çıkışa yerleştirilen tek yönlü çek valf sayesinde depoya basılan hava geri gelmemektedir. Bir sonraki çevrim ise eksantrik milin 30° rotor açısında tekrar başlamaktadır.

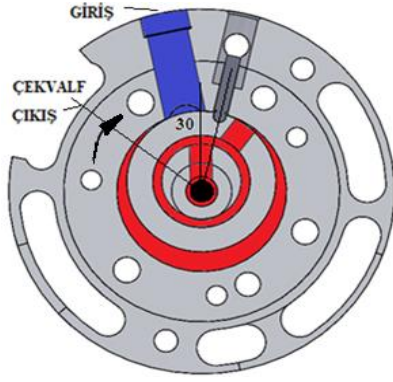
4.2.2. Döner paletli kompresör

İkinci tasarım olan Döner paletli kompresörün yapısı döner eksantrik milli kompresörün yapısı ile tamamen aynıdır. Bu tasarımda farklı olarak eksantrik mil sabit tutularak gövde ile palet döndürülmüştür. Resim 4.3'te döner gövdeli (paletli) kompresör görülmektedir.

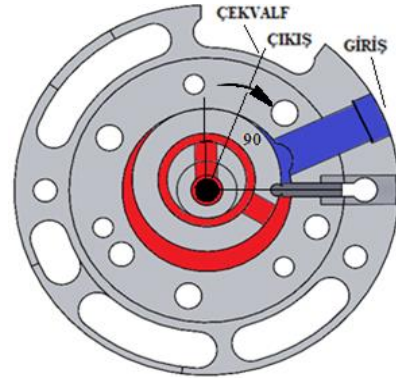


Resim 4.3. Döner gövdeli kompresör

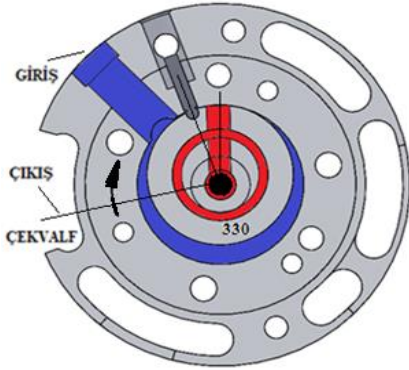
Resim 4.3'te döner paletli kompresörün hareketli parçası (gövde ve palet) koyu, katı model olarak; sabit parçası ise (eksantrik mil) şeffaf olarak görülmektedir. Hava gövde üzerindeki delikten girerek rotor yardımı ile sıkıştırılarak merkezdeki delikten basınçlı hazneye gönderilmektedir. Döner gövdeli kompresörde eksantrik mil en üst pozisyonda sabit tutularak gövde ve palet saat yönünde döndürülmüştür. Paletin en üst pozisyonu 0° rotor açısı olarak belirlenmiştir. Paletin 30° rotor açısı da giriş kanalı kapanmakta olup, 330° rotor açısı ise çıkış kanalı kapanmaktadır. Yani 60° rotor açısı boyunca giriş ve çıkış kanalı çakışık konumda olduğu için kompresör sıkıştırma işlemi yapmamaktadır. Şekil 4.2'de döner paletli kompresörün çalışma prensibi görülmektedir.



(a) 30° rotor açısı giriş kanalının kapanması



(b) 90° rotor açısı kompresör sıkıştırması



(c) 180° rotor açısı kompresör sıkıştırması

(d) 330° rotor açısı çıkış kanalının kapanması

Şekil 4.2. Döner paletli kompresörün çalışma prensibi

Şekil 4.2(a)'da Palet 30° rotor açısında iken giriş kanalı kapanmıştır. Yani kompresör sıkıştırma işlemine başlamaktadır. Şekil 4.2(b)'de palet 90° rotor açısı konumunda olup, kompresör sıkıştırma işlemine devam etmektedir. Şekil 4.2(c)'de ise palet 180° rotor açısı konumunda olup, en yüksek tork kolu bu açıda olduğu için kompresörün çektiği güç de bu konumda elde edilmektedir. Şekil 4.2(d)'de ise palet 330° rotor açısı konumunda olup, çıkış kanalının kapanması ile kompresör bir çevrimini tamamlamış olur. Eksantrik milin merkezine yerleştirilen çek valf yardımı ile basınçlı hazneye sıkıştırılan hava geri dönmemektedir.

4.3. Hesaplamalar

Hesaplamalar döner eksantrik milli ve döner paletli olarak iki şekilde yapılmıştır. Her iki tasarımda da ilk 30° rotor açısı ile son 30° rotor açısında giriş ve çıkış kanalları çakışık konumda olduğu için kompresör sıkıştırma işlemi yapmamaktadır.

Bu yüzden tasarlanan her iki kompresör için de $30^\circ - 330^\circ$ rotor açısı aralığında 30° 'ar derece aralıklarla sabit basınçta (0,5-1-1,5-2-2,5-3 bar) kuvvet, kuvvet kolu ve tork hesaplamaları yapılmıştır.

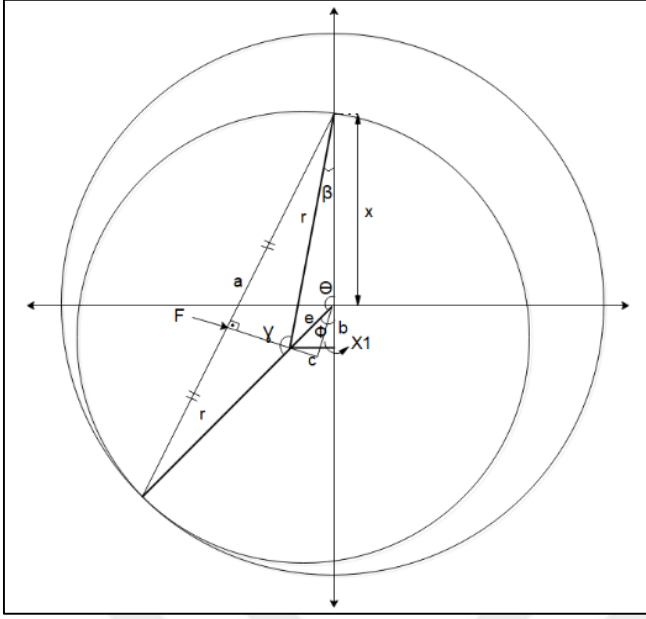
Hesaplamalar yapılırken koordinat merkezi gövdenin merkeziyle çakıştırılmış, böylelikle dört farklı bölge oluşturulmuş ve her bölge için ayrı ayrı trigonometrik bağıntılar belirlenerek hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalarda basınç değerleri literatürde olduğu gibi sabit kabul edilerek hidrolik moment eğrileri çizilmiştir [81].

4.3.1. Döner eksantrik milli kompresör için yapılan hesaplamalar

Döner eksantrik milli kompresörün tork hesaplamalarında kompresör içerisine alınan havanın sıkıştırılması sonucunda basıncın rotor üzerine uyguladığı momentinin değerleri bulunmuştur. Kompresör hacmi $0-90^\circ$, $90-180^\circ$, $180-270^\circ$, $270-360^\circ$ olmak üzere dört eşit parçaya bölünerek yapılmıştır. Kompresör tork hesaplamalarında ilk $30-180^\circ$ rotor açısı için hesaplanan hacim ve tork kolu değerleri, $180-330^\circ$ rotor açısı için de kullanılmıştır. Kompresörün tork değeri, 360° rotor açısı için yapılan hesaplamaların ortalaması alınarak bulunmuştur.

180°-270° Arası İçin Hesaplamalar

Şekil 4.3'te $180^\circ-270^\circ$ arası yapılan hesaplarda kullanılan parametreler görülmektedir.



Şekil 4.3. Döner eksantrik milli kompresör için 180°-270° arası yapılan hesaplamalar

Θ =Dönme açısı (°)

r =Rotor yarıçapı (m)

e =Eksantriklik

γ =Rotor açısı (rad)

A =Kuvvetin etkilediği alan (m²)

h =Derinlik

F_r =Rotora etkiyen kuvvet

X_1 =Kuvvet kolu

T_1 = Kuvvetten oluşan tork

$$c = \sin \varphi \cdot e \quad (4.1)$$

$$b = \cos \varphi \cdot e \quad (4.2)$$

$$x = \sqrt{r^2 + c^2} - b \quad (4.3)$$

a uzunluğu cosinus teoreminden;

$$a^2 = (r + e)^2 + x^2 - 2(r + e)x \cdot \cos \theta \quad (4.4)$$

Aynı şekilde γ açısı da cosinus teoreminden;

$$\gamma = \arccos \left[\frac{a^2 - 2 \cdot r^2}{-2 \cdot r^2} \right] \quad (4.5)$$

$$\text{Daire diliminin alanı} = \pi r^2 \frac{\gamma}{360} \quad (4.6)$$

$$\text{Üçgenin alanı} = \frac{(x+b)c}{2} \quad (4.7)$$

$$\text{Toplam alan} = \pi r^2 \frac{\gamma}{360} + \frac{(x+b)c}{2} \quad (4.8)$$

$$\text{Büyük daire diliminin alanı} = \pi(r+e)^2 \frac{\theta}{360} \quad (4.9)$$

$$F = P_1 \cdot A \quad (4.10)$$

$$A = \left[\pi r^2 \frac{\gamma}{360} \right] h \quad (4.11)$$

Üçgenlerin benzerliğinden kuvvet kolu;

$$X_1 = \frac{a}{2} e \cdot r \quad (4.12)$$

$$T_1 = X_1 \cdot F \quad (4.13)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (4.14)$$

$$I = m(r_d^2 - r_i^2) \quad (4.15)$$

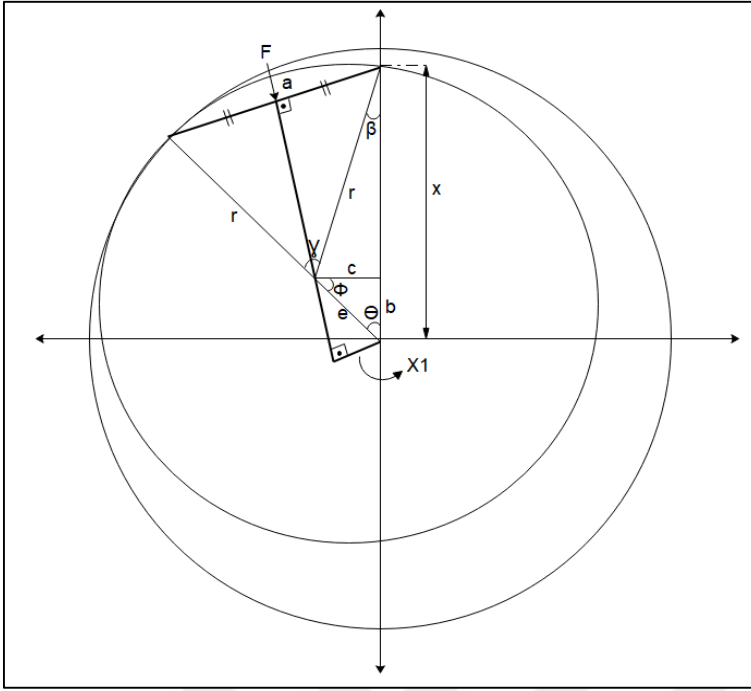
$$T_2 = I \cdot \omega^2 \cdot \rho \quad (4.16)$$

$$T_{\text{top}} = T_1 + T_2 \quad (4.17)$$

$$\text{Güç} = P = \frac{(T_1 + T_2)n}{9,549} \text{ (W)} \quad (4.18)$$

270°-330° Arası İçin Hesaplamalar

270°-330° arası hesaplamalarda kuvvet ve kuvvet kolları hesaplanarak ve bu iki değer in çarpımı ile tork değerleri bulunmuştur. Şekil 4.4'te 270-330° arası yapılan hesaplarda kullanılan parametreler görülmektedir.



Şekil 4.4. Döner eksantrik milli kompresör için 270°-330° arası yapılan hesaplamalar

Θ =Dönme açısı (°)

r =Rotor yarıçapı (m)

e =Eksantriklik

γ =Rotor açısı (rad)

A =Kuvvetin etkilediği alan (m²)

h =Derinlik

F_r =Rotora etkiyen kuvvet

X_1 =Kuvvet kolu

T_1 = Kuvvetten oluşan tork

$$\phi = (90 - \theta) \quad (4.19)$$

$$c = \sin \phi \cdot e \quad (4.20)$$

$$b = \cos \phi \cdot e \quad (4.21)$$

$$x = \sqrt{r^2 + c^2} + b \quad (4.22)$$

$$\beta = \arcsin \frac{c}{r} \quad (4.23)$$

$$\text{Daire diliminin alanı} = \pi r^2 \frac{\gamma}{360} \quad (4.24)$$

$$\text{Üçgenin alanı} = \frac{x \cdot c}{2} \quad (4.25)$$

$$\text{Toplam alan} = \pi r^2 \frac{\gamma}{360} + \frac{x \cdot c}{2} \quad (4.26)$$

$$\text{Büyük daire diliminin alanı} = \pi(r + e)^2 \cdot \frac{\theta}{360} \quad (4.27)$$

$$A = \left[\pi r^2 \frac{\gamma}{360} \right] h \quad (4.28)$$

P basıncı sabit(0,5 bar, 1 bar, 1,5 bar 2 bar 2,5 bar ve 3 bar olarak) alınmıştır.

$$F_r = P \cdot A \quad (4.29)$$

Üçgenlerin benzerliğinden kuvvet kolu;

$$X_1 = \frac{a}{2} \cdot e \cdot r \quad (4.30)$$

$$\text{Tork} = T_1 = X_1 \cdot F \quad (4.31)$$

Döner eksantrik milli kompresörde F kuvveti rotorun merkezine etki etmektedir. F kuvveti, 30-330 derece arasında 0,5 bardan 3 bara kadar her bir sabit basınç (P) değeri için silindir ve rotor arasında havanın sıkıştırıldığı alan (A) ve basınç değeri (P) çarpımı ile bulunmuştur. Kuvvet etkisiyle oluşan tork (T_1) ise o açı için elde edilen kuvvet ve rotor merkezinin dönme eksenine olan dik uzaklığının (X_1) çarpımı ile hesaplanmaktadır.

Her bir sabit basınç değeri için 30'ar derece aralıklarla 30°-330° arasında elde edilen tork değerlerinin ortalaması alınmış ve bu tork değerleri T_1 olarak adlandırılmıştır. Daha sonra dönme hareketinden kaynaklanan atalet kuvvetini, bu kuvvetin oluşturduğu torku (T_2) ve güce (P) etkisini belirlemek amacıyla aşağıdaki denklemler kullanılmıştır.

m = Kütle (kg)

r_d = Dış çap (m)

r_i = İç çap (m)

ρ = Düzensizlik katsayısı ($\frac{1}{25}$)

n = Devir (dev/dk)

ω = Açısal hız (rad/sn)

I = Atalet Momenti (kgm^2)

T_2 = Ataletten oluşan tork (Nm)

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (4.32)$$

$$I = m(r_d^2 - r_i^2) \quad (4.33)$$

$$T_2 = I \cdot \omega^2 \cdot \rho \quad (4.34)$$

Dönme hareketi için kompresörün çalışma devir aralığı 300 rpm aralıklarla 600-2700 rpm olarak belirlenmiş; açısal hız ve T_2 tork değerlerinin hesaplaması bu devir aralığına göre yapılmıştır. Her bir sabit devir (n) için çalışma basıncı (P) 0,5 bar aralıklarla 0,5-3 bar olarak belirlenmiş ve her bir basınç için daha önceden hesaplanan ortalama T_1 torku ve yukarıdaki denklemler ile elde edilen T_2 tork değerleri toplanarak kompresörün toplam torku (T_{top}) ve elektrik motorundan çektiği toplam güç (P) olarak hesaplanmaktadır.

$$T_{\text{top}} = T_1 + T_2 \quad (4.35)$$

$$\text{Güç} = P = \frac{(T_1 + T_2) \times n}{9,549} \text{ (W)} \quad (4.36)$$

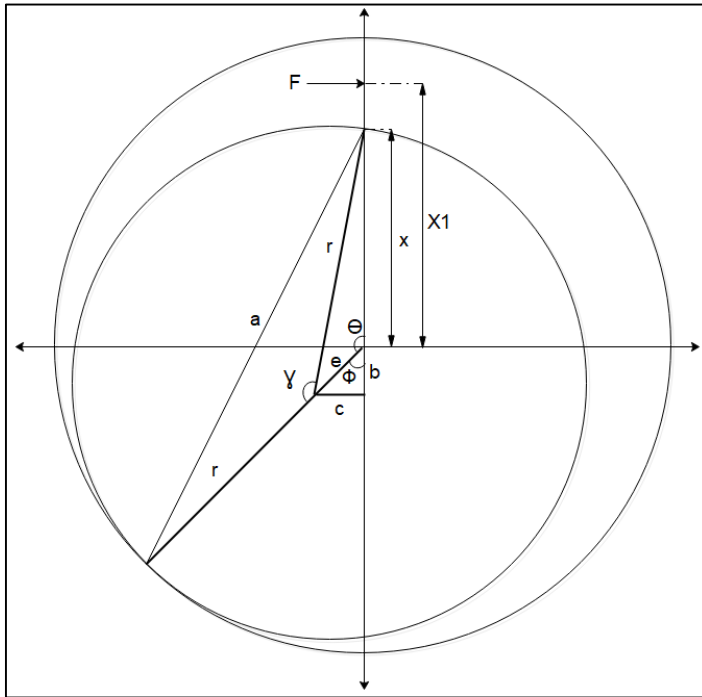
4.3.2. Döner gövdeli kompresör için yapılan hesaplamalar

Döner gövdeli kompresörün tork hesaplamalarında kompresör hacmi, döner eksantrik milli kompresör de olduğu gibi 0-90, 90-180, 180-270, 270-360 olmak üzere dört eşit parçaya bölünerek yapılmıştır. Döner gövdeli kompresörde dönme işlemini palet üzerine gelen basınç kuvveti yaptığı için tork kolu döner eksantrik milli kompresöre göre daha büyük olmaktadır.

Kompresör tork hesaplamalarında ilk 30° - 180° rotor açısı için hesaplanan hacim ve tork kolu değerleri, 180 - 330° rotor açısı için de kullanılmıştır. Kompresör tork değeri, 360° rotor açısı için yapılan hesaplamaların ortalaması alınarak bulunmuştur.

180°-270° Arası İçin Hesaplamalar

Şekil 4.5'te 180 - 270 derece arası yapılan hesaplarda kullanılan parametreler görülmektedir.



Şekil 4.5. Döner gövdeli kompresör için 180° - 270° arası yapılan hesaplamalar

Θ =Dönme açısı ($^\circ$)

r =Rotor yarıçapı (m)

e =Eksantriklik

γ =Rotor açısı (rad)

A =Kuvvetin etkilediği alan (m^2)

h =Derinlik

F_r =Rotora etkiyen kuvvet

X_1 =Kuvvet kolu

T_1 = Kuvvetten oluşan tork

$$\phi = (90 - \theta) \quad (4.37)$$

$$b = \cos \phi \cdot e \quad (4.38)$$

$$c = \sin \phi \cdot e \quad (4.39)$$

$$x = \sqrt{r^2 + c^2} - b \quad (4.40)$$

$$\beta = \arcsin \frac{c}{r} \quad (4.41)$$

$$\gamma = \theta + \beta \quad (4.42)$$

$$\text{Daire diliminin alanı} = \pi r^2 \frac{\gamma}{360} \quad (4.43)$$

$$\text{Üçgenin alanı} = \frac{(x+b)c}{2} \quad (4.44)$$

$$\text{Toplam alan} = \pi r^2 \frac{\gamma}{360} + \frac{(x+b) \cdot c}{2} \quad (4.45)$$

$$\text{Büyük daire diliminin alanı} = \pi (r+e)^2 \frac{\theta}{360} \quad (4.46)$$

$$F = P_1 \cdot A \quad (4.47)$$

$$A = (r + e - x)h \quad (4.48)$$

$$\text{Kuvvet kolu} = X_1 = x + \frac{r + e - x}{2} \quad (4.49)$$

$$\text{Tork} = T_1 = X_1 \times F \quad (4.50)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (4.51)$$

$$I = m(r_d^2 - r_i^2) \quad (4.52)$$

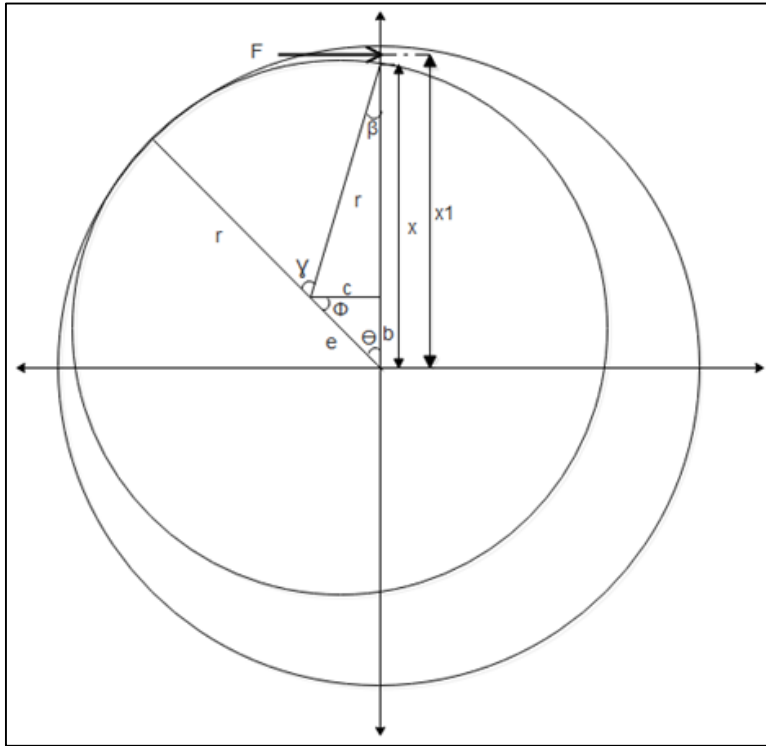
$$T_2 = I \cdot \omega^2 \cdot \rho \quad (4.53)$$

$$T_{top} = T_1 + T_2 \quad (4.54)$$

$$\text{Güç} = P = \frac{(T_1 + T_2)n}{9,549} \text{ (W)} \quad (4.55)$$

270°-330° Arası İçin Hesaplamalar

Döner gövdeli kompresörün 270-330° rotor açısı arasındaki hesaplamalarında, döner eksantrik milli kompresörde olduğu gibi kompresör içerisinde oluşan basıncın oluşturduğu kuvvet ve kuvvet kollarının çarpımı ile tork hesaplanmıştır. Kompresörün gövdesinin döndürülmesi ile palet üzerine oluşan kuvvet ve kuvvet kollarının hesaplanmasında kullanılan parametreler Şekil 4.6’da görülmektedir.



Şekil 4.6. Döner gövdeli kompresör için 270°-360° arası yapılan hesaplamalar

Θ =Dönme açısı (°)

r =Rotor yarıçapı (m)

e =Eksantriklik

γ =Rotor açısı (rad)

A =Kuvvetin etkilediği alan (m²)

h =Derinlik

F_r =Rotora etkiyen kuvvet

X_1 =Kuvvet kolu

T_1 = Kuvvetten oluşan tork

$$c = \sin \phi \cdot e \quad (4.56)$$

$$x = \sqrt{r^2 + c^2} - b \quad (4.57)$$

$$\beta = \arcsin \frac{c}{r} \quad (4.58)$$

$$\gamma = \theta + \beta \quad (4.59)$$

$$\text{Daire diliminin alanı} = \pi r^2 \frac{\gamma}{360} \quad (4.60)$$

$$\text{Üçgenin alanı} = \frac{x \cdot c}{2} \quad (4.61)$$

$$\text{Toplam alan} = \pi r^2 \frac{\gamma}{360} + \frac{x \cdot c}{2} \quad (4.62)$$

$$\text{Büyük daire diliminin alanı} = \pi (r + e)^2 \frac{\theta}{360} \quad (4.63)$$

$$A_p = (r + e - x)h \quad (4.64)$$

$$F = P_1 \times A_p \quad (4.65)$$

$$X_1 = x + \frac{r + e - x}{2} \quad (4.66)$$

$$\text{Tork} = X_1 \cdot F \quad (4.67)$$

Döner gövdeli kompresörde F kuvveti palet yüzeyine etki etmektedir. Bu nedenle F kuvveti, 30-330 derece arasında 0,5 bardan 3 bara kadar her bir sabit basınç değeri için palet alanı (A_p) ve basınç değeri (P) çarpımı ile bulunmuştur. Kuvvet etkisiyle oluşan tork (T_1) ise o açı için elde edilen kuvvet (F) ve palet merkezinin dönme eksenine olan uzaklığının (X_1) çarpımı ile hesaplanmaktadır.

Her bir sabit basınç değeri için 30'ar derece aralıklarla 30°-330° arasında elde edilen tork değerlerinin ortalaması alınmış ve bu tork değerleri T_1 olarak adlandırılmıştır. Daha sonra gövdenin dönme hareketinden kaynaklanan atalet kuvvetini, bu kuvvetin oluşturduğu torku ve güce etkisini belirlemek amacıyla aşağıdaki denklemler kullanılmıştır.

m = Kütle (kg)

r_d = Dış çap (m)

r_i = İç çap (m)

ρ = Düzensizlik katsayısı ($\frac{1}{25}$)

n = Devir (dev/dk)

ω = Açısal hız (rad/sn)

I = Atalet Momenti (kgm^2)

T_2 = Tork (Nm)

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (4.68)$$

$$I = m(r_d^2 - r_i^2) \quad (4.69)$$

$$T_2 = I \cdot \omega^2 \cdot \rho \quad (4.70)$$

Dönme hareketi için kompresörün çalışma devir aralığı 300 rpm aralıklarla 600-2700 rpm olarak belirlenmiş; açısal hız (ω) ve tork değerlerinin (T_2) hesaplaması bu devir aralığına göre yapılmıştır. Her bir sabit rpm için çalışma basıncı 0,5 bar aralıklarla 0,5-3 bar olarak belirlenmiş ve her bir basınç için daha önceden hesaplanan ortalama T_1 torku ve yukarıdaki denklemler ile elde edilen T_2 tork değerleri toplanarak kompresörün toplam torku ve elektrik motorundan çektiği toplam güç elde edilmiştir.

$$T_{top} = T_1 + T_2 \quad (4.71)$$

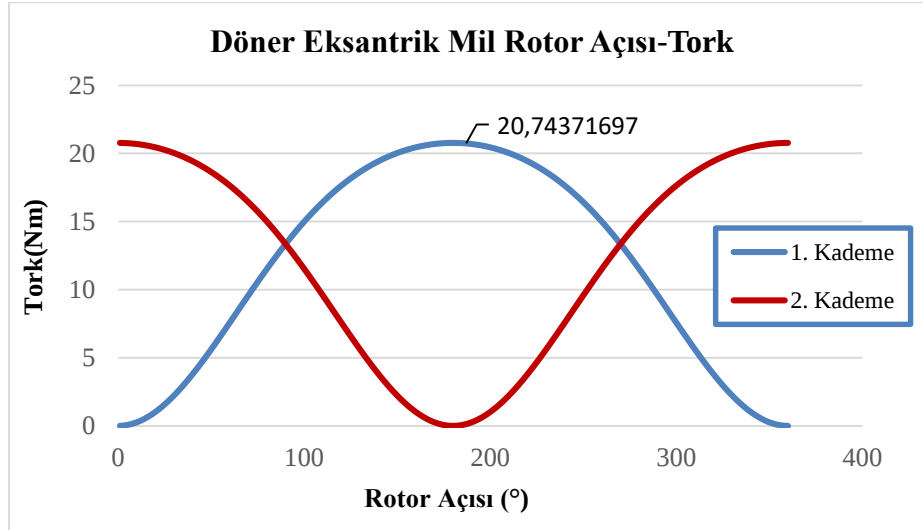
$$\text{Güç} = P = \frac{(T_1 + T_2) \cdot n}{9,549} \text{ (W)} \quad (4.72)$$

4.4. Grafikler

Her iki tasarım (döner eksantrik mil ve döner palet) için yapılan teorik hesaplamaların grafiksel incelemesi bu bölümde sunulmaktadır. Döner gövdeli ve döner eksantrik milli kompresör tasarımlarının 30'ar derece aralıklarla 30-330° rotor açısına göre kuvvet, kuvvet kolu tork ve güç grafikleri ayrı ayrı çizilerek yorumları yapılmıştır.

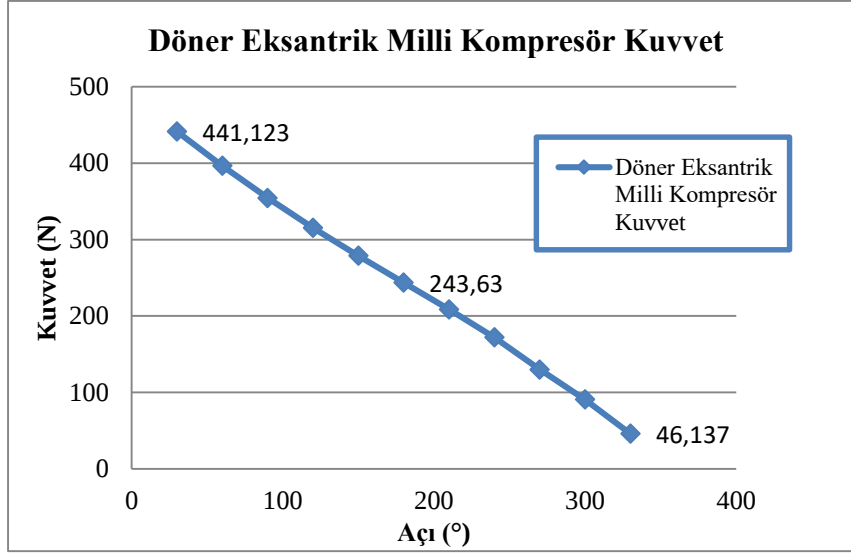
4.4.1. Döner eksantrik milli kompresörün grafikleri

Gövdeden paletli kompresörün moment hesaplamaları soğutma endüstrisinde kullanılan kompresörlerin hidrolik moment hesaplamaları ile benzerlik göstermektedir [81]. Şekil 4.7’de çift kademe paletli kompresörün sabit basınçta hidrolik moment eğrisi görülmektedir.



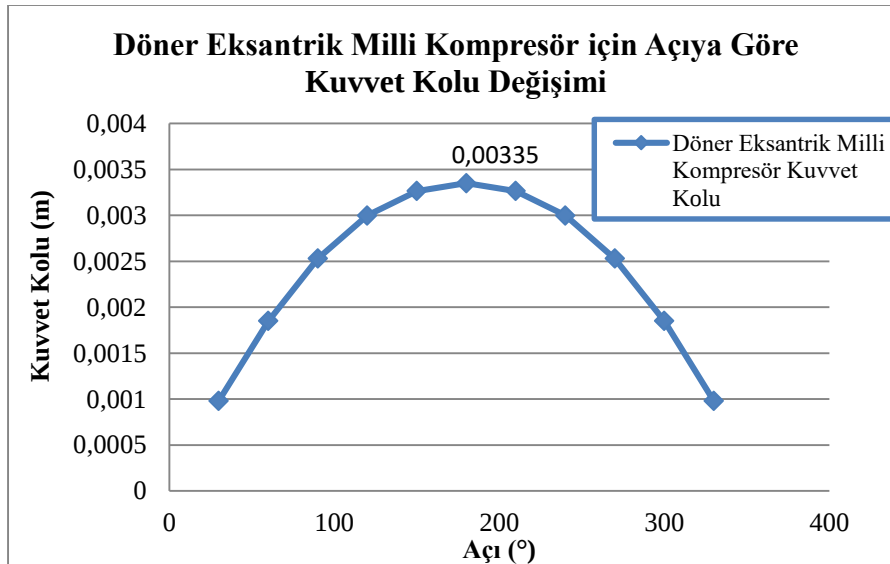
Şekil 4.7. Çift kademe paletli kompresörün sabit basınçta hidrolik moment eğrisi

Şekil 4.7 incelendiğinde kompresörün tam balanslı olarak çalışmasını sağlamak için her iki kompresör kademesi arasında 180 derece faz farkı olduğu görülmektedir. Bu faz farkından dolayı birinci ve ikinci kademelerin maksimum momentleri arasında 180° farklılık oluşmaktadır. Döner eksantrik milli kompresörlerin hidrolik moment hesaplamalarında kuvvet ve kuvvet kolu parametreleri rol oynamaktadır. Kompresör rotoruna etki eden kuvvet (F) hesaplanırken basınç (0,5-1-1,5-2-2,5-3), her 30° rotor açısı için sabit alınmıştır. Rotor üzerine etki eden basınç sıkıştırma yapılan alan (A) ile çarpılarak kuvvet hesaplanmıştır. Şekil 3.8.’de döner eksantrik milli kompresör için açıya göre kuvvet değişimi görülmektedir.



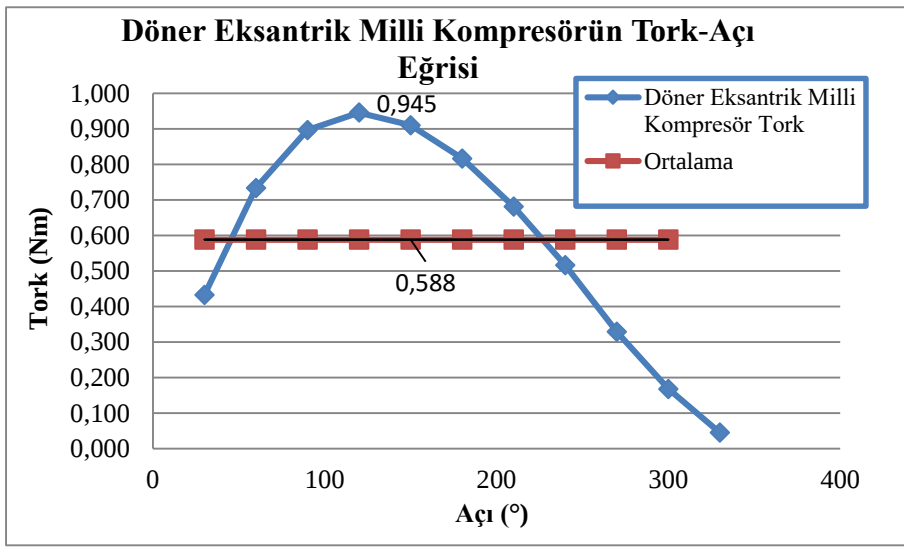
Şekil 4.8. Döner eksantrik milli kompresör için açıya göre kuvvet değişimi

Şekil 4.8 incelendiğinde döner eksantrik milli kompresörde açı arttıkça kuvvetin azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni açı arttıkça sıkıştırılan alanın küçülmesidir. Tek kademe döner eksantrik milli kompresörün kuvvet kolu (X_1) grafiği Şekil 3.9.'da görülmektedir. Şekil 4.9. incelendiğinde kompresörün yapısından dolayı kuvvet kolunun 180° 'ye kadar arttığı ve 180° 'den sonra azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.9. Döner eksantrik milli kompresör için açıya göre kuvvet kolu değişimi

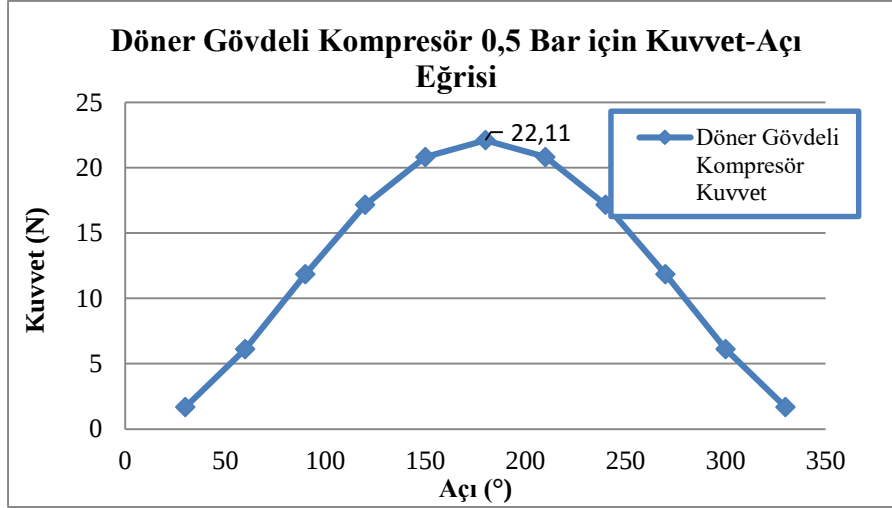
Döner eksantrik milli kompresörün tork grafiği Şekil 4.10.'da görülmektedir. Tork hesabı, rotor üzerine etki eden kuvvetle kuvvet kolunun çarpımıyla hesaplanmaktadır. Şekil 4.10 incelendiğinde maksimum torkun 120° rotor açısında $0,945 \text{ Nm}$ olduğu görülmektedir. Kuvvet kolu 180° de maksimum olduğu halde torkun 120° de maksimum olmasının sebebi, kuvvetin etkilediği alanın giderek azalmasıdır. 360° rotor açısı torklarının ortalaması da $0,588 \text{ Nm}$ 'dir. Tüm sabit basınç değerleri için (0,5-1-1,5-2-2,5) benzer tork eğrileri görülmektedir.



Şekil 4.10. Döner eksantrik milli kompresör için açıya göre tork değişimi

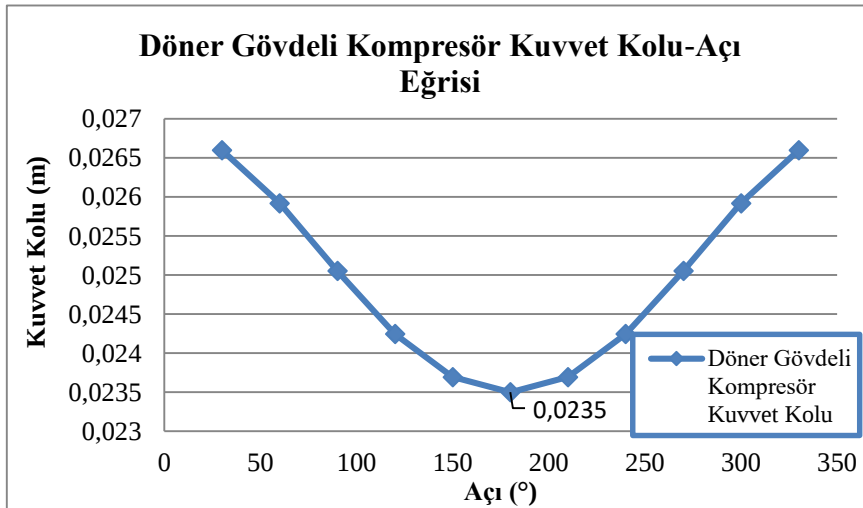
4.4.2. Döner gövdeli kompresörün grafikleri

Döner gövdeli kompresör torkunun hesaplamalarında da döner eksantrik milli kompresörün hesaplamalarında olduğu gibi kuvvet ve kuvvet kolu parametreleri rol oynamaktadır. Kompresör paletine etki eden kuvvet hesaplanırken basınç her rotor açısı için sabit alınmıştır. Palet üzerine etki eden basınç (P) ile palet alanı (A_p) çarpılarak kuvvet (F) hesaplanmıştır. Şekil 4.11.'de döner gövdeli kompresör için kuvvet grafiği görülmektedir.



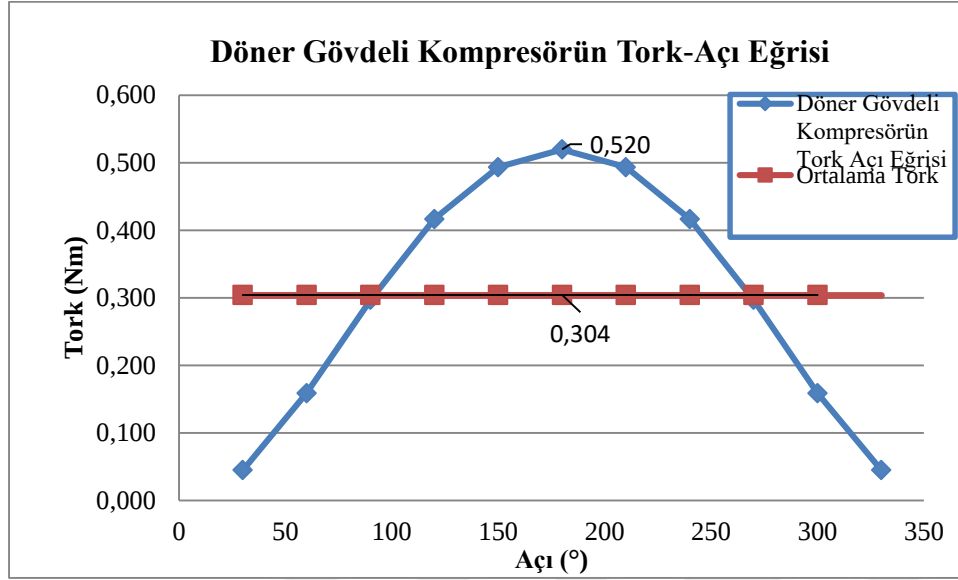
Şekil 4.11. Döner gövdeli kompresör için açıya göre kuvvet değişimi

Şekil 4.11 incelendiğinde döner gövdeli kompresör paletine etki eden kuvvetin 180 rotor açısına kadar arttığı ve daha sonra azaldığı görülmektedir. Maksimum kuvvetin 180’de 22,11 N olduğu görülmektedir. Bunun sebebi ilk 180 rotor açısında palet yüzeyinin dolayısı ile alanın artması ve 180°’den sonra azalmasıdır. Şekil 4.12’de döner gövdeli kompresör kuvvet kolu grafiği görülmektedir. Kuvvet kolu, basınca maruz kalan palet yüzeyinin orta noktasının gövde eksenine olan uzaklığıdır.



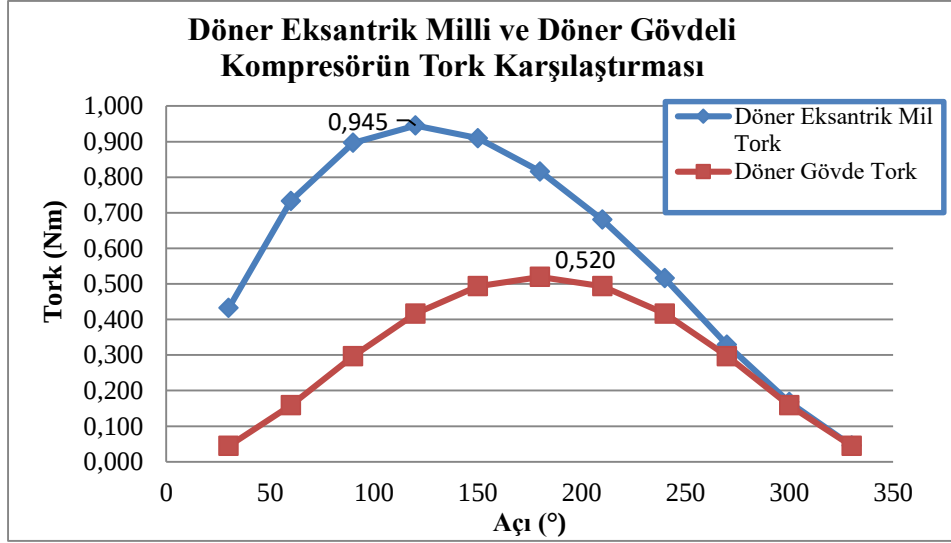
Şekil 4.12. Döner gövdeli kompresör için açıya göre kuvvet kolu değişimi

Şekil 4.12 incelendiğinde minimum kuvvet kolunun 180’de olduğu görülmektedir. Bunun sebebi rotor açısı arttıkça palet aşağı inmekte ve gövde merkeziyle olan uzaklığı azalmaktadır. Şekil 4.13’te döner gövde kompresör için tork grafiği görülmektedir.



Şekil 4.13. Döner gövdeli kompresör için açıya göre tork değişimi

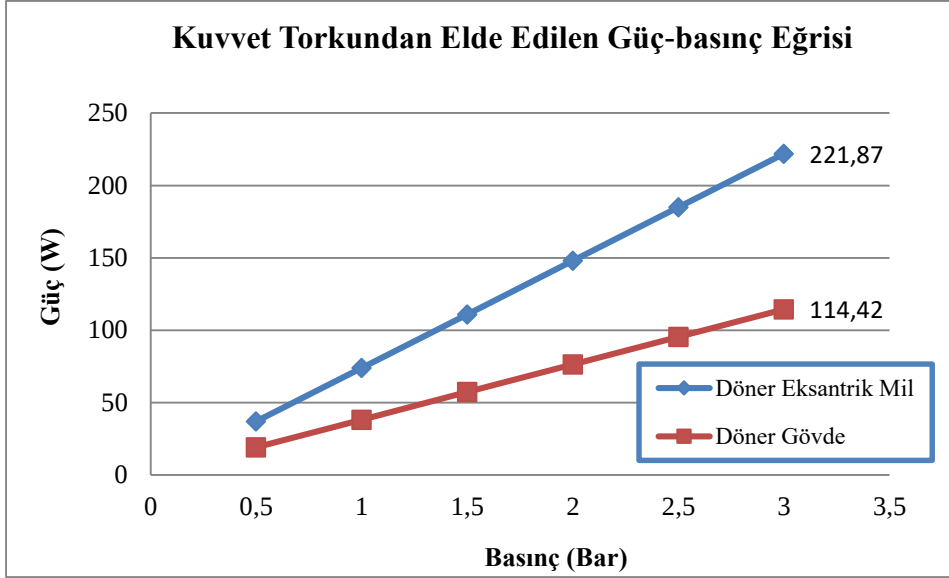
Kompresör torku palet üzerine etki eden kuvvet ve kuvvet kolunun çarpımı ile hesaplanmaktadır. Şekil 4.13. incelendiğinde maksimum torkun 180 rotor açısında 0,520 Nm olduğu görülmektedir. 360° rotor açısı torklarının ortalaması da 0,304 Nm’dir. Şekil 4.14.’te döner eksantrik mil ile döner gövde kompresörün tork değerlerinin karşılaştırma grafiği görülmektedir.



Şekil 4.14. Döner eksantrik milli ve döner gövdeli kompresörün tork karşılaştırması

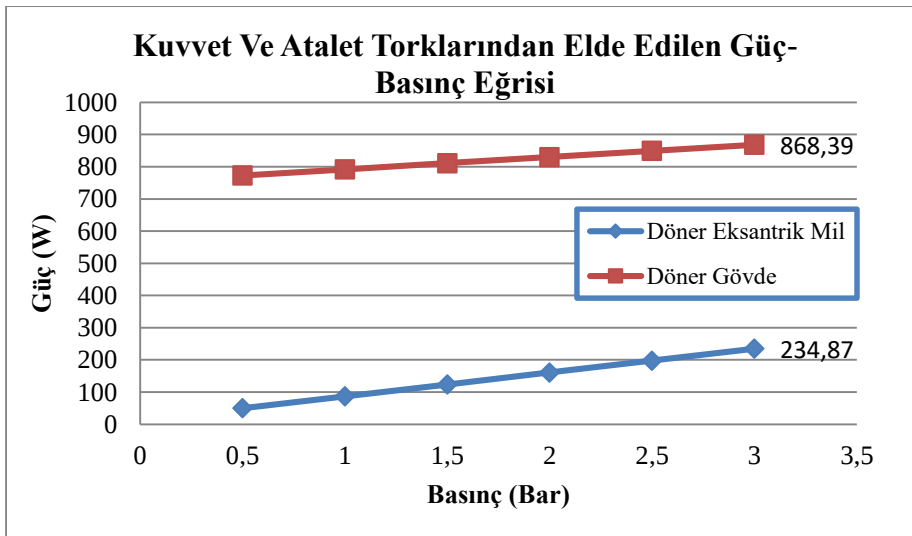
Yapılan hesaplamalar ve çizilen grafiklerle döner eksantrik milli kompresör ile döner gövdeli kompresörün ideal şartlarda kuvvet, kuvvet kolu ve tork hesaplamaları yapılarak birbirleri ile karşılaştırmaları amaçlanmıştır. Maksimum tork kolu döner gövdeli kompresörde 0,0266 m iken döner eksantrik millide 0,00335 m olarak hesaplanmıştır. Döner gövdeli kompresörde tork kolu yaklaşık 8 kat fazla olduğu halde torkun az çıkmasının sebebi, basıncın etkilediği alanların yaklaşık 20 kat daha az olmasıdır. Her iki kompresör için toplam torkun hesaplanmasında kuvvetten oluşan (T1) torku ve atalet kuvvetlerinden oluşan (T2) torku rol oynamaktadır.

Şekil 4.15'te döner eksantrik milli ve döner gövdeli kompresör için T1 torkundan elde edilen güç eğrisi görülmektedir.



Şekil 4.15. Kuvvet etkisiyle oluşan torkun güç-basınç eğrisi

Şekil 4.15'te kompresörlerin çektiği güçler sadece kuvvet etkisinden kaynaklanan tork (T1) esas alınarak hesaplanmıştır. Eğriler incelendiğinde her iki kompresör için basınç arttıkça kompresörlerin çektiği güçlerin de arttığı görülmektedir. Teorik hesaplarda ataletten elde edilen tork eklenmediğinde, döner gövdenin elektrik motorundan çektiği güç, döner eksantrik milli kompresöre göre 1,94 kat daha az olmaktadır. Şekil 3.16'da kuvvet ve atalet etkisiyle oluşan güç-basınç eğrisi gösterilmektedir.



Şekil 4.16. Kuvvet ve atalet etkisiyle oluşan güç-basınç eğrisi

Güç hesaplanırken ataletten kaynaklanan tork da dikkate alındığında döner gövdeli kompresörün elektrik motorundan çektiği güç, döner eksantrik milli kompresörün çektiği güçten 3,71 kat fazla olmaktadır. Bunun nedeni gövde ağırlığının rotor ağırlığından 6,2 kat fazla olmasıdır. Döner eksantrik milli ile döner gövdeli kompresörleri karşılaştırmak ve ataletin net etkisini görmek amacıyla laboratuvar deneyleri yapılmıştır.

4.5. Deneyisel Çalışma

Bu bölümde daha önce ideal şartlarda teorik hesaplamaları yapılan döner eksantrik milli ve döner gövdeli kompresörün gerçek ortam şartlarında laboratuvar deneyleri yapılarak akım, gerilim, debi ve çektikleri güçlerin karşılaştırılmaları yapılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanlar aşağıdaki gibidir.

4.5.1. Deney düzeneği ekipmanları

Bu bölümde, elektrik motoru-dinamometre, elektrik motoru-döner eksantrik mil ve elektrik motoru-döner gövde deney düzeneklerinde kullanılan ekipmanlarının teknik özellikleri hakkında bilgiler verilecektir.

Elektrik motoru

Deney düzeneğinde kompresör elektrik motoruyla tahrik edilmiştir. Çizelge 4.1’de elektrik motorunun özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Elektrik motorunun özellikleri

Güç Aralığı	0,12 - 4 kW (Monofaze)
Gövde Aralığı	56 - 355 tip (Trifaze)
Güç Aralığı	0,06 - 400 kW (Trifaze)
Devir aralığı	600 - 3000 dev/dk
Gerilim	230 - 380 Volt

İnvertör

İnvertörler, herhangi bir DC kaynaktan aldığı gerilimi işleyerek, sabit veya değişken genlik ve frekanslı AC gerilim elde etmek için kullanılan güç elektroniği devreleridir. İnvertörün kullanılma amacı; sistemdeki kesintileri, dalgalanmaları, dengesizlikleri, harmonikleri vb. önleyerek sistemin daha etkin ve verimli şekilde çalışmasını sağlamaktır. Şebekeden gelen gerilim dalgalanmalarını, pikleri, filtre devresinden geçirerek temizleyen invertör cihazı bu etkilerden kaynaklanan motor, mekanik aksam hatalarını azaltmakta; bu parçaların tamir, bakım maliyetlerini en aza indirmekte ve ömürlerini uzatmaktadır. Deneylerde Mitsubishi FR D700 marka invertör kullanılmıştır. Kullanılan invertörün özellikleri Çizelge 4.2.'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Deneylerde kullanılan invertörün teknik özellikleri

Çalışma Aralığı	0-50Hz
Gerilim ölçme aralığı	200V AC/400V AC
Anma akımı	0,8 A
Anma motor kapasitesi	0,1 kW

Ampermetre

Deneylerde Unit ut203 marka pensampermetre kullanılmıştır. Ampermetrenin özellikleri Çizelge 4.3.'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Deneylerde kullanılan ampermetrenin özellikleri

Direnç Ölçümü	40 Mohm
Gerilim Ölçümü	600 V AC DC (Select tuşu ile değiştirilir)
Akım Ölçümü	400 Ampere kadar ölçüm

Voltmetre

Gerilim ölçümlerinde Unit UT 58E 20A Dijital Multimetre ölçü aleti kullanılmıştır. Çizelge 4.4.'te voltmetrenin özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.4. Gerilim ölçer özellikleri

Boyut	179 mm x 88 mm x 39 mm
Güç	9 V Batarya
AC Gerilimi	2V/20V/200V/750V
DC Akımı	2mA/20mA/200mA/20A
AC Akımı	2mA/200mA/20A

Dinamometre

Deneylerde balata tipi prony fren dinamometresi kullanılmıştır. Tasarım ve imalatı Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde yapılmış olan bu dinamometrede rijit bir şekilde yükleme yapabilmek için 4 adet lineer rulman bulunmaktadır. Yükleme sırasında sürtünme etkisiyle dönme hareketi yapan kuvvet kolunun uzunluğu 0,2 m'dir. Resim 3.14.'te dinamometrenin yapısı görülmektedir.

Yük hücresi ve indikatör

Dinamometre fren kuvvetinin ölçümü için Eşit PWI-P yük hücresi indikatörü ve Eşit BB-20kg-C3 yük hücresi kullanılmaktadır. Deneylerde kullanılan yük hücresi üzerine, bending beam prensibi ile çalışan, özel alaşım çelik gövdeli düşük ve orta kapasitede kullanım için imal edilmiş yük hücreleridir. Paslanmaz çelik körük, nikel kaplanmış yük hücresi gövdesine kaynatılarak, yük hücresi, su, nem, toz, kir, yağ vb. tartım performansını bozucu etkilerden korunmuştur. Çizelge 4.5.'te yük hücresinin teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.5. Yük hücresinin teknik özellikleri

Maksimum Kapasite	20 kg
Hassasiyet sınıfı (OIML R 60'a göre)	C3
Toplam hata	$< \pm 0,02$
Çıkış	2 mV/V
Giriş direnci	$385 \pm 20 \Omega$
Çıkış direnci	$350 \pm 3 \Omega$
Maksimum çalışma gerilimi	15 V

Yük hücresi indikatörünün özellikleri Çizelge 4.6.'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.6. Yük hücresi indikatörünün özellikleri

Maksimum bölüntü sayısı (doğruluk sınıfı)	6000d (III)
Giriş duyarlılığı	0,5 μ V
Doğrusallık	%0,005
A/D çeviricisi	24 bit sigma-delta
Okuma sıklığı	12-100 Hz
Analog giriş aralığı	± 10 mv/V
Besleyebileceği yük hücresi sayısı	8 adet (350 Ω)
Yük hücresi besleme voltajı	10V DC
Besleme gerilimi	12-24V AC / 12-36V DC
Besleyebileceği yük hücresi sayısı	8 adet (350 Ω)

Körük, aynı zamanda tartım sırasında meydana gelen titreşimleri de bir miktar sönümleyerek tartım sonucunun daha hassas ve doğru olarak alınmasına yardımcı olmaktadır. Yukarıda özelliklerinden de bahsedildiği gibi 20 kg a kadar ölçüm yapabilme kapasitesine sahiptir.

Debimetre

Debimetreler, hızlı kütle akış kontrolörleri ve ölçüm cihazları proses kontrol ve performans okuma süreçlerini daha verimli hale getirmektedir. Genellikle düşük debili, yüksek basınçlı uygulamalarda kullanılmaktadır. Yapılan deneyler için kompresör tarafından basınçlandırılan havanın debisi Alicat Scientific marka MCR500SLPM ve MC50SLPM model akış kontrol cihazları yardımıyla ölçülmüştür. Akış kontrol cihazlarının teknik özellikleri Çizelge 4.7.'de verilmiştir.

Çizelge 4.7. Akış kontrol cihazlarının teknik özellikleri

Özellikler	MCR500SLPM	MC50SLPM
Doğruluk	Okunan değerin $\pm \%0,8$ 'i,	tam skalanın $\pm \%0,2$ 'si
Tekrarlanabilirlik	$\pm \%0,2$	$\pm \%0,2$
Tepki süresi	100 ms	100 ms
Maksimum basınç	10 bar	10 bar
Besleme voltajı	24-30 V DC	24-30 V DC
Isınma süresi	< 1 s	< 1 s
Maksimum debi	500 l/min	50 l/min

Manometre

Test düzeneğinde kullanılan manometre ile giriş ve çıkış hava basınçlarının ölçülmesi amaçlanmıştır. Çizelge 4.8.'de manometrenin teknik özellikleri verilmiştir.

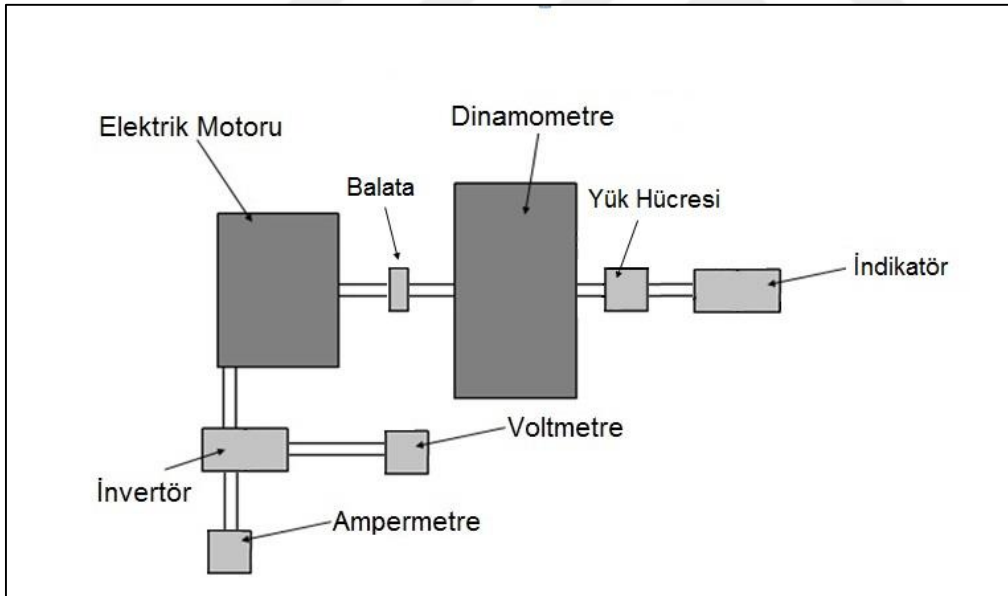
Çizelge 4.8. Manometrenin teknik özellikleri

Çap	50 mm
Basınç Ölçüm Aralığı	0-10 Bar
Gövde malzemesi	Metal
Cam Malzemesi	Akrilik
Ölçüm Skalası	Bar-PSI
Çalışma Sıcaklığı	-20°C / +60 °C
Gösterge Skalası	Alüminyum

4.5.2. Laboratuvar deneyleri

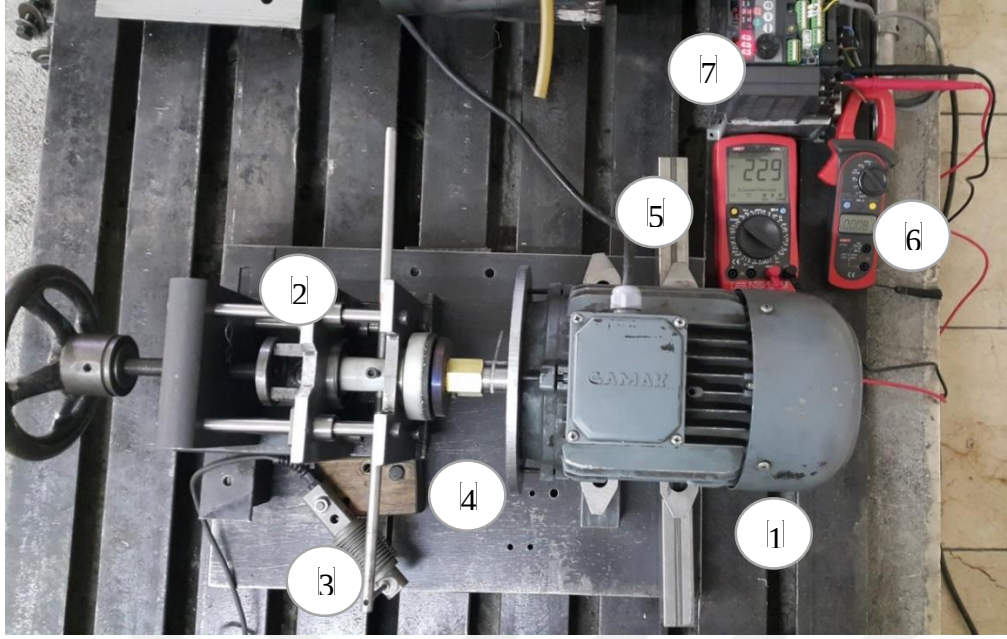
Kompresörler her iki tasarım için de elektrik motoruyla tahrik edilmiştir. Elektrik motorunun ana şebekeden çektiği akım ve gerilim değerleri sürekli olarak değişmekte ve sabit değerlere ulaşamamaktadır. Bu nedenle ilk olarak güç karakteristiğini belirlemek amacıyla elektrik motoru dinamometreye bağlanmıştır.

Elektrik motoru 600-2700 rpm hızları arasında 300'er devir aralıklarda çalıştırılmış olup, dinamometre ile 100'er gram aralıklarla yük uygulanmıştır. Bu şekilde elektrik motorunun güç karakteristiği çıkarılmış olup akım ve gerilim değerleri belirlenmiştir. Daha sonra belirlenen akım ve gerilim değerlerine göre her iki kompresör (döner gövdeli ve döner eksantrik milli) için yapılan deney sonuçları bu eğriler ile uyumlu hale getirilmiştir. Şekil 4.17'de elektrik motoru güç karakteristik deney düzeneği diyagramı görülmektedir.



Şekil 4.17. Elektrik motoru güç karakteristik deney düzeneği diyagramı

Resim 4.4'te elektrik motoru güç karakteristik deney düzeneği görülmektedir.



Resim 4.4. Elektrik motoru güç karakteristik deney düzeneği

1.Elektrik Motoru

2. Dinamometre

3.Yük hücresi

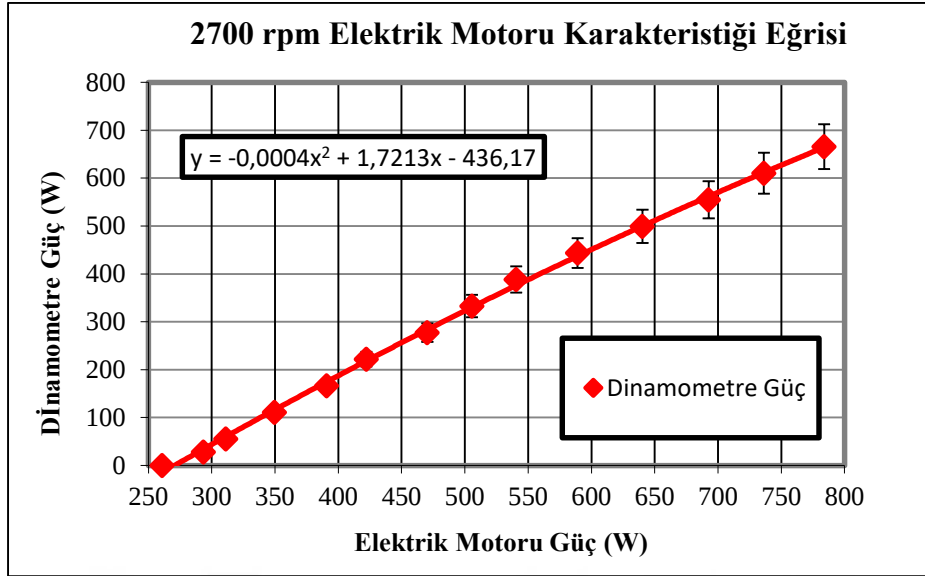
4.Balata

5.Voltmetre

6. Ampermetre

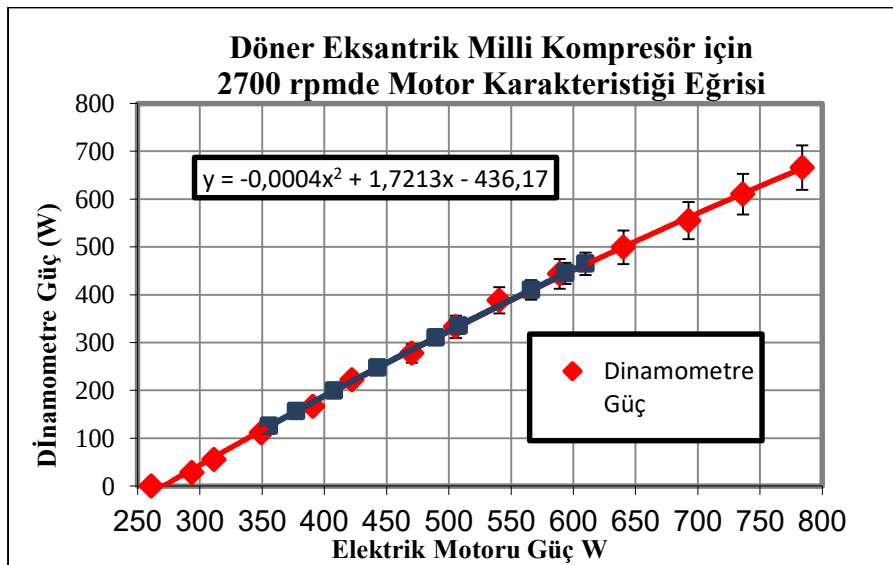
7. İnvörtör

Resim 4.4'te görüldüğü gibi elektrik motorunu sabit devirlerde (600-2700 rpm) sürebilmesi için bir invertör kullanılmış olup, her devir için akım, gerilim değerleri multimetrelerle ölçülmüştür. Elektrik motorunun, sabit devirlerde 600 rpm'den başlayarak 300'er devir aralıklarıyla 8 ayrı set olacak şekilde güç karakteristikleri çıkarılmıştır. Elektrik motorunun yüklenmesinde prony fren tipi dinamometre kullanılmıştır. Yükleme esnasında balatanın elektrik motoru volanına sürtünmesi sonucu yük hücresinde oluşan kuvvet bir indikatör yardımıyla ölçülmüştür. Şekil 4.18'de 2700 rpm için örnek bir dinamometre-elektrik motoru güç eğrisi görülmektedir.



Şekil 4.18. 2700 rpm için örnek bir dinamometre-elektrik motoru güç eğrisi

Şekil 4.18’de görüldüğü gibi 2700 rpm sabit devir için elektrik motoru gücü voltmetreden alınan gerilim ve ampermetreden alınan akım değerlerinin çarpımı sonucu elde edilmiş olup, dinamometre gücü ise yük hücresinden ölçülen kuvvet ile (yer çekimi ivmesi*yük*devir*kuvvet kolu/9549) formülü yardımıyla hesaplanmıştır. Çizilen eğrinin denklemi formulize edilerek daha sonra kompresör deneylerinde elde edilen elektrik motoru güç değerleri ile uyumlu hale getirilmiştir. Şekil 4.19’da 2700 rpm için döner eksantrik mil kompresör güç değerlerinin fit edilmiş hali görülmektedir.

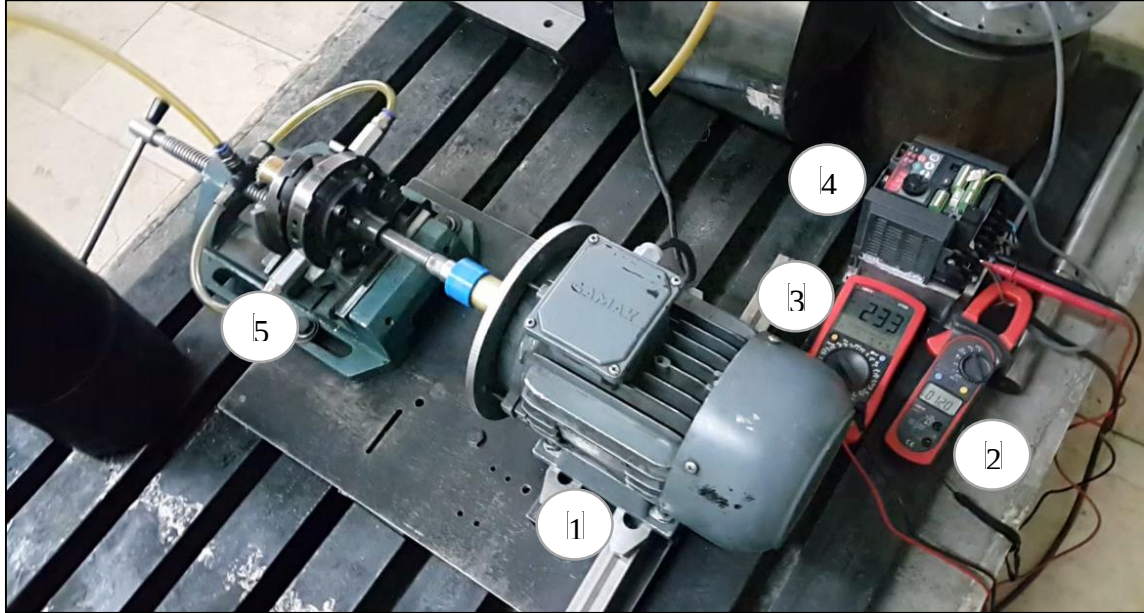


Şekil 4.19. 2700 rpm döner eksantrik mil kompresör güç değerlerinin fit edilmiş hali

Elektrik motoru karakteristik eğri deneylerinden sonra her iki kompresör tasarımı (döner gövde ve döner eksantrik mil) için güç deneyleri yapılmıştır. Şekil 3.19.'da mavi renkli görülen eğri döner eksantrik mil güç eğrisidir. Bu deney düzeneğinde dinamometre yerine döner eksantrik milli kompresör seti bir kaplin yardımıyla elektrik motoruna bağlanmıştır. Kompresör deneyleri dinamometre deneylerinde olduğu gibi sabit devirlerde 600 rpm'den başlayarak 300 devir aralıklarıyla yapılmıştır. Deneylerde elektrik motorunun akım ve gerilim değerleri ölçülürken kompresörün basınç, debi ve sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Şekil 4.19.'da 2700 rpm için kırmızı eğri ile gösterilen dinamometre güç eğrisinin denklemi

$$y = -0,0004x^2 + 1,7213x - 436,17 \quad (3.73)$$

Döner eksantrik mil deneylerinde elde edilen güç değerleri ise mavi eğri ile gösterilmektedir. Mavi eğrinin x değerleri Eş. 3.73. denkleminde yerine koyularak y değerleri yani döner eksantrik mil kompresör güç değerleri hesaplanmıştır. Resim 4.5'te döner eksantrik milli kompresörün deney düzeneği görülmektedir.



Resim 4.5. Döner eksantrik milli kompresörün deney düzeneği

1. Elektrik Motoru

4.İnvertör

2.Ampermetre

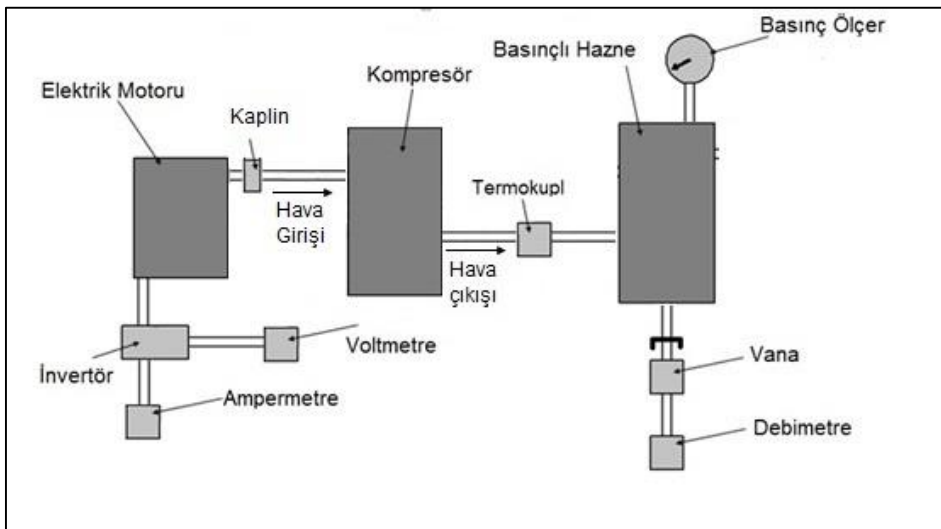
5. Döner eksantrik milli kompresör

3. Voltmetre

Deneylede devir sayısı sabit tutularak kompresörün o devir için çıkabileceği maksimum basınç belirlenmiş, daha sonra 0,5 bar aralıklarla basınç düşürülerek her bir basınç değeri için debi, akım ve gerilim değerleri ölçülmüştür. Döner eksantrik milli kompresör deneyi için; gövde hilal şeklindeki bir aparat yardımıyla sabit tutulmuş olup eksantrik mil şeklindeki gibi elektrik motoru tahrikiyle döndürülmüştür.

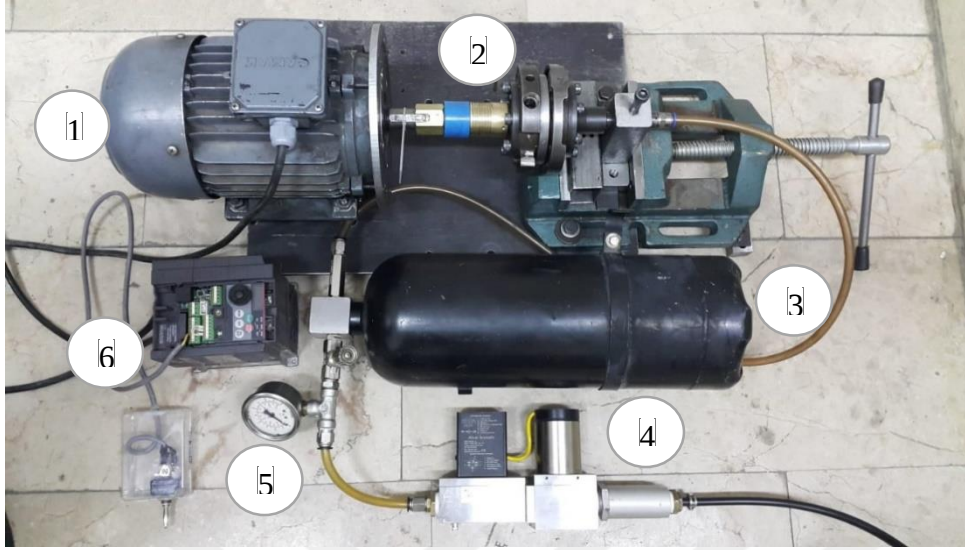
Hava, kompresörün yan kapak giriş kanalından içeriye alınmaktadır. Kompresör döngüsel olarak çalıştığı için bir taraftan emme yaparken diğer taraftan da basma işlemi yapmaya devam etmektedir. Çıkış kanalının kapanması ile basma işlemi tamamlanmış olmaktadır. Çıkış kanalındaki çek valf basınçlı havanın geri dönmesini engellemektedir.

Döner eksantrik mil deneylerinin ardından döner gövde deneyleri aynı sabit devir aralıklarında yapılmış olup, elektrik motorunun akım ve gerilim değerleri ölçülürken kompresörün basınç, debi ve sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Şekil 4.20.'de döner gövde kompresörün deney düzeneği diyagramı görülmektedir.



Şekil 4.20. Döner gövde kompresörün deney düzeneği diyagramı

Resim 4.6’da döner gövde kompresörün deney düzeneği görülmektedir.



Resim 4.6. Döner gövde kompresörün deney düzeneği

1.Elektrik motoru

4. Debimetre

2. Döner gövdeli kompresör

5. Manometre

3. Basınçlı hazne

6. İnvertör

Döner gövdeli kompresör deneyi için eksantrik mil resimdeki gibi yardımcı bir bağlantı aparatı ile mengeneye bağlanarak sabitlenmiştir. Gövde ise bir kaplin yardımıyla elektrik motoru tarafından tahrik edilmiştir. Döner gövdeli kompresör deneyleri yapılırken hava gövde üzerindeki giriş kanallarından içeri girmiştir. Giriş kanalı kapandığında sıkıştırma işlemi başlamakta ve çıkış kanalının kapanmasıyla çevrim son bulmaktadır. Eksantrik milin merkezine yerleştirilen çek valf yardımı ile basınçlı hazneye sıkıştırılan hava geri dönmemektedir.

5. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

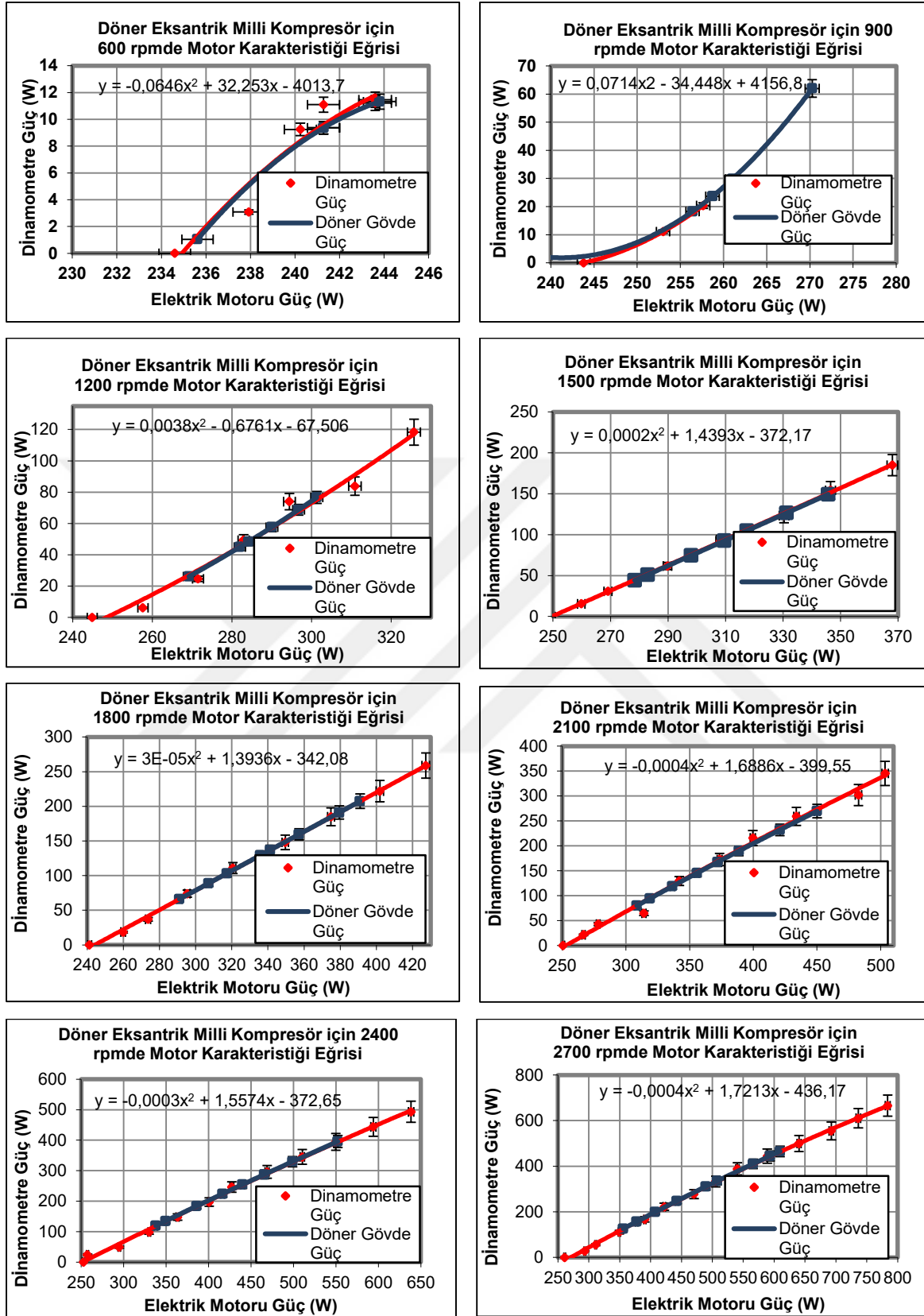
Bu bölümde, elektrik motorunun karakteristik eğrilerini çıkarmak amacıyla sabit devirlerde yapılan dinamometre deney sonuçları ile döner eksantrik mil ve döner gövde kompresör deneylerinin grafikleri verilerek yorumları yapılmıştır.

5.1. Elektrik Motoru Karakteristik Eğrileri

Elektrik motorunun karakteristik eğri deneyleri her iki kompresör testleri (döner gövde ve döner eksantrik mil) için ayrı ayrı yapılmıştır. Öncelikle elektrik motoru dinamometreye bağlanarak sabit devirlerde 100'er gram aralıklarla yüklenerek güçleri ölçülmüştür. Ölçümler sonrasında grafiklerin denklemleri oluşturularak kompresör deneyleri ile uyumu sağlanmıştır.

5.1.1. Döner eksantrik milli kompresör için motor karakteristiği eğrileri

Döner eksantrik milli kompresörün güç eğrilerini belirlemek amacıyla 600 devirden başlayarak 300'er devir aralıklarla 8 farklı deney seti yapılmış olup Şekil 5.1.'de 600-2700 rpm'lerde döner eksantrik milli kompresör için elektrik motoru karakteristik eğrileri görülmektedir.

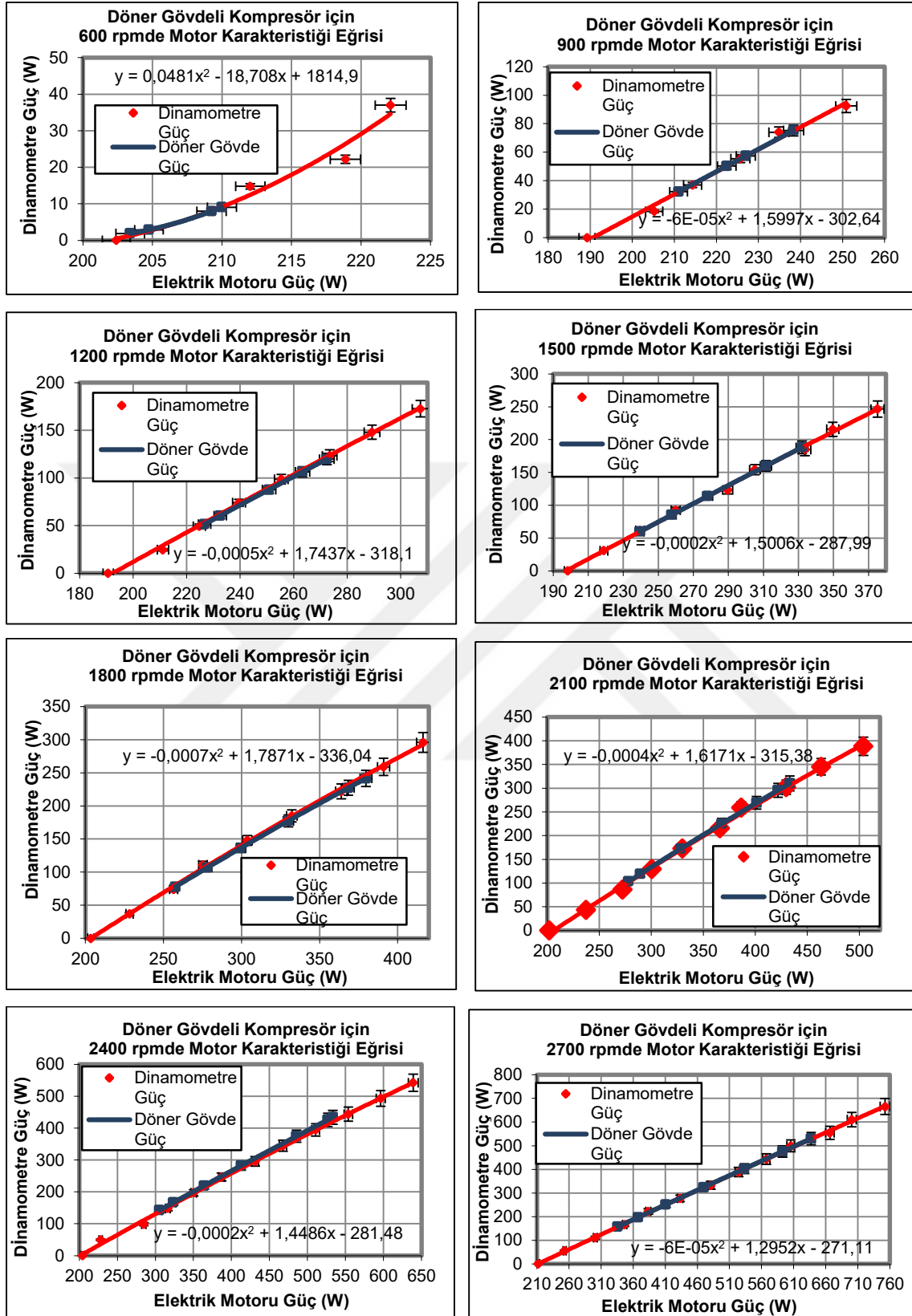


Şekil 5.1. 600-2700 rpm'ler için DEM kompresör-elektrik motoru karakteristik eğrileri

8 ayrı deney seti için (600-2700 rpm) elektrik motoru karakteristiği çıkartılmıştır. Şekil 5.1 incelendiğinde tüm deney setleri için döner eksantrik milli kompresör-elektrik motoru karakteristik eğrilerinin benzer olduğu görülmektedir. Döner eksantrik milli kompresörden elde edilen güç değerleri elektrik motoru karakteristik eğrisi denkleminde x değişkeni olarak yazılmıştır. Elde edilen y değerleri döner eksantrik milli kompresörün elektrik motoru karakteristik eğrisiyle uyumlu hale getirilmiş güç değeridir.

5.1.2. Döner gövdeli kompresör için motor karakteristiği eğrileri

Döner gövdeli kompresörün güç eğrilerini belirlemek amacıyla döner eksantrik milli kompresörde olduğu gibi 600 devirden başlayarak 300'er devir aralıklarla 8 farklı deney seti yapılmış olup Şekil 4.2.'de 600-2700 rpm'lerde gövdeli kompresör için elektrik motoru karakteristik eğrileri görülmektedir.

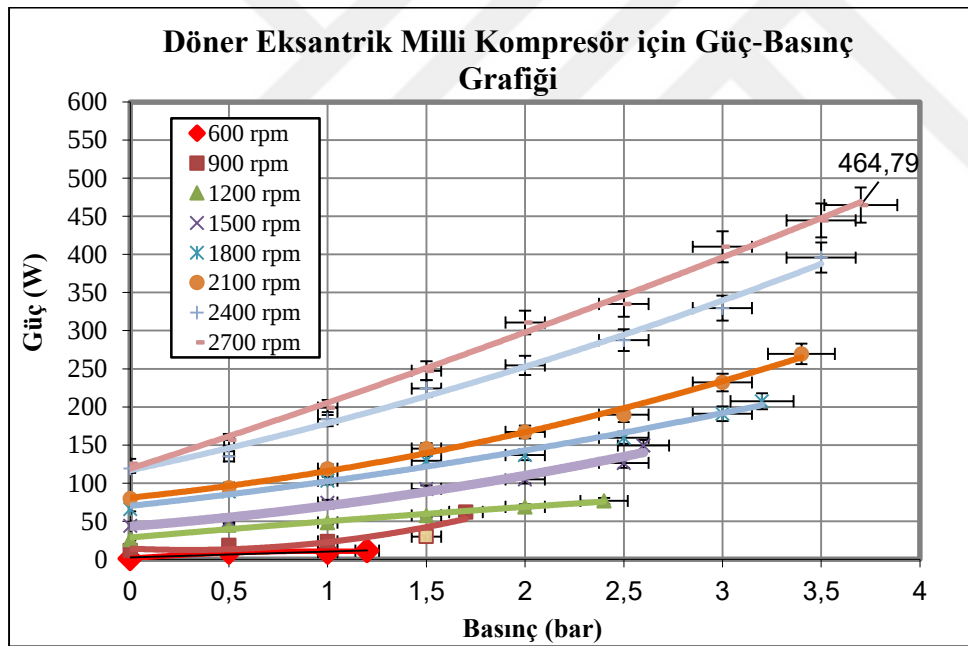


Şekil 5.2. 600-2700 rpm'ler için DG kompresör ve elektrik motoru karakteristik eğrileri

8 ayrı deney seti için (600-2700 rpm) elektrik motoru karakteristiği çıkartılmıştır. Şekil 5.2 incelendiğinde tüm deney setleri için döner gövdeli kompresör-elektrik motoru karakteristik eğrilerinin benzer olduğu görülmektedir. Döner gövdeli kompresörden elde edilen güç değerleri elektrik motoru karakteristik eğrisi denkleminde x değişkeni olarak yazılmıştır. Elde edilen y değerleri döner eksantrik milli kompresörün elektrik motoru karakteristik eğrisiyle uyumlu hale getirilmiş güç değeridir.

5.2. Döner Eksantrik Milli Kompresör Eğrileri

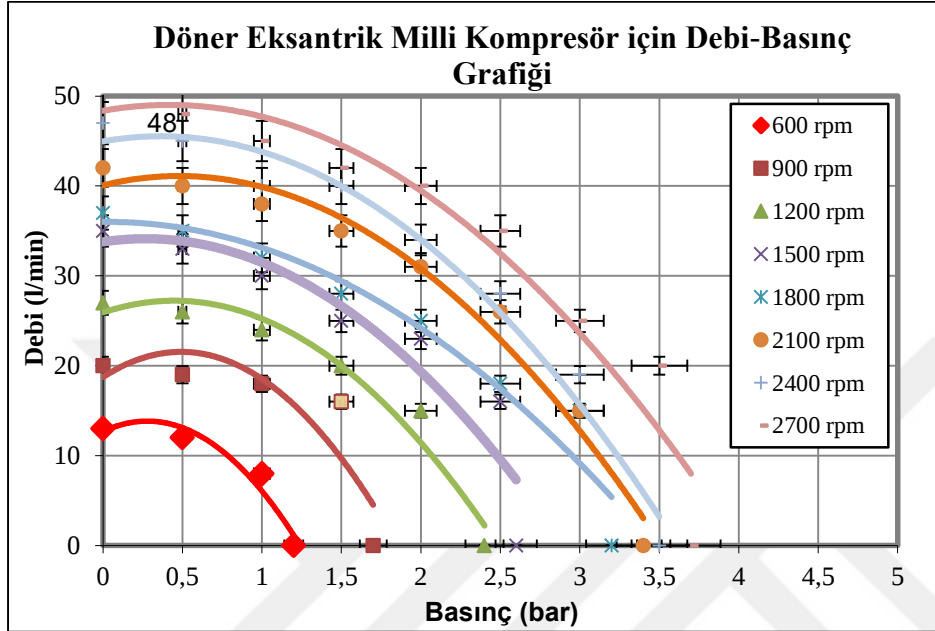
Yapılan deneyler sonrasında döner eksantrik milli kompresör için güç-basınç, debi-basınç, debi-güç eğrileri çıkartılmıştır. Şekil 5.3.'te döner eksantrik milli kompresör için güç-basınç grafiği görülmektedir.



Şekil 5.3. Döner eksantrik milli kompresör için güç-basınç grafiği

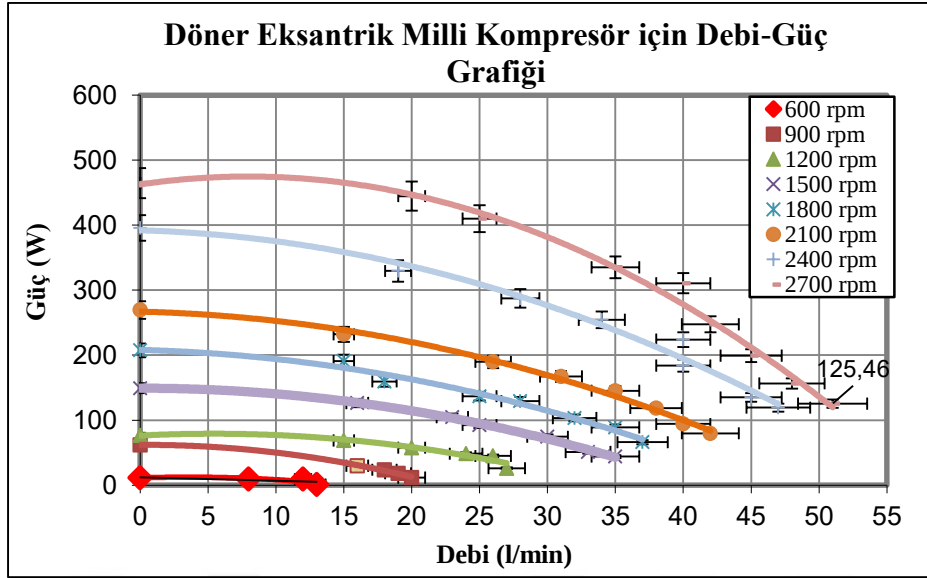
Şekil 5.3 incelendiğinde tüm sabit devirler için kompresörde üretilen basınç arttıkça elektrik motorundan çekilen gücün de arttığı görülmektedir.

Döner eksantrik milli kompresör için elde edilen maksimum basınç 2700 rpm’de 3,7 bar elektrik motorundan çekilen maksimum güç ise 464,79 Watt’tır. Şekil 5.4’te döner eksantrik milli kompresör için debi-basınç eğrileri görülmektedir.



Şekil 5.4. Döner eksantrik milli kompresör için debi-basınç eğrileri

Şekil 5.4 incelendiğinde tüm sabit devirler için basınç ve debinin ters orantılı olarak değiştiği görülmektedir. Döner eksantrik milli kompresörün ürettiği en yüksek sıkıştırılmış hava miktarı 48 l/min’dir. Şekil 5.5’te döner eksantrik milli kompresör için debi-güç eğrileri görülmektedir.

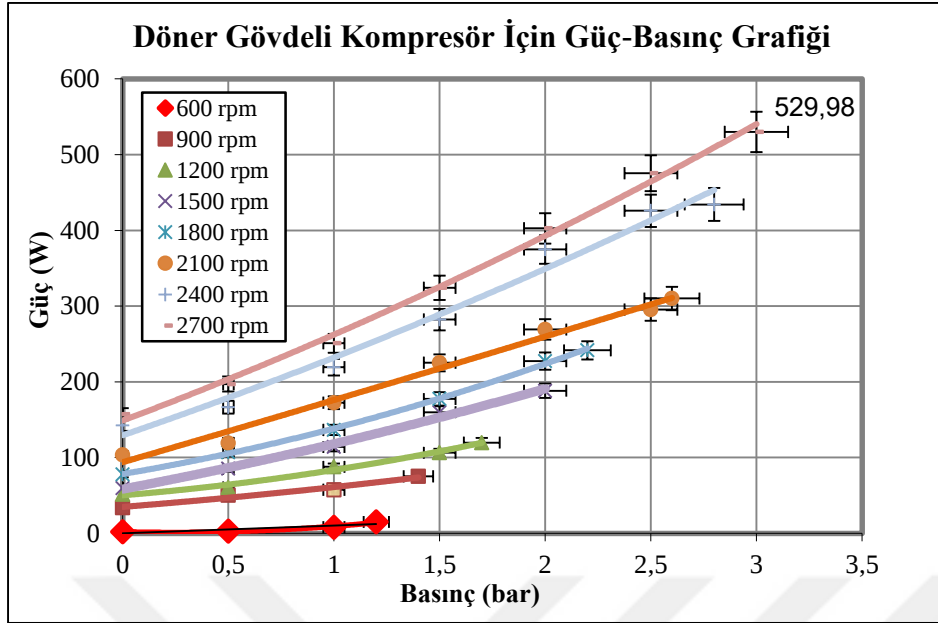


Şekil 5.5. Döner eksantrik milli kompresör için debi-güç eğrileri

Şekil 5.5 incelendiğinde tüm sabit devirler için debi arttıkça azalan basıncın etkisiyle güçte de bir azalmanın meydana geldiği görülmektedir. Maksimum debi olan 47 l/min hava miktarı üretilirken elektrik motorundan çekilen güç 125,46 watt olmaktadır.

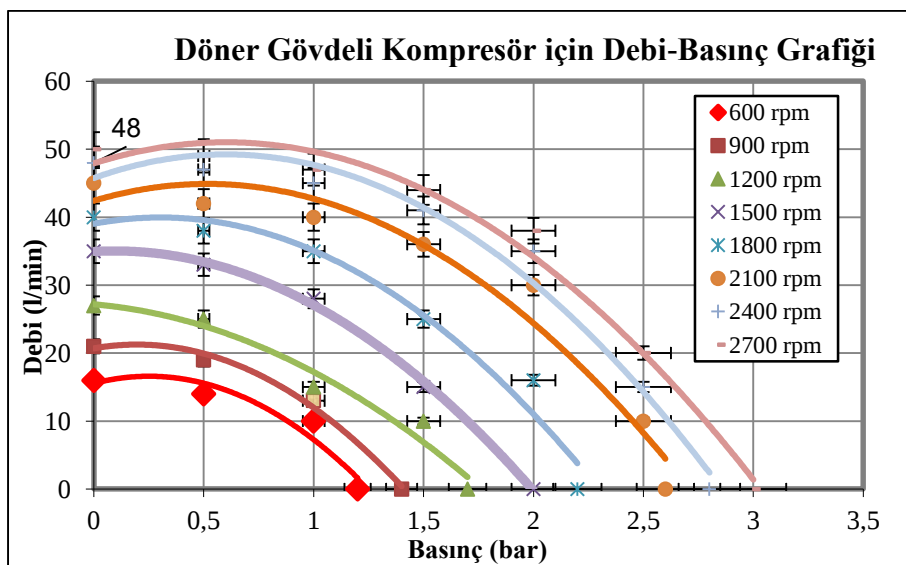
5.3. Döner Gövdeli Kompresör Eğrileri

Bu bölümde döner gövdeli kompresör için güç-basınç, debi-basınç, debi-güç eğrileri çıkartılmıştır. Şekil 5.6'da döner gövdeli kompresör için güç-basınç grafiği görülmektedir.



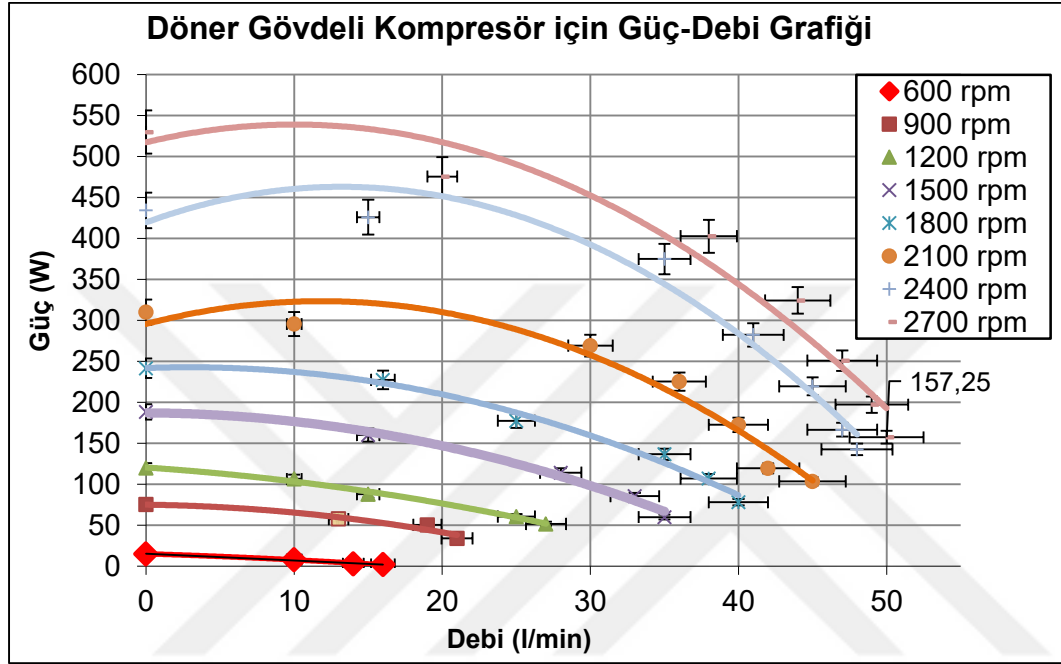
Şekil 5.6. Döner gövdeli kompresör için güç-basınç grafiği

Şekil 5.6 incelendiğinde güç-basınç eğrilerinin döner eksantrik milli kompresör güç-basınç eğrilerine benzer olduğu görülmektedir. Her sabit devir için basınç arttıkça kompresör gücü de artmaktadır. Maksimum basınç 2700 rpm'de 3 bar ve kompresörün çektiği en yüksek güç de 530 Watt olarak elde edilmiştir. Şekil 5.7.'de döner gövdeli kompresör için debi-basınç grafiği görülmektedir.



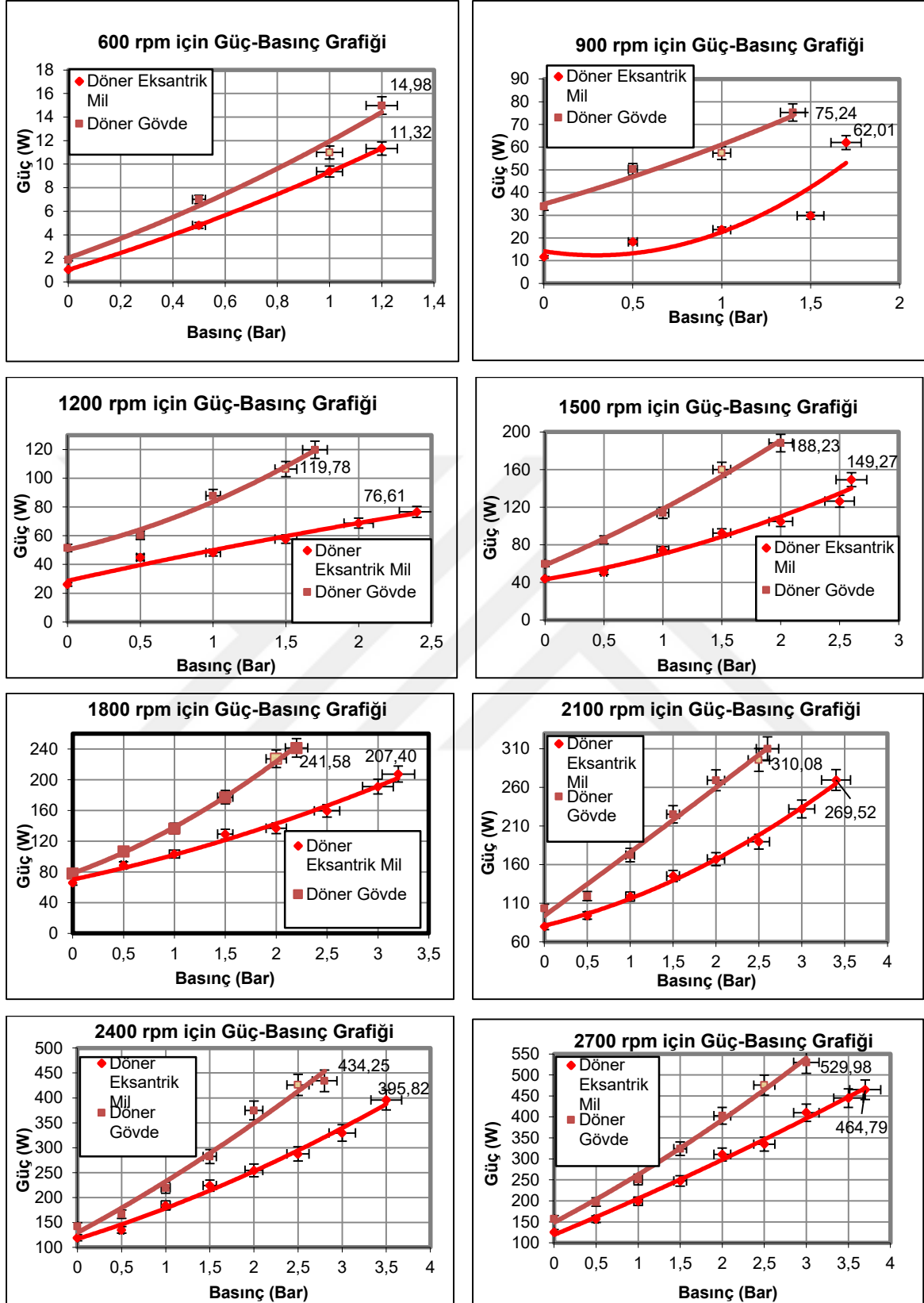
Şekil 5.7. Döner gövdeli kompresör için debi-basınç grafiği

Şekil 5.7. incelendiğinde döner gövdeli kompresörün debi-basınç grafiği döner eksantrik milli kompresörün debi-basınç grafiği ile benzer olduğu ve basınç düştükçe debinin arttığı görülmektedir. Maksimum debi 2700 rpm’de 48 l/min olarak elde edilmiştir. Şekil 5.8.’de döner gövdeli kompresör için güç-debi grafiği görülmektedir.



Şekil 5.8. Döner gövdeli kompresör için güç-debi grafiği

Şekil 5.8’de görüldüğü gibi diğer grafiklere benzer şekilde döner gövdeli kompresörün güç-debi grafiği döner eksantrik milli kompresörün debi-güç grafiği ile benzerlik göstermektedir. Kompresör debisi ile kompresörün çektiği güç ters orantılı olduğu için debi arttıkça kompresörün çektiği güç azalmaktadır. Maksimum debi 2700 rpm’de 50 l/min için kompresörün çektiği güç 157,25 Watt olarak elde edilmiştir. Her iki kompresör (döner gövdeli ve döner eksantrik mil) için yapılan deney sonuçları ve tüm grafik değerlendirmeleri yukarıda verilmiştir. Aşağıda ise her iki kompresörün sabit devirleri için güç-basınç, debi-basınç ve güç-debi grafikleri verilmiştir. Şekil 5.9’da her iki kompresör için güç-basınç grafikleri görülmektedir.



Şekil 5.9. Her iki kompresör için güç-basınç grafiği

Şekil 5.9 incelendiğinde tüm sabit devirler için her iki kompresörde de basınç arttıkça kompresörlerin çektiği güçlerin arttığı görülmektedir. 600 devir için döner eksantrik mil ve döner gövde kompresörlerin basınç-güç eğrileri yakın değerler gösterirken, devir arttıkça her iki kompresör arasındaki fark artmaktadır. Tüm devirler için döner eksantrik milli kompresör döner gövdeli kompresöre göre daha fazla basınç üretmekte olup daha az güç çekmektedir. Bunun sebebi de döner gövdeli kompresörün atalet kuvvetlerinin özellikle yüksek devirlerde daha fazla olmasıdır. Döner eksantrik milli kompresör 2700 rpm’de maksimum 3,7 bar basınç üretirken 465 Watt güç çekmektedir. Aynı rpm için döner gövdeli kompresör ise maksimum 3 bar üretmekte olup 530 watt güç çekmektedir. Aynı 3 bar basınç için döner eksantrik milli kompresör ise 410 watt ile yaklaşık 1,3 kat daha az güç çekmektedir. Çizelge 5.1.’de her devir ve her basınç için döner eksantrik milli ve döner gövdeli kompresörlerin çektiği güçlerin oranları karşılaştırılmıştır.

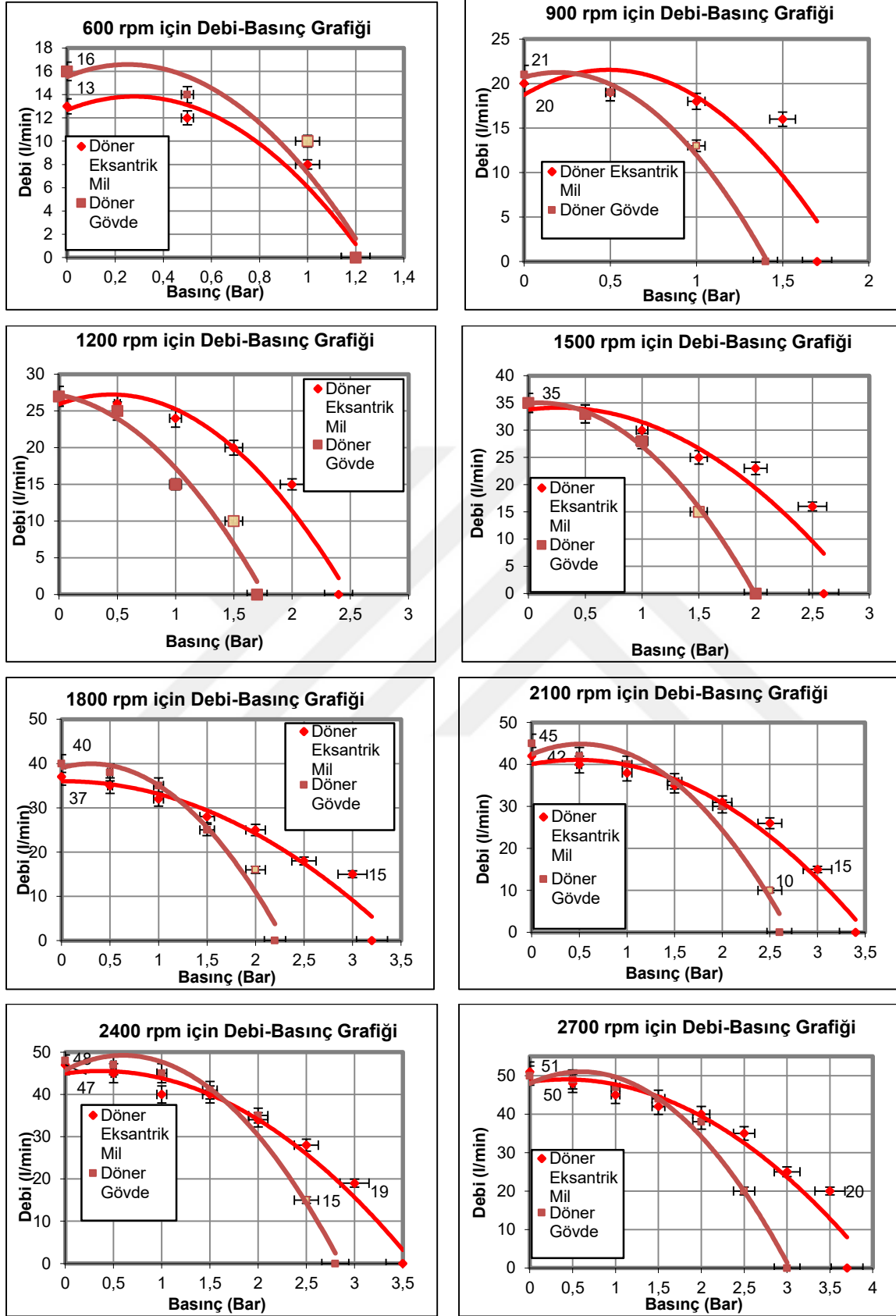
Çizelge 5.1. DG. kompresörün çektiği gücün DEM kompresörün çektiği güce oranı

Basınç Devir	0,5	1	1,5	2	2,5	3
600	1,46	1,18	1,36			
900	2,78	2,48	2,58			
1200	1,33	1,81	1,86	1,98		
1500	1,67	1,53	1,73	1,81		
1800	1,2	1,32	1,37	1,67	1,7	
2100	1,27	1,46	1,55	1,61	1,63	
2400	1,23	1,2	1,26	1,47	1,48	1,47
2700	1,26	1,26	1,31	1,3	1,42	1,29

Çizelge 5.1 incelendiğinde döner gövdeli kompresör döner eksantrik milli kompresöre göre daha az basınç ürettiği için düşük devirlerde kompresörlerin çektiği güçlerin oranları her basınç için elde edilememiştir.

Oranlar incelendiğinde 900 rpm hariç tüm devirler için döner gövdeli kompresörün döner eksantrik milli kompresöre oranla yaklaşık 1,5-2 kat daha fazla güç çektiği görülmektedir. 900 rpmde ise bu oran 2,8'lere kadar çıkmaktadır. Bunun sebebi de döner gövdeli kompresörün 900 rpmden sonra daha kararlı çalışması olarak açıklanabilir. Şekil 5.10'da her iki kompresör için sabit devirlerde debi-basınç grafikleri görülmektedir.





Şekil 5.10. Her iki kompresör için sabit devirlerde debi-basınç grafikleri

Şekil 5.10 incelendiğinde tüm sabit devirler için her iki kompresörde de basınç arttıkça debilerin azaldığı ve eğrilerin her bir sabit devir için hemen hemen aynı eğilimi gösterdiği görülmektedir. 600 rpm için tüm basınç değerlerinde döner gövdeli kompresörden elde edilen debi değerleri, döner eksantrik milli kompresöre göre daha fazla olmaktadır. 600 rpm’de döner gövdeli kompresörden elde edilen maksimum debi 0,5 barda 14 l/min iken döner eksantrik mili kompresörde maksimum debi değeri 12 l/min’dir. Diğer sabit devirler (900-2700 rpm) için ise düşük basınçlarda döner gövdeli kompresör daha yüksek debi üretirken basınç arttıkça döner eksantrik milli kompresör daha fazla debi üretmektedir. Bunun sebebi ise döner gövdeli kompresörde yüksek devir ve basınçlara çıkıldıkça atalet kuvvetlerinden dolayı meydana gelen sürtünme kayıplarının üretilen basınç miktarını azaltmasıdır. Çizelge 5.2’de döner eksantrik milli ve döner gövdeli kompresörlerin devir ve basınca göre debi karşılaştırması yapılmıştır.

Çizelge 5.2. DEM kompresör debisinin DG kompresör debisine oranı

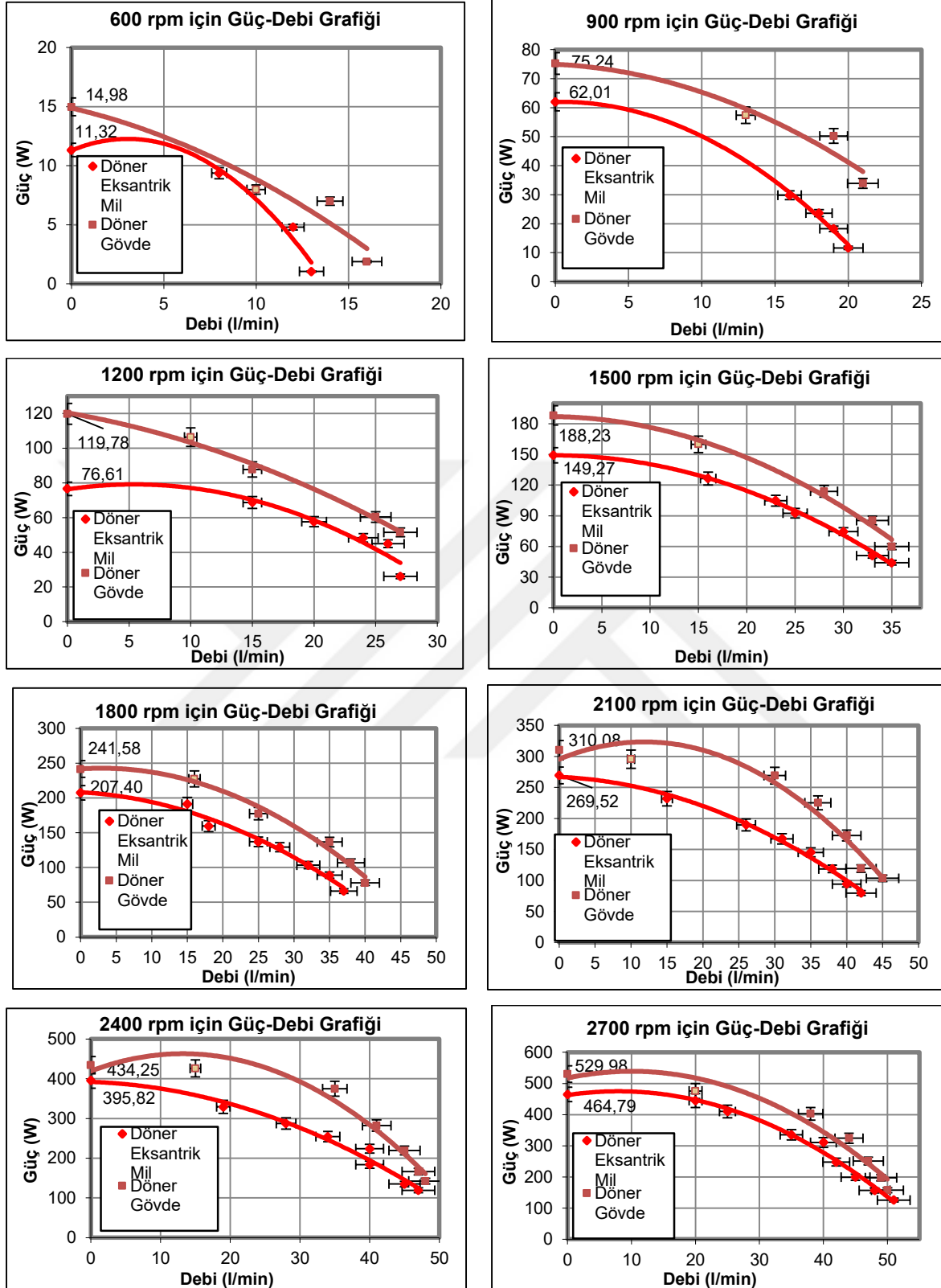
Basınç Devir	0,5 bar	1 bar	1,5 bar	2 bar	2,5 bar
600	0,86	0,8			
900	1	1,38			
1200	1,04	1,6	2		
1500	1	1,07	1,67		
1800	0,92	0,91	1,12	1,56	
2100	0,95	0,95	0,97	1,03	2,6
2400	0,96	0,89	0,96	0,97	1,87
2700	0,98	0,96	0,95	1,05	1,71

Çizelge 5.2 incelendiğinde özellikle düşük basınçlarda döner eksantrik milli kompresör debilerinin döner gövdeli kompresör debilerine olan oranlarının 1’in altında olduğu görülmektedir. Basınç değerleri arttıkça bu oran 2 kata kadar yükselmektedir.

Çizelge 5.2.'de her iki kompresör tasarımı da göz önüne alındığında maksimum debi 2700 rpm için döner gövdeli kompresörde 51 l/min olarak elde edilmiştir.

Şekil 5.11'de her iki kompresör için sabit devirde güç-debi grafikleri görülmektedir.



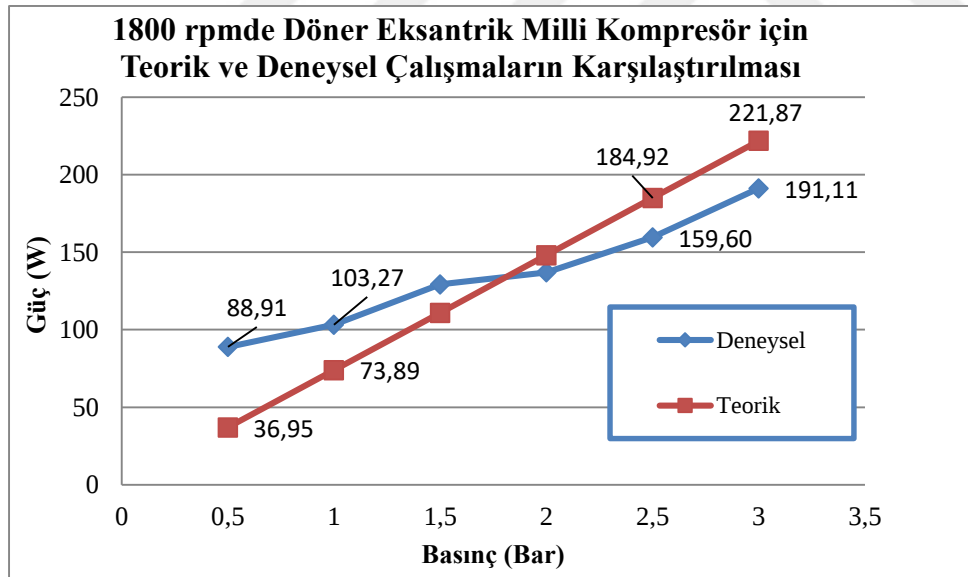


Şekil 5.11. Her iki kompresör için sabit devirde güç-debi grafikleri

Şekil 5.11. incelendiğinde her iki kompresörde de debi arttıkça basınçta ve dolayısıyla kompresörün elektrik motorundan çektiği güçte azalma olmaktadır. Şekil 5.11 incelendiğinde tüm sabit devirler için debi değişiminde döner gövdeli kompresörün çektiği gücün döner eksantrik milli kompresörün çektiği güce göre daha fazla olduğu görülmektedir. Döner gövdeli kompresörden 2700 rpm’de maksimum debi olan 49 l/min sıkıştırılmış hava elde etmek için elektrik motorundan çekilmesi gereken güç 197 Watt’tır. Aynı rpm de döner eksantrik milli kompresörde 48 l/min sıkıştırılmış hava elde etmek için elektrik motorundan 1,26 kat daha az güç çektiği görülmektedir.

5.4. Teorik Hesaplar ve Deneyden Elde Edilen Verilerin Karşılaştırılması

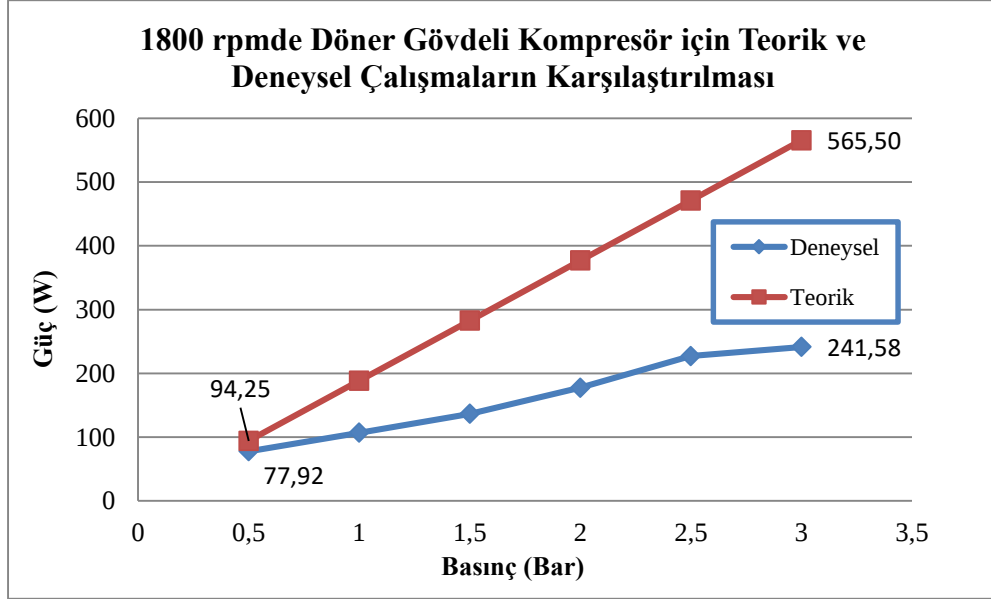
Bu bölümde döner eksantrik milli ve döner gövdeli kompresörler için teorik ve deneysel verilerin karşılaştırması yapılmıştır. Şekil 5.12’de 1800 rpm’de döner eksantrik milli kompresör için elde edilen teorik ve deneysel karşılaştırma görülmektedir.



Şekil 5.12. 1800 rpm’de DEM kompresör için teorik ve deneysel karşılaştırma

Şekil 5.12 incelendiğinde döner eksantrik milli kompresör için teorik ve deneysel çalışmadan benzer eğriler elde edildiği görülmektedir. Düşük basınçlarda kompresörün elektrik motorundan çektiği güç tahmin edilenden daha yüksek olmaktadır.

Daha yüksek basınçlara çıkıldıkça deneysel çalışmada çekilen güç teorik hesaplarda elde edilenden daha düşük olmaktadır. 1800 rpm’de 3 bar için elektrik motorundan çekilmesi beklenen maksimum güç 221,87 Watt iken deneyler esnasında çekilen güç 191,11 Watt olmaktadır. Şekil 5.13.’te 1800 rpm’de döner gövdeli kompresör için elde edilen teorik ve deneysel karşılaştırma görülmektedir



Şekil 5.13. 1800 rpm’de döner gövdeli kompresör için teorik ve deneysel karşılaştırma

Şekil 5.13 incelendiğinde döner gövdeli kompresör için teorik ve deneysel çalışma eğrilerinin birbirinden farklı olduğu görülmektedir. Düşük basınçlarda kompresörün elektrik motorundan çekmesi beklenen güç ile deneylerde çektiği güç benzer olmaktadır. Yüksek basınçlara çıkıldıkça ataletten kaynaklı olarak çekilen gücün artması beklenmektedir. Ancak yapılan deneylerde atalet etkisinin beklendiği kadar yüksek olmadığı görülmektedir. Kompresörden elde edilen maksimum 3 bar basınç için elektrik motorundan çekilmesi tahmin edilen güç 565,50 watttır. Ancak deneyler yapılırken çekilen güç 241,58 Watt değerine ulaşmaktadır

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında endüstride yaygın olarak kullanılan döner eksantrik milli ve döner gövdeli kompresör tasarımlarının teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması yapılmıştır. İlk olarak ideal şartlar altında kompresörlerin sabit basınç altında elektrik motorundan çekecekleri güçler teorik olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplar sonucunda atalet kuvveti teorik hesaplara dahil edilmediğinde döner gövdeli kompresörün döner eksantrik milli kompresöre göre daha az güç çektiği gözlemlenmiştir. Atalet kuvveti hesaplara dahil edildiğinde ise döner gövdeli kompresörün döner eksantrik milli kompresöre göre 3,71 kat daha fazla güç çektiği gözlemlenmiştir. Daha sonra atalet kuvvetinin gerçek etkisini görmek ve kompresörlerin karşılaştırmasını yapmak amacıyla laboratuvar deneyleri gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçları genel olarak değerlendirildiğinde döner eksantrik milli kompresörün döner gövdeli kompresöre göre her sabit devir için daha fazla basınç ürettiği ve maksimum basınç ve devirde elektrik motorundan 1,3 kat daha az güç çektiği görülmektedir.

Yapılan tez çalışması ile elde edilebilecek kazanımlar ve sonraki çalışmalar için öneriler aşağıdaki gibidir:

- Basit geometrileri, imalat ve bakım kolaylığı daha az parça sayısına sahip olması gibi nedenlerden dolayı döner kompresörler soğutma endüstrisinde kullanım açısından diğer kompresör tiplerine göre oldukça fayda sağlayacaktır.
- Döner paletli kompresörler basit bir yapıya, küçük boyuta, hafifliğe, kararlı çalışmaya sahiptirler ve başlatılmaları kolaydır, ancak yine de bazı dezavantajları vardır. Düşük hızda çalışırken, kompresörler yetersiz soğutma kapasitesi göstermektedir. Yüksek hızlarda çalışırken ise kompresörlerde büyük sürtünme kayıpları ortaya çıkmaktadır.
- İdeal şartlar esas alındığında döner gövdeli kompresör kullanımı daha avantajlıyken yapılan laboratuvar deneyleri döner eksantrik milli kompresör ile döner gövdeli kompresöre göre daha fazla basınç, debi üretimi ve daha az güç tüketimi ile daha iyi sonuçlar alınabileceğini göstermektedir.

- Teorik hesaplarda ataletten elde edilen tork eklenmediğinde, döner gövdenin elektrik motorundan çektiği güç, döner eksantrik milli kompresöre göre 1,94 kat daha az olmaktadır.
- Güç hesaplanırken ataletten kaynaklanan tork da dikkate alındığında döner gövdeli kompresörün elektrik motorundan çektiği güç, döner eksantrik milli kompresörün çektiği güçten 3,71 kat fazla olmaktadır.
- Deneylerde döner eksantrik milli kompresör için elde edilen maksimum basınç 2700 rpm’de 3,7 bar; elektrik motorundan çekilen maksimum güç ise 464,79 Watt’tır. Döner gövdeli kompresörde ise elde edilen maksimum basınç 2700 rpm’de 3 bar iken elektrik motorundan çekilen maksimum güç 530 Watt’tır. Aynı 3 bar basınç için döner eksantrik milli kompresör ise 410 Watt ile yaklaşık 1,3 kat daha az güç çekmektedir.
- Deneylerde 600 rpm için tüm basınç değerlerinde döner gövdeli kompresörden elde edilen debi değerleri, döner eksantrik milli kompresöre göre daha fazla olmaktadır. Diğer sabit devirler (900-2700 rpm) için ise düşük basınçlarda döner gövdeli kompresör daha yüksek debi üretirken basınç arttıkça döner eksantrik milli kompresör daha fazla debi üretmektedir. Bunun sebebi ise döner gövdeli kompresörde yüksek devir ve basınçlara çıkıldıkça atalet kuvvetlerinden dolayı meydana gelen sürtünme kayıplarının üretilen basınç miktarını azaltmasıdır.
- Döner eksantrik milli kompresörün döner gövdeli kompresöre göre değişen devirlere göre %15-% 25 aralığında daha verimli olduğu görülmektedir.
- Döner gövdeli kompresörün teorik hesaplarda daha verimli çıkarken deneysel çalışmada teorikteki kadar başarılı olamamasının sebebi karşılaşılan atalet ve sürtünme problemleridir.
- Ayrıca döner gövdeli kompresörün merkeze basmak zorunda olması basınç kaçaklarına neden olmaktadır. Basınç kaçaklarını azaltmak amacıyla kompresörün merkez yerine basınçlı bir kaba basması için hermetik tasarımlar yapılabilir.
- Atalet problemini çözmek için ise kompresör gövde malzemesi benzer dayanıma sahip fakat daha hafif bir malzemeden seçilebilir.

KAYNAKLAR

1. İnternet: Enerji kullanımı, URL: www.enerji.gov.tr-TR/Sayfalar/Elektrik. Son erişim tarihi 11.09.2019.
2. İnternet: Enerji tasarrufunun önemi, URL: www.enerji.gen.tr/enerji-israfi.html. Son erişim tarihi 11.09.2019.
3. Güleç, M. 1999 *Pnömatik Sistemlerde Tasarruf Önlemleri ve Yöntemleri* MMO 1.Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi 3-5 Aralık 1999, İzmir, Türkiye
4. İnternet: Sıkıştırılmış hava ihtiyacı, URL: https://www.academia.edu/31063111/Bas%C4%B1n%C3%A7%C4%B1_Hava_Sistemlerinde_Enerji_Verimlili%C4%9Fi. Son erişim tarihi: 11.09.2019
5. İnternet: Enerji tüketimi, URL: www.sustainability.vic.gov.au. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
6. Saidur, R., Rahim, N. A., and Hasanuzzaman, M. (2010). A review on compressed-air energy use and energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(4), 1135-1153.
7. İnternet: Basınçlı hava kullanımı, URL: http://www.busiad.org.tr/img/files/Busiad_Basincli_kitap.pdf. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
8. İnternet: Basınçlı hava sistemlerinin tanımı, URL: <https://docplayer.biz.tr/5861872-Www-hemakfan-com-basincli-hava-sistemi-cas-hemak-istanbul-turkiye-basincli-hava-sistemi-nedir.html>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
9. İnternet: Basınçlı hava sistemlerinin kullanıldığı yerler, URL: <https://www.atlascopco.com/tr-tr/compressors/wiki/compressed-air-articles/compressed-air-applications>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
10. İnternet: Kompresör maliyeti ve tasarruf noktaları, https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/63ef172464fbedb_ek.pdf. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
11. İnternet: Kompresör tanımı, URL: <https://www.dalgakiran.com/mp-include/uploads/2017/04/basincli-hava-sistemleri.pdf>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
12. Brown, R. N. (1997). *Compressors: Selection and sizing*. Gulf Professional Publishing.
13. İnternet: Kompresörlerin kullanıldığı yerler, URL: <http://www.singlix.com/kompresor/kompresorler.html>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.

14. İnternet: Kompresör maliyetleri, URL: www.kaeser.com. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
15. İnternet: Kompresör verimini arttıran faktörler, URL: <http://www.yegm.gov.tr/verimlilik/document/Basincli%20Hava%20Sistemleri.pdf>. Son erişim tarihi: 11.09.2019
16. Alpagut, M. (2018) *Performance Analysis of Air-Oil Separator Tank in oil injected Rotary Screw Compressors with CFD Methods*. Master's Thesis, University of Istanbul Technical
17. İnternet: Dinamik kompresör tanımı, URL: www.kompresorgunlugu.com/kompresor-tipleri/. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
18. Tan, K. M., and Ooi, K. T. (2011). Journal bearings design for a novel revolving vane compressor. *International Journal of Refrigeration*, 34(1), 94-104.
19. İnternet: Pozitif deplasmanlı kompresörler, URL: <https://www.atlascopco.com/tr-tr/compressors/wiki/compressed-air-articles/compressed-air-applications>. Son erişim tarihi 11.09.2019.
20. İnternet: Pistonlu kompresörler, URL: <https://prosafety.com.tr/kompresor/>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
21. Bayır, E. *Scroll ve Pistonlu Tip Soğutma Kompresörlerinin Kapasite Ve Verimlerinin Çalışma Şartları İle Değişimi*. 2008 Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 9-11.
22. Çetiner, B., Eralp, O. C., Akkök, M. (1999, Aralık). *Vidalı Kompresörlerin Bilgisayar Yardımı ile Simülasyonu Performans Analizi*, I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi'nde sunuldu, İzmir.
23. İnternet: Vidalı kompresör, URL: <http://www.elektrikrehberiniz.com/kompresor/vidali-kompresor-nedir-11022/>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
24. Molinaroli, L., Joppolo, C. M., and De Antonellis, S. (2017). A semi-empirical model for hermetic rolling piston compressors. *International Journal of Refrigeration*, 79, 226-237.
25. Al-Hawaj, O. (2009). Theoretical modeling of sliding vane compressor with leakage. *International Journal of Refrigeration*, 32(7), 1555-1562.
26. İnternet: Scroll kompresörlerin dezavantajları URL: <https://www.alarko-carrier.com.tr/Upload/Newsletter/88702cc5-d2b1-40b7-a23a-7fdc56723971.pdf>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
27. İnternet: Scroll kompresör resmi, URL: <https://www.thesisat.org/spiral-scroll-kompresorler.html>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.

28. İnternet: Kayar paletli kompresörler, URL: <https://mckennaengineering.com/products/compressors/sliding-vane-gas-compressors>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
29. İnternet: Kayar paletli kompresör resmi URL: <https://blog.exair.com/2018/01/11/about-sliding-vane-air-compressor>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
30. Lee, S. J., Kim, H. B., Huh, J. K., Lee, S. J., and Ahn, B. H. (2003). Quantitative analysis of flow inside the accumulator of a rotary compressor. *International Journal of refrigeration*, 26(3), 321-327.
31. Ahn, H. J., Han, D. C., and Hwang, I. S. (2003). A built-in bearing sensor to measure the shaft motion of a small rotary compressor for air conditioning. *Tribology International*, 36(8), 561-572.
32. Bianchi, G., Cipollone, R., Murgia, S., and Contaldi, G. (2015). Development of an internal air cooling sprayed oil injection technique for the energy saving in sliding vane rotary compressors through theoretical and experimental methodologies. *International Journal of Refrigeration*, 52, 11-20.
33. İnternet: Çok paletli döner kompresörler, URL: <https://www.hcsteknik.com.tr/s-s-s/sogutma-sistemi-nasil-calisir.html>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
34. İnternet: Çok paletli döner kompresör resmi, URL: <http://www.akder.org/tr/makale/229-paletli#.XSe-z-szbIU>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
35. Kucaklı, M. N. (2019) *İçten Yanmalı Motorların Egzoz Gazlarından Elektrik Eldesi için Türbin ve Test Sistemi Geliştirilmesi*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
36. Teh, Y. L., and Ooi, K. T. (2009). Theoretical study of a novel refrigeration compressor–Part I: Design of the revolving vane (RV) compressor and its frictional losses. *International Journal of Refrigeration*, 32(5), 1092-1102.
37. Ferraris, G., Andrianoely, M. A., Berlioz, A., and Dufour, R. (2006). Influence of cylinder pressure on the balancing of a rotary compressor. *Journal of Sound and Vibration*, 292(3-5), 899-910.
38. Cai, D., He, G., Yokoyama, T., Tian, Q., Yang, X., and Pan, J. (2015). Simulation and comparison of leakage characteristics of R290 in rolling piston type rotary compressor. *International Journal of Refrigeration*, 53, 42-54.
39. Park, Y. C. (2010). Transient analysis of a variable speed rotary compressor. *Energy Conversion and Management*, 51(2), 277-287.
40. Sung, H. C. (1998). Tribological characteristics of various surface coatings for rotary compressor vane. *Wear*, 221(2), 77-85.

41. Lee, Y. Z., and Oh, S. D. (2003). Friction and wear of the rotary compressor vane–roller surfaces for several sliding conditions. *Wear*, 255(7-12), 1168-1173.
42. Ooi, K. T. (2005). Design optimization of a rolling piston compressor for refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 25(5-6), 813-829.
43. Kim, H. J., and Lancey, T. W. (2003). Numerical study on the lubrication oil distribution in a refrigeration rotary compressor. *International Journal of Refrigeration*, 26(7), 800-808.
44. Kim, H. J. (2005). Lubrication oil pumping by utilizing vane motion in a horizontal rotary compressor. *International Journal of Refrigeration*, 28(4), 498-505.
45. Teh, Y. L., Ooi, K. T., and Djamari, D. W. (2009). Theoretical study of a novel refrigeration compressor–Part II: Performance of a rotating discharge valve in the revolving vane (RV) compressor. *International Journal of Refrigeration*, 32(5), 1103-1111.
46. Teh, Y. L., and Ooi, K. T. (2009). Theoretical study of a novel refrigeration compressor–Part III: Leakage loss of the revolving vane (RV) compressor and a comparison with that of the rolling piston type. *International Journal of Refrigeration*, 32(5), 945-952.
47. Yang, H., Qu, Z., Zhou, H., and Yu, B. (2011). Study on leakage via the radial clearance in a novel synchroal rotary refrigeration compressor. *International Journal of Refrigeration*, 34(1), 84-93.
48. Sanaye, S., Dehghandokht, M., Mohammadbeigi, H., and Bahrami, S. (2011). Modeling of rotary vane compressor applying artificial neural network. *International Journal of Refrigeration*, 34(3), 764-772.
49. Tan, K. M., and Ooi, K. T. (2011). A novel revolving vane compressor with a fixed-vane. *International Journal of Refrigeration*, 34(8), 1980-1988.
50. Tan, K. M., and Ooi, K. T. (2014). Experimental study of fixed-vane revolving vane compressor. *Applied Thermal Engineering*, 62(1), 207-214.
51. Heo, J., Yun, R., and Kim, Y. (2013). Simulations on the performance of a vapor-injection heat pump for different cylinder volume ratios of a twin rotary compressor. *International Journal of Refrigeration*, 36(3), 730-744.
52. Hu, X., Qu, Z., Yang, X., and Sun, J. (2013). Theoretical study on frictional losses of a novel automotive swing vane compressor. *International Journal of Refrigeration*, 36(3), 758-767.
53. Wang, Z., Yu, X., Liu, F., Feng, Q., and Tan, Q. (2013). Dynamic analyses for the rotor-journal bearing system of a variable speed rotary compressor. *International Journal of Refrigeration*, 36(7), 1938-1950.

54. Tan, K. M., and Ooi, K. T. (2011). Heat transfer in compression chamber of a revolving vane (RV) compressor. *Applied Thermal Engineering*, 31(8-9), 1519-1526.
55. Wu, J., and Chen, A. (2015). A new structure and theoretical analysis on leakage and performance of an oil-free R290 rolling piston compressor. *International Journal of Refrigeration*, 49, 110-118.
56. Lee, S. J., Shim, J., and Kim, K. C. (2015). Development of capacity modulation compressor based on a two stage rotary compressor–part I: Modeling and simulation of compressor performance. *International Journal of Refrigeration*, 54, 22-37.
57. Lee, S. J., Shim, J., and Kim, K. C. (2016). Development of capacity modulation compressor based on a two-stage rotary compressor–Part II: Performance experiments and P–V analysis. *International Journal of Refrigeration*, 61, 82-99.
58. Noh, K. Y., Min, B. C., Song, S. J., Yang, J. S., Choi, G. M., and Kim, D. J. (2016). Compressor efficiency with cylinder slenderness ratio of rotary compressor at various compression ratios. *International Journal of Refrigeration*, 70, 42-56.
59. Yang, X., Dong, C., and Qu, Z. (2017). Design and dynamic analysis of a novel double-swing vane compressor for electric vehicle air conditioning systems. *International Journal of Refrigeration*, 76, 52-62.
60. Chen, Z., Wu, J., and Li, G. (2018). Experimental study on the tribological characteristic of vane–roller interface of HC290 rotary compressor with mineral oil. *International Journal of Refrigeration*, 94, 205-213.
61. He, G., Sun, W., Zhu, Y., Yang, X., and Cai, D. (2018). Experimental performance evaluation on leakage characteristics of R32 in rolling piston type rotary compressor. *International Journal of Refrigeration*, 91, 177-188.
62. Wang, B., Ding, Y., and Shi, W. (2018). Experimental research on vapor-injected rotary compressor through end-plate injection structure with check valve. *International Journal of Refrigeration*, 96, 131-138.
63. Bianchi, G., and Cipollone, R. (2015). Theoretical modeling and experimental investigations for the improvement of the mechanical efficiency in sliding vane rotary compressors. *Applied Energy*, 142, 95-107.
64. Harnatkiewicz, P., Rusinski, E., and Moczko, P. (2010). The lifetime prediction of a rotary screw compressor of a liquid cooler subjected to high pressure and high frequency loads. *Engineering Failure Analysis*, 17(6), 1290-1299.
65. Ooi, K. T. (2008). Assessment of a rotary compressor performance operating at transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering*, 28(10), 1160-1167.

66. Okur, M., and Akmandor, I. S. (2011). Experimental investigation of hinged and spring loaded rolling piston compressors pertaining to a turbo rotary engine. *Applied Thermal Engineering*, 31(6-7), 1031-1038.
67. Wu, J., and Wang, G. (2013). Numerical study on oil supply system of a rotary compressor. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 425-432.
68. Shuxue, X., and Guoyuan, M. (2014). Experimental study on two-stage compression refrigeration/heat pump system with dual-cylinder rolling piston compressor. *Applied Thermal Engineering*, 62(2), 803-808.
69. Baek, C., Heo, J., Jung, J., Cho, H., and Kim, Y. (2014). Effects of the cylinder volume ratio of a twin rotary compressor on the heating performance of a vapor injection CO₂ cycle. *Applied Thermal Engineering*, 67(1-2), 89-96.
70. Wu, J., Hu, J., Chen, A., Mei, P., Zhou, X., and Chen, Z. (2016). Numerical analysis of temperature distribution of motor-refrigerant in a R32 rotary compressor. *Applied Thermal Engineering*, 95, 365-373.
71. Ba, D. C., Deng, W. J., Che, S. G., Li, Y., Guo, H. X., Li, N., and Yue, X. J. (2016). Gas dynamics analysis of a rotary compressor based on CFD. *Applied Thermal Engineering*, 99, 1263-1269.
72. Liu, X., Wang, B., Shi, W., and Zhang, P. (2016). A novel vapor injection structure on the blade of a rotary compressor. *Applied Thermal Engineering*, 100, 1219-1228.
73. Wang, B., Liu, X., and Shi, W. (2016). Comparative research on air conditioner with gas-injected rotary compressor through injection port on blade. *Applied Thermal Engineering*, 106, 67-75.
74. Cai, D., Qiu, C., Pan, J., Yang, X., He, G., Tetsuhide, Y., ... and Li, H. (2017). Leakage characteristics and an updated volumetric efficiency prediction model of rolling piston type rotary compressor for small capacity air-conditioner and heat pump applications. *Applied Thermal Engineering*, 121, 1080-1094.
75. WU, Jianhua, et al. Experimental investigation of dynamic characteristics of a rotary compressor and its air conditioner using R290 during warm startup. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 125: 1469-1477.
76. Wang, B., Liu, X., Shi, W., and Ding, Y. (2018). An enhanced rotary compressor with gas injection through a novel end-plate injection structure. *Applied Thermal Engineering*, 131, 180-191.
77. Cipollone, R., Bianchi, G., Di Battista, D., and Fatigati, F. (2015). Fuel economy benefits of a new engine cooling pump based on sliding vane technology with variable eccentricity. *Energy Procedia*, 82, 265-272.
78. Abagnale, C., Cardone, M., Gargiulo, B., and Marialto, R. (2016). Ideal Specific Work of Rotary Compressors: A New Approach. *Energy Procedia*, 101, 710-717.

79. Yu, X., Tan, Q., Ren, Y., Jia, X., and Jin, L. (2017). Numerical study of the reed valve impact in the rotary compressor by FSI model. *Energy Procedia*, 105, 4890-4897.
80. İnternet: Hss özellikleri, URL: <https://www.makinaegitimi.com/yuksek-hiz-celikleri-hss-nedir/>. Son erişim tarihi: 11.09.2019.
81. Yalçın, K. (1998) *Hacımsal ve Santrifüj Pompalar* (Birinci Baskı). Türkiye: Çağlayan Kitabevi, 242)





ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : GÜRKAN, Duygu
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 08.04.1992, Ankara
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (312) 327 35 01
 Faks : 0 (312) 202 37 10
 e-mail : duyugurkan@gazi.edu.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / İMALAT Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / İMALAT Mühendisliği	2014
Lise	Aydınlıkevler Anadolu Lisesi	2010

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2018-Halen	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2015-2017	ZNT Otomotiv LTD. ŞTİ.	Servis Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Gürkan, D., Okur, M. ve Korkut İ. (2018, Kasım) *Döner Paletli ve Döner Eksantrik Milli Kompresörlerin Tasarımı*, ISIDE 2018 Kongresi'nde sunuldu, Antalya

Hobiler

Yüzme, Dans |



GAZİ GELECEKTİR..