

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI.**

**TEK KADEMELİ YAĞ SOĞUTMALI ÇİFT VİDALI HAVA
KOMPRESÖRLERİNDE YAĞ ENJEKTE PORTUNDAKİ ORİFİS
ÇAP DEĞİŞİMİNİN PERFORMANS ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN
DENEYSEL ANALİZİ**

HAZIRLAYAN

ALİ BURAK YAMAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ANKARA – 2024

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI.**

**TEK KADEMELİ YAĞ SOĞUTMALI ÇİFT VİDALI HAVA
KOMPRESÖRLERİNDE YAĞ ENJEKTE PORTUNDAKİ ORİFİS
ÇAP DEĞİŞİMİNİN PERFORMANS ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN
DENEYSEL ANALİZİ**

HAZIRLAYAN

ALİ BURAK YAMAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEZ DANIŞMANI

DOÇ.DR. ÖZGÜR EROL

ANKARA – 2024

BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans / Doktora Programı çerçevesinde Ali Burak YAMAN tarafından hazırlanan bu çalışma, aşağıdaki jüri tarafından Yüksek Lisans olarak kabul edilmiştir.

Tez Savunma Tarihi: 13 / 06 / 2024

Tez Adı: Tek Kademeli Yağ Soğutmalı Çift Vidalı Hava Kompresörlerinde Yağ Enjekte Portundaki Orifis Çap Değişiminin Performans Üzerindeki Etkisinin Deneysel Analizi

Tez Jüri Üyeleri (Unvanı, Adı - Soyadı, Kurumu)

İmza

Doç. Dr. Özgür EROL, Başkent Üniversitesi

.....

Prof. Dr. Hüseyin YAPICI, Başkent Üniversitesi

.....

Prof. Dr. Atilla BIYIKOĞLI, Gazi Üniversitesi

.....

ONAY

.....

Enstitüsü Müdürü

Prof.Dr.Dilek Çökeliler Serdaroğlu

Tarih : ... / ... /

BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU

Tarih:09 /07 / 2024

Öğrencinin Adı, Soyadı : Ali Burak YAMAN
Öğrencinin Numarası : 22110060
Anabilim Dalı :Makine Mühendisliği
Programı :Makine Yüksek Mühendisliği
Danışmanın Unvanı/Adı, Soyadı :Doç.Dr. Özgür EROL
Tez Başlığı : Tek Kademeli Yağ Soğutmalı Çift Vidalı Hava Kompresörlerinde Yağ
Enjektör Portundaki Orifis Çap Değişiminin Performans Üzerindeki Etkisinin Deneysel
Analizi

Yukarıda başlığı belirtilen Yüksek Lisans tez çalışmamın; Giriş, Ana Bölümler ve Sonuç Bölümünden oluşan, toplam 51 sayfalık kısmına ilişkin, 28 / ,06 / 2024 tarihinde tez danışmanım tarafından turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 4'dır. Uygulanan filtrelemeler:

1. Kaynakça hariç
2. Alıntılar hariç
3. Beş (5) kelimeden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

“Başkent Üniversitesi Enstitüleri Tez Çalışması Orijinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Usul ve Esaslarını” inceledim ve bu uygulama esaslarında belirtilen azami benzerlik oranlarına tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Öğrenci İmzası:.....

ONAY

Öğrenci Danışmanı
Doç.Dr. Özgür EROL

Tarih: 09 / 07 / 2024

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden faydalandığım desteğini esirgemeyen değerli danışmanım sayın Doç. Dr. ÖZGÜR EROL teşekkürlerimi sunarım.

Tezimin yazımı esnasında gösterdiği sabır ve anlayıştan dolayı başta sevgili eşim Başak YAMAN'a şükranlarımı sunarım.

Tezim kapsamında bana maddi manevi her türlü desteği sağlayıp tecrübe ve deneyimlerini esirgemeyen ve bana her zaman destek olan Sabri Zafer Udül'e sonsuz teşekkürlerimi sunmayı borç bilirim.



ÖZET

Ali Burak YAMAN

TEK KADEMELİ YAĞ SOĞUTMALI ÇİFT VİDALI HAVA

KOMPRESÖRLERİNDE YAĞ ENJEKTE PORTUNDAKİ ORİFİZ ÇAP

DEĞİŞİMİNİN PERFORMANS ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ

Başkent Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

2024

Vidalı kompresörler basınçlı hava sektöründe insan gücü ile elde edilemeyen işlerde kullanılmaktadır. Enerji tüketen cihazlarda tersinmezliklere bağlı verim düşüşleri işletme giderlerinin artmasına yol açmaktadır. Fosil yakıtların kullanımından kaynaklanan maliyet ve karbon salımı artışı, tüm sektörlerde olduğu gibi, kompresörlerde de enerji verimli çözümlerin araştırılmasına yol açmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında, basınçlı hava üreten kompresörlerin verimlerinin artırılması, böylelikle de enerji verimli kompresör tasarımı yönünde yağ enjekte portundaki nozul çapındaki değişimin debi, aktif güç ve özgül güç açısından deneysel analizleri yapılmıştır.

ANAHTAR KELİMELEER: Vidalı kompresör, Ekserji, enerji verimliliği, Yağ enjekteli, orifis, Hacimsel debi.

ABSTRACT

Ali Burak YAMAN

**EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF ORIFICE DIAMETER
CHANGE ON PERFORMANCE AT OIL INJECTION PORT IN SINGLE STAGE
OIL COOLED TWIN SCREW AIR COMPRESSORS**

Başkent University Institute of Science and Technology

Department of Mechanical Engineering

2024

Screw compressors are used in the compressed air sector in jobs that cannot be achieved with human power. Efficiency decreases due to irreversibilities in energy consuming devices lead to an increase in operating expenses. The increase in costs and carbon emissions caused by the use of fossil fuels leads to the Tuesday research of energy efficient solutions in compressors as in all sectors. Within the scope of this thesis, experimental analyses of the change in nozzle diameter at the oil injection port in terms of flow rate, active power and specific power were performed in order to increase the efficiency of compressors producing compressed air, thereby designing an energy-efficient compressor.

KEYWORDS: Screw compressor, Energy efficiency, Oil injected, Orifice, Volumetric Flow rate.

ÖNSÖZ

Vidalı kompresörlerdeki yağ enjeksiyon portundaki değişiklik kompresörlerin enerji verimliliğini doğrudan etkilemektedir. Tasarımdaki bu değişiklikler kompresörlerdeki verimliliği arttırarak sektöre ve literatürdeki eksik kısımlara ışık tutacaktır. Ayrıca işletme giderlerinde ve karbon salımındaki azalma ile daha çevreci yüksek izantropik verimli kompresörler geliştirilebilecektir.



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
ÖZET	ii
ABSTRACT	iii
ÖNSÖZ	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
TABLolar LİSTESİ	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
3. KOMPRESÖR ÇEŞİTLERİ	8
3.1. Dinamik Kompresörler	9
3.1.1. Dinamik Santrifüj Kompresörler	9
3.1.2. Dinamik Eksenel Kompresörler	10
3.2. Pozitif Deplasmanlı Kompresörler	11
3.2.1. Pistonlu Kompresörler.....	11
3.2.2. Paletli Kompresörler	12
3.2.3. Loblu Kompresörler	12
3.2.3. Vidalı Kompresörler	13
4. PERFORMANS PARAMETLERİ	18
4.1. Hacimsel Debi.....	18
4.2. Elektrik Tüketimi	18
4.3. Belirsizlik Parametreleri	19
5. MATERYAL VE YÖNTEM	21
5.1. Debimetreler	22
5.2. Vidalı Kompresör	24
5.2.1. Vida Ünitesi.....	25
5.2.2. Soğutucu Akışkan.....	25
5.2.3. Asenkron Motor	26
5.3. Su Seperatörü	27
5.4. Hava Filtresi	30

5.5. Gazlı Kurutucu	31
5.6. Enerji analizörü	33
5.7. Hız kontrol vanası.....	34
5.8. Orifis	36
5.9. Depolama tankı	37
5.10. Deney Düzenegi	40
6. DENEY DÜZENEGİNDEN ELDE EDİLEN VERİLER	43
6.1. Deney Düzeneginin 5000 4500 be 4000 Rpm İçin Hacimsel Debi Değerleri.....	43
6.2. Deney Düzeneginin 5000 4500 be 4000 Rpm İçin Aktif GüçDeğerleri	45
6.3. Deney Düzeneginin 5000 4500 be 4000 Rpm İçin Özgül Güç Değerleri.....	46
7. SONUÇ	47
KAYNAKLAR.....	49

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 5. 1. Deney düzeneği ekipmanları	21
Tablo 5. 2. Kompresörün sınır şartları.....	25
Tablo 5. 3. Vida ünitesi teknik özellikleri	25
Tablo 5. 4. Kullanılmış olan soğutucu akışkanın sınır şartları	26
Tablo 5. 5. Asenkron motorun teknik özellikleri	27
Tablo 5. 6. Su seperatörleri için düzeltme katsayıları	29
Tablo 5. 7. Su seperatörünün teknik özellikleri.....	29
Tablo 5. 8. Filtre teknik özellikleri	31
Tablo 5. 9. Gazlı kurutucular için düzeltme katsayıları	32
Tablo 5. 10. Gazlı kurutucu teknik özellikleri	32
Tablo 5. 11. Filtre teknik özellikleri	35
Tablo 5. 12. Orifis çapları teknik özellikleri	36
Tablo 5. 13. Hava tankı özellikleri	39
Tablo 5. 14. Deney ortam koşulları	40
Tablo 6. 1. Deney düzeneğinin orifis siz ölçüm değerleri.....	43

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1. 1. Basınçlı hava sistemlerin ortalama yıllık maliyetleri	1
Şekil 3. 1. Kompresörlerin debi basınç ilişkisi	8
Şekil 3. 2. Santrifüj kompresör	9
Şekil 3. 3. Dinamik Eksenel kompresör	10
Şekil 3. 4. Pistonlu Kompresör Basınçlandırma Odası	11
Şekil 3. 5. Paletli kompresör görseli	12
Şekil 3. 6. .Düz loblu kompresör görseli	13
Şekil 3. 7. Kuru vidalı kompresör sistemi	14
Şekil 3. 8. Islak vidalı kompresör sistemi	14
Şekil 3. 9. Vidalı kompresör vida sıkıştırma ünitesi görseli	15
Şekil 3. 10. En çok tercih edilen vida profilleri	16
Şekil 3. 11. Erkek ve dişi rotorlarının yerel ara boşluklarını gösteren enine kesit.....	17
Şekil 5. 1. Bazı debimetrelerin özellikleri	22
Şekil 5. 2. Termal kütle debimetre	23
Şekil 5. 3. Termal kütle debimetre kapasite verileri	24
Şekil 5. 4. Su Seperatörü	28
Şekil 5. 5. Sıkıştırılmış hava için filtreler	30
Şekil 5. 6. R-134a kullanan gazlı kurutucu	31
Şekil 5. 7. Ds 500 enerji analizörü	33
Şekil 5. 8. Enerji analizörü teknik broşür	34
Şekil 5. 9. Hız kontrol vanaları	35
Şekil 5. 10. Orifislerin genel ölçüleri	37
Şekil 5. 11. Deney düzeneği için kullanılan tank görseli	38
Şekil 5. 12. Hava tankı teknik çizimi.....	39
Şekil 5. 13. Deney düzeneği akış şeması.....	41
Şekil 5. 14. Özgül enerjiye etki eden faktörler	42
Şekil 6. 1. 5000, 4500 ve 4000 için farklı orifis çaplarındaki hacimsel debi	44
Şekil 6. 2. 5000, 4500 ve 4000 için farklı orifis çaplarındaki aktif güç	45
Şekil 6. 3. 5000, 4500 ve 4000 için farklı orifis çaplarındaki özgül güç.....	46

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	Havanın geçtiği alan (mm ²)
I	Akım (A)
M _m	Motor Torku (N.m)
T ₀	Atmosfer Hava Sıcaklığı (°C)
T ₁	Hava Emiş Sıcaklığı (K)
T ₂	Basınçlı Hava Sıcaklığı (K)
P ₀	Atmosfer Basıncı (mbar)
P ₁	Hava Emiş Basıncı (bar a)
P ₂	Çıkış Hava Basıncı (bar a)
P _n	Çalışma Basıncı (bar a)
n _m	Motor Devri (d / dk)
η	Verim (%)
P _k	Kompresör Gücü (kW)
Q̇	Hacimsel Debi (m ³ / dk)
O	Kullanılan orifis ölçüsü (mm)
ÖET	Özgül Enerji Tüketimi (kW / m ³ / dk)
SET	Saatlik Enerji Tüketimi (kW _s)
SHD	Serbest Hava Debisi (m ³ / dk)
t	Süre (dk)
U	Besleme Gerilimi (V)
V	Tank Hacmi (m ³)
V _n	Akışkan Hızı (m ² / sn)
W _r	Toplam hata oranı
z	Rotor lob sayısı

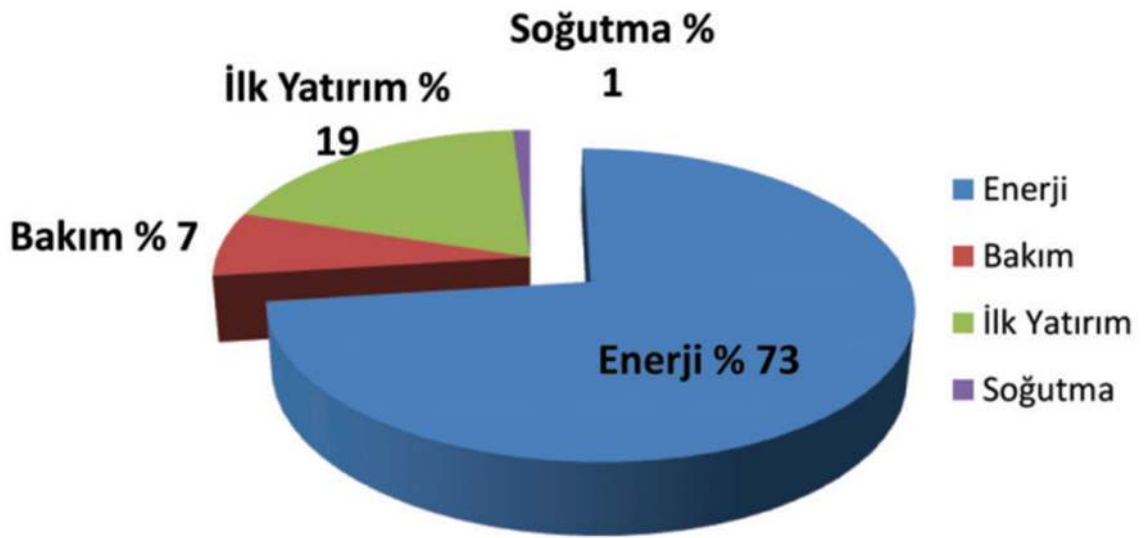
1. GİRİŞ

Kompresör sistemleri atmosferden alınan havanın sıkıştırılarak iş gücü elde edilmesine yarayan makinelerdir. Bu makineler günümüz koşullarında sanayi sektörü gibi bir çok alanda kullanılmaktadır.

Kompresörler yeryüzü üzerinde üretilen tüm elektrik gücünün yaklaşık % 17'si kullanılırken, şu anda endüstriyel uygulamalar için üretilen bu tür makinelerin çoğu vidalı tiptedir [1].

Avrupa ve Avustralya'da endüstriyel enerji tüketiminin yaklaşık olarak %10'u basınçlı hava üretimi için kullanılmaktadır. Bununla birlikte Amerika'da bazı sektörlerde basınçlı hava üretimi için harcanan enerji, toplam tüketilen enerjinin %30'una kadar ulaşmaktadır. Bu araştırmalar göstermiştir ki endüstride basınçlı hava üretimi için kullanılan kompresörler, enerji tüketimine neden olan başlıca makinelerdir [2].

Birçok avantaja sahip olması nedeniyle, basınçlı havanın yüksek maliyetli bir güç kaynağı olduğu gerçeği sık sık gözden kaçırılır. Basınçlı hava sistemlerinin giderlerinin büyük bir kısmını enerji giderleri oluşturmaktadır. Karataş'ın yapmış olduğu çalışmaya göre bu giderler toplam sıkıştırılmış hava sistemleri giderlerinin %73'ünü oluşturmaktadır [3]. ABD Enerji Enformasyon İdaresi (EIA), 2050 yılına kadar dünya enerji kullanımının yaklaşık olarak %50 artacağını öngörmekte ve bu kullanımın %50'sinden fazlasının sanayi sektörüne bağlı olacağı düşünülmektedir [4].



Şekil 1. 1. Basınçlı hava sistemlerin ortalama yıllık maliyetleri [3]

Basınçlı havanın tüketimi ve ihtiyacı yaklaşık 150 yıl öncesine kadar dayanmaktadır. Bu makinaların icadı ve gelişimi, 1650'li yıllarda Alman bilim insanı Otto Von Guericke'in kompresör ve vakum pompaları üzerinde yaptığı çalışmalara dayanmaktadır [5]. 1829'da William Mann ise basınçlı hava kompresör makinası için ilk patentini almıştır [6]. Bu zamanlarda imalat yöntemleri yetersiz olduğundan vida profili üretme durumu pek mümkün olamamıştır. Fakat günümüz imalat teknolojisi ilerledikçe yağ soğutmalı vidalı kompresörlerin kullanımı yaygınlaşmıştır. Vidalı kompresör için yağ soğutmalı olmasının birkaç amacı vardır [7]. Bu sebeplerden bir tanesi sistem akışkanını soğutmak ve ideal ısı içerisinde tutmaktır.

Günümüz koşullarında makinelerin enerji verimliliği petrol türevleri kaynakların azalması ile daha önemli bir konuma gelmiştir. Hemen hemen her işletmede hava kompresörleri kullanılmakta ve enerji tüketmektedir. Birçok işletmede artık vidalı kompresör daha çok tercih edilmektedir. Bunun sebeplerinden biri ise istenilen debi-basınç performansının etkisi ve bakım kolaylığıdır. Diğer kompresör türleriyle karşılaştırıldığında, yağ soğutmalı vidalı kompresörler basit yapıda daha az hasar gören parçalar ve iyi çalışma kararlılığına sahip olduğu gözlemlenmiştir [8].

Bir yağ enjeksiyonlu vidalı kompresör tasarlarırken, ana tasarım hedeflerinden biri hacimsel ve izentropik verimliliği en üst düzeye çıkarmaktır. Bu tasarım kriterlerinin enerji verimliliğine doğrudan etkisi vardır [9].

Hedeflenen tasarım her zaman yüksek verimlilikte ve düşük enerji tüketimi sağlayan kompresörler üretmektir.

Bu yıl İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi ("UNFCCC") kapsamında düzenlenen COP28, 30 Kasım – 13 Aralık tarihleri arasında Dubai, Birleşik Arap Emirlikleri'nde düzenlenmiştir. Zirvede tartışılan başlıklar arasında küresel durum değerlendirmesi, kayıp ve zarar fonu, fosil yakıtlardan uzaklaşma, yenilenebilir enerji hedefleri, iklim değişikliğiyle mücadele ve iklim finansman, sağlık bildirgesi gibi birçok önemli başlık yer almıştır. Zirve boyunca birçok değişikliğe uğrayan metin, son olarak, "Enerji sistemlerinde fosil yakıtlardan adil, düzenli ve eşitlikçi bir şekilde uzaklaşılması, 2050 yılına kadar bilime uygun olarak net sifıra ulaşılması için bu kritik on yılda eylemlerin hızlandırılması" kararıyla sonuçlandırılmıştır [10].

Maliyet ve karbon aya izinin önemli olduğu bir dünyada yağ soğutmalı vidalı kompresörler ile yapılan çalışmalar önem arz etmektedir. Bu verim çalışmalarının gerekliliği kullanım miktarlarının artması ile doğru orantılıdır. Yağ soğutmalı vidalı kompresörler için verimliliklerini arttırmak artık önem arz etmektedir.

Yapılmış olan çalışma ile yüksek enerji harcamakta olan ve çeşitli sebeplerden dolayı akışkan kaçakları ile enerji harcaması daha da yükselen çift vidalı kompresörlerin bu kayıplarının giderilesi konusunda incelemeler yapılmıştır. Bu kapsamda farklı hızlarda elektrik motoru tahrikli çift vidalı bir kompresörün yağlama portunda bulunan orifis in çapının değişiminin kompresör performansına olan etkisi gözlemlenmiştir.

Bu tezde kapsamında ikinci bölümde konu ile ilgili yapılan çalışmalar incelenmiştir.

Üçüncü bölümde ise vidalı kompresörler, çeşitleri ve çalışma sistemleri hakkında bilgiler verilmiştir.

Dördüncü bölümde kompresör performans parametreleri ve deney sonuç analizleri ile ilgili bilgiler verilecek.

Beşinci bölümde deney düzeneği ve çalışma şartlarından bahsedilerek elde edilmiş olan sonuçlar altıncı bölümde gösterilecektir ve son olarak elde edilen verilere göre ulaşılmış sonuçlar tartışılacaktır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Vidalı kompresörlerde enerji verimliliği satın alınması ve kullanılması için başlıca tercih sebeplerinden biridir. Vidalı kompresörlerin performansı üzerindeki etkisi literatür çalışmaları için büyük bir motivasyon kaynağı oluşturmuştur. Günümüz koşullarında enerji üretiminden çok onu nasıl daha verimli kullandığımız da önemlidir. Bu literatür çalışmaları gözlemlendiğinde kompresör verimliliğini arttırmak için yapılan çalışmalar ana tema haline gelmiştir.

Yapılan birkaç araştırmada maliyetlerin daha az olmasının hedeflediği için spesifik bir bilgisayar programı sayesinde çeşitli ağ metotları ile vida ünitelerinin incelemeleri yapılmıştır [11, 12, 13]. Yapılan diğer çalışmalarda i deney düzeneği kurulmuş olup sistemin geneli incelenmiştir. Günümüze deneysel çalışmalar maliyetli ve uygulanabilirliği zorlaşmaktadır. Bu maliyet artışları analiz programlarının ön plana çıkmasına neden olmuştur. Bazı programlar sayesinde makine verimliliklerini incelemek ve ön bilgi sahip olmak daha hızlı ve daha kolaydır bir hale gelmiştir. Bu durumdan dolayı vidalı kompresörler için bazı özel programlar geliştirilmiştir ve deneysel sonuçlar sayısal analiz verileriyle kıyaslanmıştır. Bunlardan bir tanesi de Basha ve arkadaşların yaptığı yağ enjeksiyonun özgül enerji üzerindeki etkilerinin incelendiği çalışmada kullanılmıştır. Yağın her rotorda bir tane olmak üzere iki ayrı porttan enjekte edilmesinin, tek bir porttan enjeksiyona kıyasla avantajlarını ve dezavantajlarını gözlemlemişlerdir. Orijinal olarak tasarlanmış tek port yerine iki ayrı porttan aynı miktarda yağ enjekte edildiğinde, oda içindeki gaz sıcaklığının değişimi ve bu değişimin direk olarak özgül enerji üzerindeki etkisini gözlemlemişlerdir [14].

Yang ve arkadaşları bir vida ünitesinin verimliliklerini incelemişlerdir. Yaptıkları bu çalışmada yağ enjeksiyonlu çift vidalı bir soğutma kompresörünün iç basınç özelliklerini tam bir 3D CFX modeli kullanılarak incelemişlerdir. Çift vidalı rotor yüzey alanının hareketli ağırları ve profesyonel ağ aracı olarak kullanılan SCORG tarafından oluşturulmuştur. Araştırma boyunca gaz basıncının dağılımının özelliklerini açıklamak için gözlemlemişlerdir. Ayrıca vida rotor boşluklarındaki yağ enjekte hareketinin etkisi de incelemişlerdir. En yüksek titreşim seviyesinin iç bağlantı noktalarının tüm deşarj hattında meydana geldiği görülmüştür. Yağ portundaki eklenen deliğin sıvı çekicinin etkisini azaltmaya yardımcı olabileceğini gözlemlemişlerdir. Son olarak, simülasyon bulgularına dayanarak çeşitli önerilerde bulunmuşlardır. Genel anlamda titreşimin enerji tüketimi üzerinde doğrudan bir etkisi olduğu belirtmişlerdir [8].

Rane ve arkadaşları ise hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) kullanılarak vidalı kompresörlerin çift vidalı makinelerin çalışma odası hakkında daha iyi bilgi sağladığını belirlemişlerdir. Yazarların daha önceki yayınlarda belirttiği gibi, CFD modellerin kuru gaz ve soğutma kompresörlerinin performansını oldukça doğru bir şekilde tahmin edebildiğini gözlemlemişlerdir. Gaz ve yağın kütle akış hızı, belirtilen güç ve sıcaklıklar gibi kompresörün integral parametrelerinin ölçümleri, CFD sonuçlarıyla karşılaştırmada kullanılmıştır. Analiz çözümlerde gazın kütle akış hızlarının tahmininde yakın bir eşleşme görülmüştür. CFD ile elde güç tahminleri ile ölçülen şaft gücü yakın sonuçlar verdiği gözlemlemişlerdir. Fazların karıştırılması, yağın dağılımı, gaz ve yağ arasındaki ısı transferi ve ayrıca sızıntı boşluklarındaki yüksek yağ konsantrasyonu nedeniyle sızdırmazlık üzerindeki etkilerini doğru bir şekilde yakalamışlardır [15].

Bilgisayar programları ne kadar gerçeğe yaklaşmış olsa da deneysel çalışmalar ile doğrulanmalıdır. Guo ve arkadaşları vidalı yağ enjekteli bir kompresör için akışkan sıcaklığı ile alakalı deneysel çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmada şaft gücü 11 kw lık bir kompresör için giriş sıcaklıklarının performans üzerine etkisi incelenmiştir. Yapılan çalışmalar da kompresör giriş sıcaklığının özgül güç tüketimine her 1 °C için %0,243 lük bir fayda sağladığını gözlemlemişlerdir [16].

Eker ise bu çalışmada kompresörlerde güç aktarma şekillerinin ve yol verme yöntemlerinin enerji verimliliğine etkisi gözlemlemiştir. Bu hedefe yönelik olarak farklı güçteki kompresörler test alanlarından geçirilerek alınan değerler birbirleri ile karşılaştırılmış ve analiz etmiştir. Motor güçleri 75kW ve 250kW kompresörlerden temin edilen debi, güç ve özgül güçlerin verilerini alınmıştır. Ayrıca kullanılan değişik verimlilikteki motorların ve sürücülerin performans üzerindeki etkilerini incelemiştir. Yapılan ölçümlerde elde edilen verilere etki edebilecek sebepler yorumlanmıştır. Sonuç olarak inverter tipli kompresörlerin daha verimli olduğunu belirtmiştir [17].

Ekerin çalışmasına benzer bir çalışmada Wiratkasem ve arkadaşları tarafında yapılmıştır. Bu çalışmada Tayland'daki yağ enjeksiyonlu hava soğutmalı vidalı kompresörler için yüksek enerji performans standartlarını(YEPS) geliştirmeyi hedeflemişlerdir. 2018 yılında Gümrük Departmanından alınan verilere dayanarak, Tayland'ın toplam değeri 60 milyon USD'den fazla olan çok sayıda hava kompresörü ithal ettiği tespit edilmiştir. Hava kompresörlerinin yüksek enerji performans standartları çerçevesinde değerlendirilmiş ve enerji performansı verileri istatistiksel prensipler ve standart puanlar kullanılarak analiz edilmiştir. Yüksek enerji performans standartlarının belirlenmesinde kullanılan kriterler ürünlerin yaklaşık %30'unun YEPS değerinden daha düşük özgül güce sahip olması

gerektiği belirlenmiştir. Bu YEPS değerlerinin benimsenmesi ile Tayland da yaklaşık 37.305.000 kWh / yıl enerji tasarrufu potansiyeline sahip olacağı belirlenmiştir [18].

Yağ enjekteli vidalı kompresörler için vida ünitesi verim açısından önemli bir faktördür. Bu ünitenin geliştirilmesi ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Birçok çalışmada basınç oranları ve değişik akışkanlar için matematiksel modelleme ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Yapılmış olan çalışmalarda rotor lob sayısı ve profil desenleri değişik değerlerde incelenmiştir [19, 20, 21].

Vida ünitelerindeki bir diğer performansa etki eden olgu akışkanın geriye doğru sızdırma durumudur. Bu durumun seviyesi verim ile ters orantıda çalışmaktadır. Cao ve arkadaşları Bu çalışmada vida ünitesinin içerisindeki basınç dağılımının geri akışa etki eden durumu matematiksel olarak modellemişlerdir. Yapılan deney sonucunda basınç artışı ve dönme hızı ile alakalı sonuçları oluşturdukları matematiksel model ile karşılaştırmışlardır [22].

Soğutma sektöründe de kullanılan bu vida üniteleri için Sun ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışma verimlilik ve gürültü parametrelerini karşılaştırmaktadır. Kayar valf ve değişken hız kontrolü, kompresörlerin kapasitesini düzenlemek için yaygın olarak kullanılmaktadır. Sonuç olarak değişken hız kontrollü kompresörün, sürgülü vanadakinden daha iyi basınç özelliklerine sahip olduğunu göstermektedir. Değişken hız kontrollü kompresörün gürültüsü, sürgülü valfli kompresörünkinden daha düşüktür. Bu değişimler COP değerlerini iyileştirmiştir [23].

Literatür araştırmasının son kısmında ise vidalı kompresörler için kullanılan vida ünitesinin orifis çaplarının değişiminin performans üzerindeki etkisi incelenmiştir. Basha ve arkadaşları yağ enjeksiyonunun çift vidalı kompresörün performansını önemli ölçüde arttırdığını bilmektedirler.. Bu nedenle, erkek rotor çapı 98 mm olan bir vida ünitesi kullanarak çok delikli birkaç çeşit orifis kullanmışlardır. Testler farklı basınç ve devir aralıklarında gerçekleştirmişlerdir. Testlerden elde edilen sonuçlar, aynı çalışma koşullarındaki performans tahminleriyle karşılaştırmışlardır. En iyi performansı elde etmek için enjekte edilen optimum orifis çapını bulmuşlardır [24].

Bu zamana kadar incelenen literatür çalışmaları ışığında vidalı kompresörlerdeki yağ enjeksiyon alanı için deneysel çalışmanın ihtiyaç olduğu fark edilmiştir. Yapılmış olan bu tez çalışmasında yağ enjeksiyonlu bir vidalı kompresör kullanılmıştır. Kullanılan kompresörün kapasitesi 15 kw ve çalışma basıncı 7 bar olarak ayarlanmıştır. Erkek rotor çapı 90 mm olan bir vida ünitesi çapları farklı 6 adet orifis kullanılmıştır. Bu orifis çapları

4000, 4500 ve 5000 RPM olmak üzere 3 farklı kombinasyonda denenmiştir. Sonuç olarak 18 farklı kombinasyon için debi, basınç, güç ve özgül güç değerleri incelenmiştir.



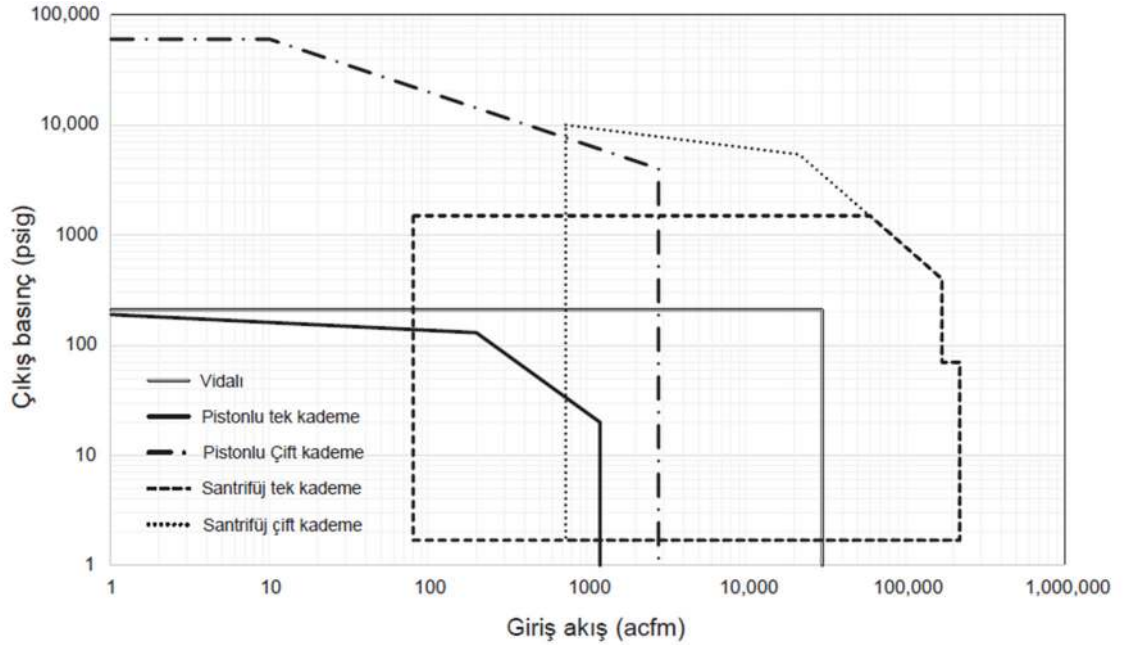
3. KOMPRESÖR ÇEŞİTLERİ

Hava renksiz, kokusuz ve tatsız bir gaz karışımıdır. Bu karışım içerisinde birçok gazın bulunduğu bilinmektedir ancak temelde birincil olarak oksijen (% 21) ve azottan (% 78) den oluşmaktadır. Bu gaz karışımı deniz seviyesinden yaklaşık 25 kilometre yüksekliğe kadar nispeten sabit olarak kabul edilebilir. Hava saf bir kimyasal madde değildir ve mekanik olarak karıştırılmış bir maddedir. Atmosferik hava her zaman toz, kum, kurum ve tuz kristalleri gibi katı parçacıklarla az ya da çok kirlenir.

Kompresörler genel anlamda havanın veya özel istenilen bir gazın basınçlandırılması için kullanılan birer makinelerdir. Bu basınçlandırma işlemini yaparken Denklem 3.1 görüldüğü gibi belirli bir P_1 basıncında ilk hacmi V_1 olan T_1 sıcaklığındaki gazın V_2 hacmine sıkıştırılarak T_2 sıcaklığında istenilen P_2 basıncına elde edilmesiyle oluşur. Bu işlem sırasında Denklem 2.1 korunur.

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (3.1)$$

Havanın (veya gazın) sıkıştırılması için kullanılan iki çeşit kompresör tipi vardır. Bu çeşitler pozitif deplasmanlı sıkıştırma ve dinamik sıkıştırma durumlarıdır.



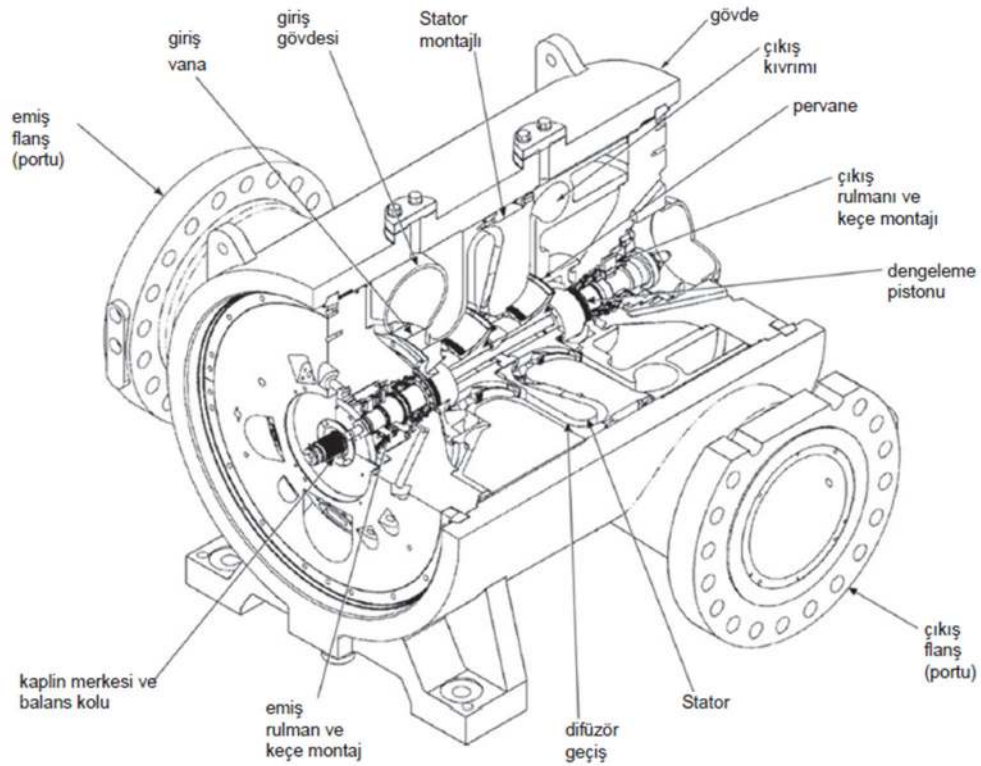
Şekil 3. 1. Kompresörlerin debi basınç ilişkisi [25]

3.1. Dinamik Kompresörler

Dinamik kompresörler hem eksenel hem de radyal tasarımlarda mevcuttur. Bunlara genellikle turbo kompresörler de denir. Radyal tasarıma sahip olanlara santrifüj kompresörler denir. Dinamik bir kompresörün performansı dış koşullardan etkilenir:

3.1.1. Dinamik Santrifüj Kompresörler

Sıralı santrifüjlü kompresörler ortak bir eksen etrafında çalışan bir veya daha fazla santrifüjlü kompresör kademesinin bir kombinasyonu olarak tanımlanabilir. Şekil 3.2. de görüldüğü üzere her aşamasında gazın kinetik enerji veren dönen çarklardan oluşur. Daha sonra gaz yavaşlarken statik basınçta bir artışa dönüştürülür. Bu bölümün devamı için, tüm çarkların aynı şaft üzerinde çalıştığı varsayılabilir. Farklı çalışma prensipleri, santrifüjlü kompresörlerin çalışma karakteristiklerinde pistonlu üniteye göre farklılıklara neden olur.



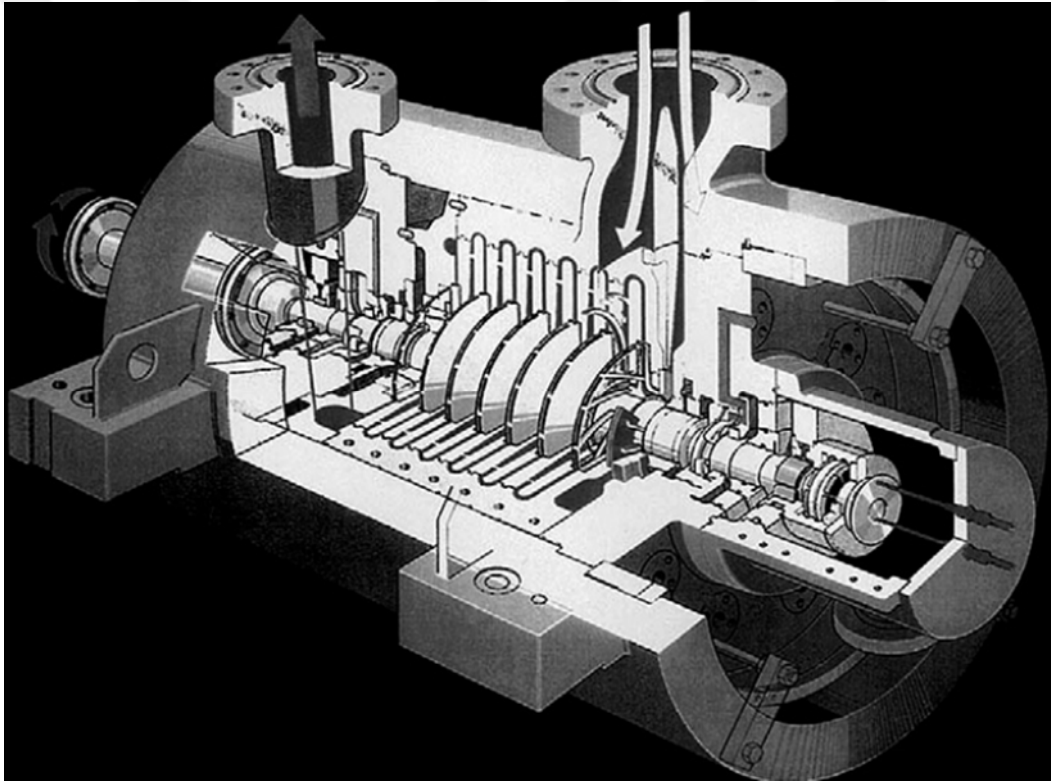
Şekil 3. 2. Santrifüj kompresör [26]

Santrifüjlü kompresörler, kimyasal tesislerde, rafinerilerde, karada ve denizde gaz kaldırma ve gaz enjeksiyon uygulamalarında, gaz toplamada ve doğal gazın iletimi ve depolanmasında gibi bir çok çeşitli uygulamalarda kullanılır. Santrifüj kompresörler, 70

MPa'ya kadar olan çıkış basınçları gözlemlenebilmektedir. Bu nedenle akış hızı ve basınç alanının bir kısmı pistonlu kompresörlerle örtüşmektedir. Şekil 3.1 de de gözlemlenmektedir. Santrifüjlü kompresörler genellikle gaz türbini veya elektrikli motorla tahrik edilir, ancak aşağı akış uygulamalarında buhar türbinleri kullanılabilir. Gaz iletim uygulamalarında santrifüjlü kompresörler için tipik çalışma hızları 3700 kW'lık üniteler için yaklaşık 14.000 rpm ve 15.000 kW'lık üniteler için 8000 rpm'dir [26].

3.1.2. Dinamik Eksenel Kompresörler

Göreceğimiz gibi, dinamik bir kompresörün performansını belirleyen temel olarak iki hız vardır. Bunların her ikisi de hareketli bıçağın çıkışında meydana gelir. Santrifüjlü eksenel bir kompresörün eğrisi, pozitif deplasmanlı bir kompresörünkinden önemli ölçüde farklıdır.



Şekil 3. 3. Dinamik Eksenel kompresör [27]

Eksenel kompresör, belirli bir akış için değişken kapasiteli, sabit enerjili bir makinedir. Yani kompresörün üretebileceği maksimum basınç ve ihtiyaç duyduğu maksimum beygir gücü vardır. Eksenel bir kompresörün çalışma eğrisinin, hacim aralığının küçük olması ve neredeyse pozitif yer değiştirme eğrisine yaklaşması nedeniyle bazen pozitif yer değiştirme kompresörününe yaklaşılabileceğine dikkat edilmelidir. Ayrıca, belirli bir zaman ve akış hızı noktası için hem emme hem de boşaltma işlem sisteminin, sırasıyla kompresör

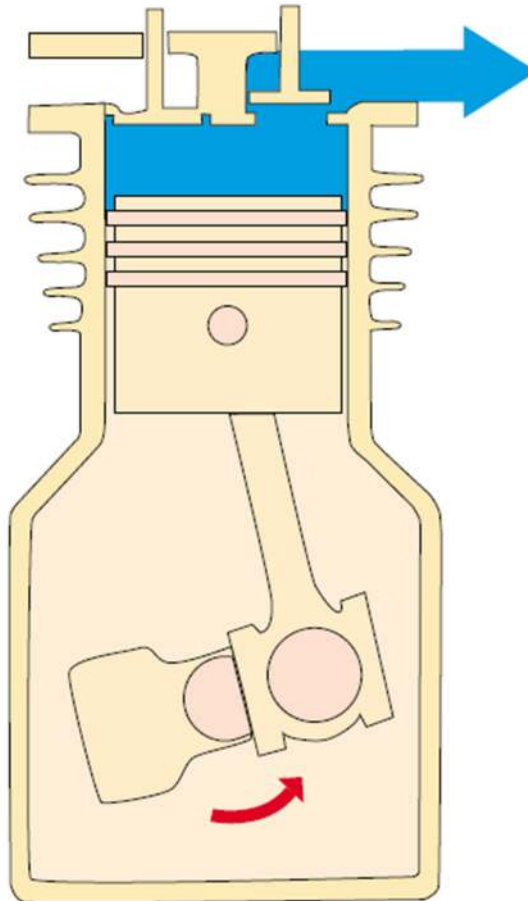
flanşlarının girişine ve deşarjına yerleştirilen eşdeğer delikler olarak düşünülebileceğine dikkat edilmelidir.

3.2. Pozitif Deplasmanlı Kompresörler

Bu çeşit kompresörler için hacimsel kompresörler denenebilir. Akışkanın emme ve basma sırasındaki hacimsel değişimi sayesinde istenilen basınç koşullarını oluşturmaktadır. Bunlardan bazıları pistonlu, paletli, loblu ve vidalı kompresörlerdir.

3.2.1. Pistonlu Kompresörler

Pistonlu kompresörler genelde krank biyel mekanizmasına sahip makinelerdir. Bu makineler üst ölü nokta ve alt ölü nokta arasında ilerleyerek gereken basınç hacim ihtiyacını karşılamaktadırlar [28].



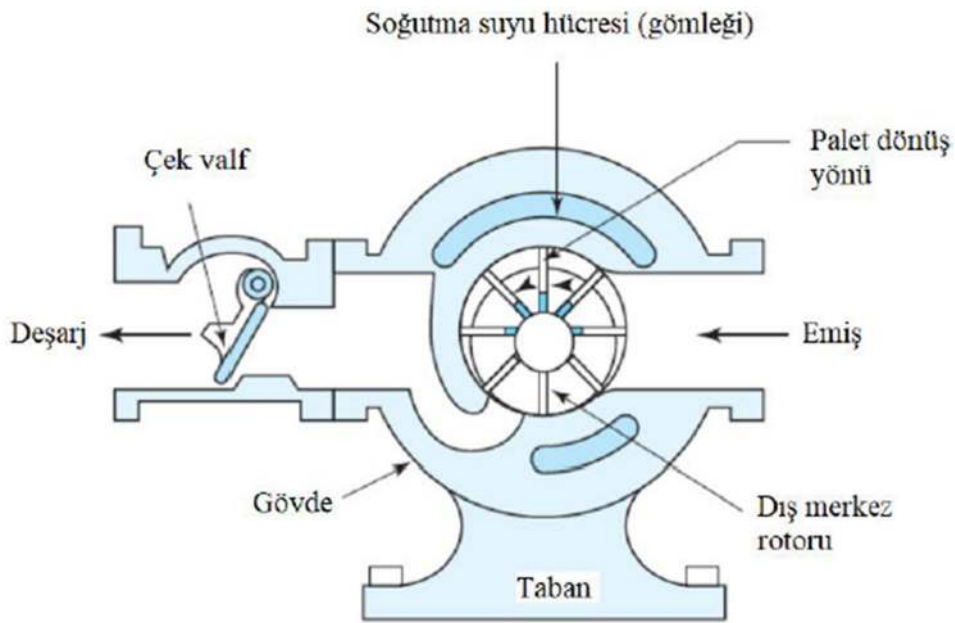
Şekil 3. 4. Pistonlu Kompresör Basınçlandırma Odası [29]

Bu işlem sırasında sıkıştırma piston, segman ve gövde yardımı ile olmaktadır. Basınçlandırma işleminin tam anlamıyla olabilmesi için valf sistemleri düzgün bir şekilde

alışması gerekmektedir. Kompresör sistemlerinde olduğu gibi tek veya çoklu kademe geçişleri bulunabilir. İhtiyaç durumuna göre sistem yağsız çalışmaya uygun bir hale de getirilebilir.

3.2.2. Paletli Kompresörler

Eksantrik konumlu bir pistonun bir mil etrafında dönerek basıncı sıkıştırma prosesidir. Paletler merkeze doğru hareket ederek sıkıştırma odalarını küçültür. Bu esnada istenilen basına gelince değarj hattından akışkan tahrik edilir [30] r.

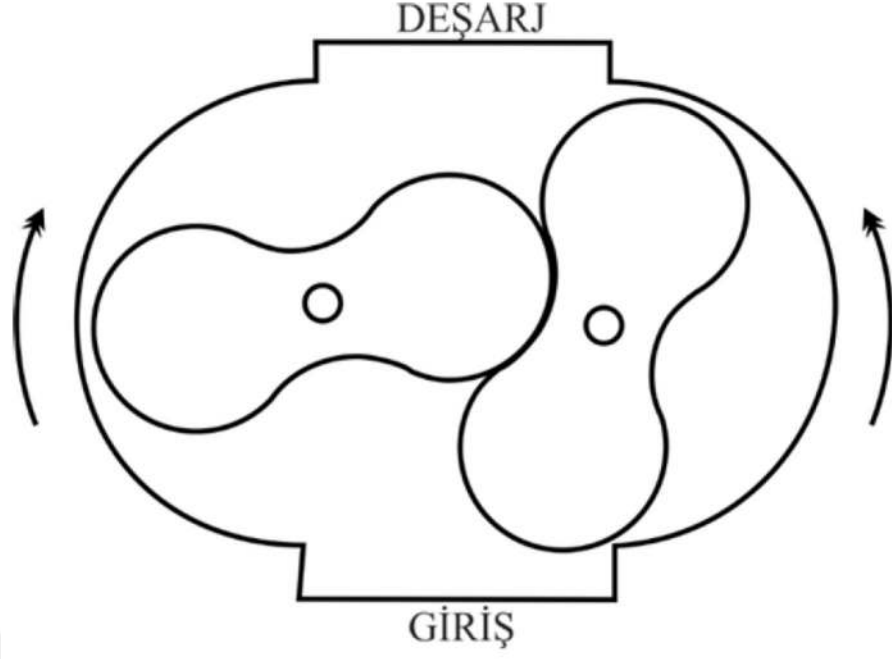


Şekil 3. 5. Paletli kompresör görseli [30]

Bu işlem sırasında dönüş yönü önemlidir. Sıkışmış hava değarj hattından geçerken bir valf sisteminin içerisinden geçer bu valf sistemi sıkıştırılmış havanın sisteme geri dönmesini engellemek için kullanılmaktadır.

3.2.3. Loblu Kompresörler

Düz loblu (blower) kompresörler daha çok akışkanın miktarının ihtiyaç duyulduğu kompresörlerdir. Hacimsel debinin ön planda olduğu ve basınlandırmanın düşük olduğu kompresör tipleridir.

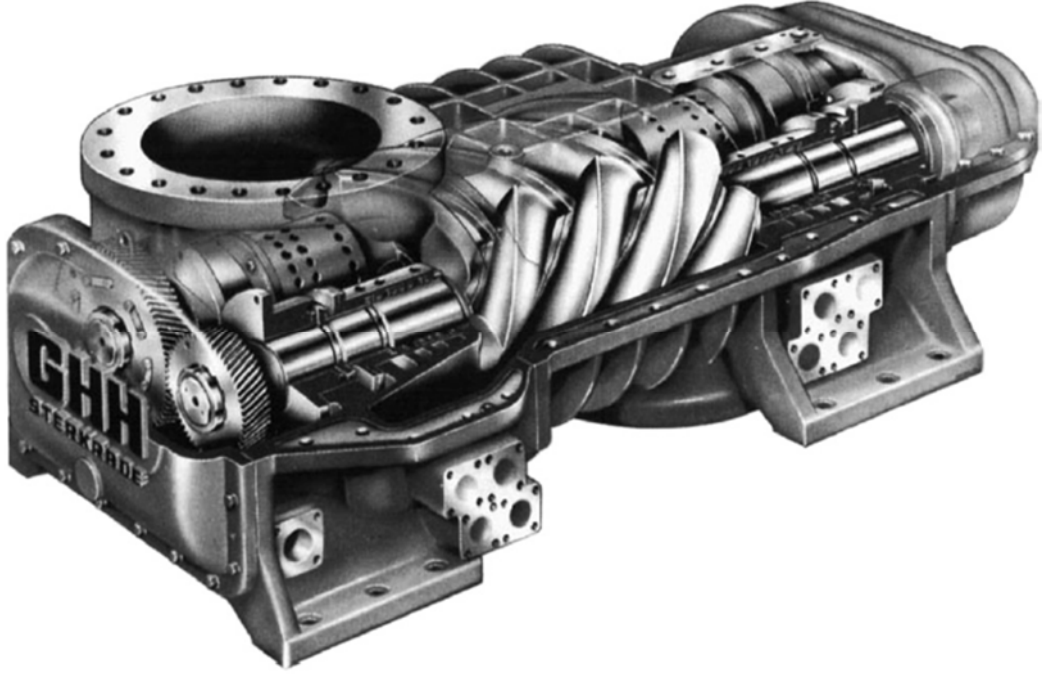


Şekil 3. 6. .Düz loblu kompresör görseli [31]

Sistemin dönüş yönü şekilde gösterildiği gibi hava bu loblar arasından geçerek sisteme ihtiyaç duyulan akışkanı sağlamaktadır. Çalışma mantığı olarak vidalı kompresörleri anımsatmış olsa bile bu kompresör sisteminin içerisindeki rotor kısımlarının helis açısı yoktur.

3.2.3. Vidalı Kompresörler

Vidalı kompresörler genellikle iki temel tasarıma sahiptir: kuru vidalı kompresörler veya ıslak/yağlı vidalı kompresörlerdir. Her iki kompresör tipi de birbirine çok yakın rotorlardan oluşur. Kuru vidalı kompresörlerde vidalar arasında yağ bulunmaz. Bir kuru vidalı kompresör, sıkı boşluklu silindirik bir deliğe monte edilmiş, birbirine yakın bir çift olan iki rotordan oluşur.



Şekil 3. 7. Kuru vidalı kompresör sistemi [27]

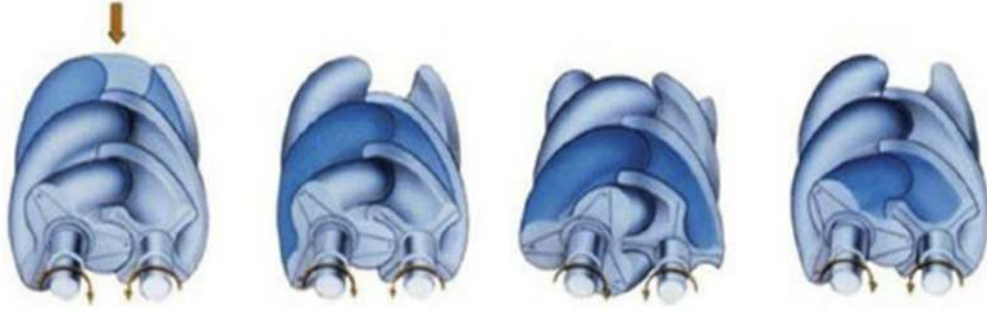
Islak veya yağlı vidalı kompresörlerde vidaların arasında yağ bulunur. Yağlı bir vidalı kompresörde ayrıca sıkı boşluklu bir silindir deliğine monte edilmiş bir çift birbirine yakın rotor bulunur. Bununla birlikte, yağlı vidalı kompresörler, kuru vidalı kompresörler için gerekli olacak kadar sıkı boşluklar gerektirmez.



Şekil 3. 8. Islak vidalı kompresör sistemi [32]

Vidalı kompresörler, ortak bir gövdede iki rotordan oluşur. Her iki rotor da birbirine geçen sarmal loblardan oluşur ve rotorlar ile gövde arasında dar boşluklarla birbirine karşı dönerler. Dönme sırasında, loblar ve gövde arasında rotorlar döndükçe hacmi sürekli olarak

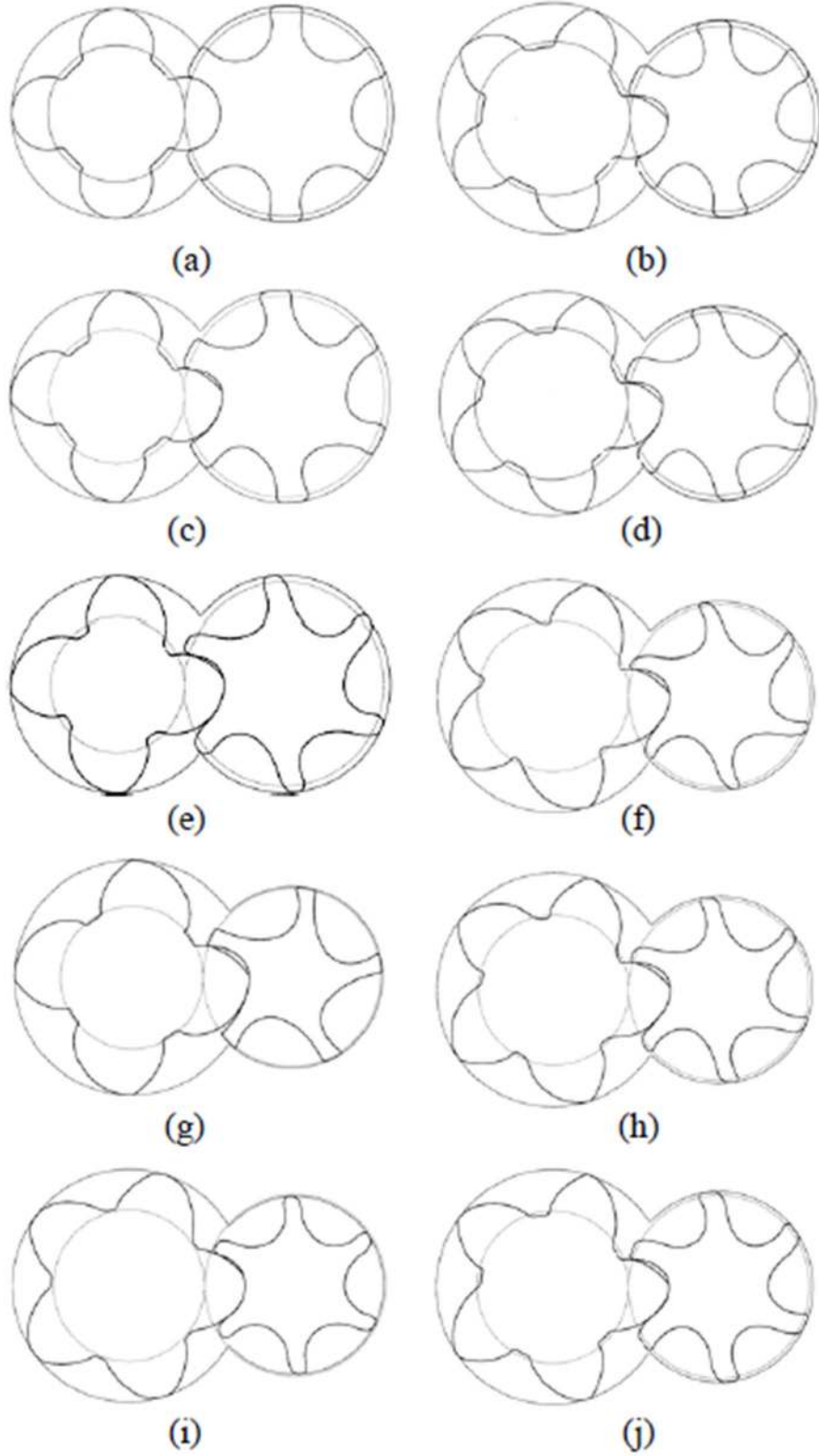
azalır. Döngüsel olarak maksimum hacimden sıfıra ve tekrar maksimuma dönen sıkıştırma odaları oluşturur. Bu nedenle çalışma prensibi pistonlu kompresörler gibi diğer pozitif yer değiştirmeli makinelere benzemektedir.



Şekil 3. 9. Vidalı kompresör vida sıkıştırma ünitesi görseli [33]

Şekil 3.9. da rotorlar farklı konumlarda ve değişen çalışma odası hacmiyle gösterilmektedir. Pozitif deplasmanlı makineler santrifüj kompresörler gibi basınca dönüşen gaza hızına bağlı belirli bir miktarda kinetik enerji aktarmaz. Gazı “yarı statik olarak” sıkıştırır. Gazın kütle birimi başına entalpi farkı, gazlar için büyük ölçüde değişebilir [33].

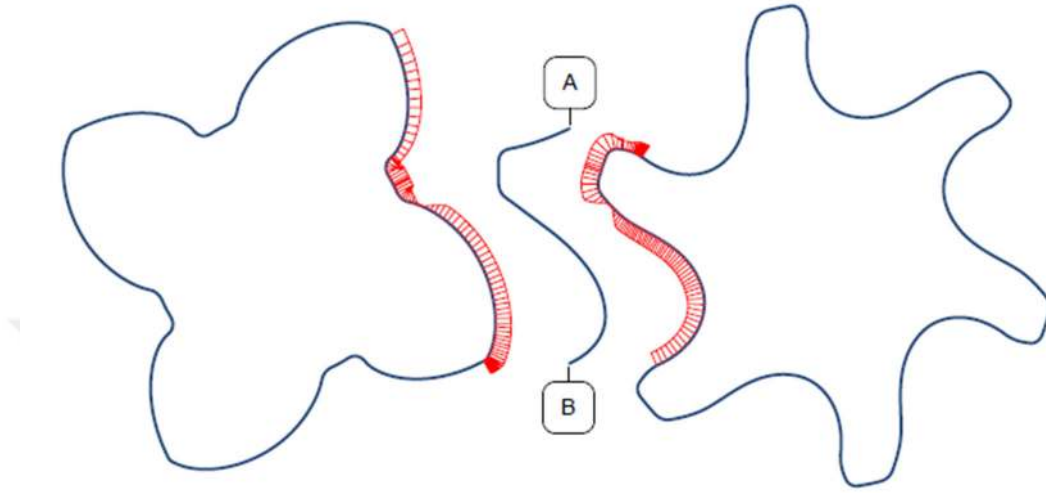
Bu zamana kadar birçok vida profil tipleri denenmiştir ve performansa göre kullanım yerleri değişmiştir. En çok kullanılan bazı vida profilleri aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3. 10. En çok tercih edilen vida profilleri [34]

Kullanılmakta olan bu vida profilleri zaman zaman teknolojinin gelişmesi ile güncellenmiştir. Son dönemlerde kullanılan popüler profillerden biri olan 4/5 Şekil 3.11. de gösterilmiştir.

Görüldüğü üzere, rotor eğrisine normal vektörler olarak rotorların her birine eşlenen normal açıklıkların büyüklüğü gösterilmektedir. Bu yaklaşım çok sezgiseldir ve açıklıkların rotor profillerinde ki fark alanlarıyla nasıl ilişkili olduğu açıkça gösterilir. A-B çizgisi rotor profil çizgisini gösterir Bu çizgi rotor profil çizgisi olarak da adlandırılır [35].



Şekil 3. 11. Erkek ve dişi rotorlarının yerel ara boşluklarını gösteren enine kesit

Vidalı kompresörlerin verimini en çok etkileyen kısım bu kullanılan vida üniteleridir. Bu ünitelerin verimlilikleri kompresörler için başlıca tercih sebepleri olabilmektedir. Günümüz teknolojisinde kompresörlerin verimlilikleri %85 e kadar ulaşabilmektedir.

4. PERFORMANS PARAMETLERİ

Deney düzeneğindeki kompresör sisteminin verileri toplama aşamasında bazı formüller ve performans parametreleri dikkate alınarak ölçümler yapılmıştır.

Bu parametreler doğrultusunda ölçüm cihazlarının ve deney düzeneğini verilerinin doğruluğu sağlanmaya çalışılmıştır.

4.1. Hacimsel Debi

Hacimsel debi ölçümü için kesit alanı ve önemli bir yere sahiptir. Denklem 4.1. de hacimsel debinin hesaplanması verilmiştir.

$$\dot{Q} = V_{\text{hava}} \cdot A \quad (4.1)$$

Anlık hacimsel debi ISO 1217 şartlarına indirgenmesi için denklem 4.2. kullanılmıştır.

$$T_0 \cdot \frac{P_{\text{ISO}}}{P_0 \cdot T_{\text{ISO}}} \cdot \dot{Q}_0 = \dot{Q}_{\text{ISO}} \quad (4.2)$$

Bu iki denklem takımı ile üretilen hava miktarı doğrulutulmuştur.

4.2. Elektrik Tüketimi

Kompresör için tüketilen enerji için denklem 4.3. kullanılmıştır. Bu denklemde P_k kompresörün tükettiği aktif enerjiyi ifade eder.

$$P_k = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\alpha \quad (4.3)$$

$$U_{\text{ort}} = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 / 3 \quad (4.4)$$

Fazlar arasındaki farklılıklar için kullanılmış olan denklem 4.4. be gösterilmiştir.

Görünür güç şebekeden çekilen görünür güç olarak bilinir . S ile gösterilir üç fazlı sistemler için denklem 4.5. de belirtilmiştir.

$$S = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \quad (4.5)$$

Reaktif güç şebekeden çekildiği gibi şebekeye de reaktif güç veren sistemler bulunmaktadır. İletim sisteminden çekilen veya iletim sistemine verilen reaktif güç iletim sisteminde ek kayıplara ve simetrisizliklere neden olduğu için hattan çekilen reaktif güce sınırlama getirilmiştir. Bu değerler mevcut durumlara göre 0,90 değerinin altında olmamalıdır. Güç faktörünün hesaplanması denklem 4.6 da gösterilmiştir.

$$\frac{P_k}{S} = \cos\alpha \quad (4.6)$$

Kullanılmış olan bu parametreleri kıyaslaması olarak

4.3. Belirsizlik Parametreleri

Ölçüm sonucu elde edilen verilerin aritmetik ortalaması denklem 4.7. de gösterilmiştir.

$$\frac{X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_n}{n} = X_0 \quad (4.7)$$

Ortalama sapma ve sapma denklemleri 4.8.ve 4.9. da gösterilmiştir.

$$D_i = X_i - X_0 \quad (4.8)$$

$$\frac{(|D_1| + |D_2| + \dots + |D_n|)}{n} = D_0 \quad (4.9)$$

Ölçüm sonuçları değerlendirilirken standart sapma için kullanılan denklem 4.10 da belirtilmiştir.

$$S = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_2^2 + \dots + D_n^2}{n}} \quad (4.10)$$

Hata analizi için kullanılmış olan belirsizlik analizi denklemini 4.11 de verilmiştir.

$$\frac{W_R}{R} = \left[\left(\frac{w_{x1}}{x_1} \right)^2 + \left(\frac{w_{x2}}{x_2} \right)^2 + \left(\frac{w_{x3}}{x_3} \right)^2 + \dots \dots \left(\frac{w_{xn}}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.11)$$

Kompresörün özgül gücünü bulmak için basınç çıkışı sabit değer alınarak şebekeden tüketilen güç ve debi hesaplanır. Rastgele hataları bulmak amacıyla deneylerin her biri için bağımsız değişkenlerden 20 okuma ölçülmüştür. Bağlı hata denklem 4.12 kullanılarak bulunabilir.

$$\Delta_{i_{rand}} = \frac{z\sigma}{\sqrt{n}} \quad (4.12)$$

%95 güven düzeyi için Z 1,96'dır, Rastgele hatalar ve sistematik hatalar şu şekilde birleştirilmiştir.

$$\Delta_i = \sqrt{\Delta_{i_{rand}}^2 + \Delta_{i_{syst}}^2} \quad (4.13)$$

$$\Delta = \sqrt{\left(\frac{\partial sp}{\partial P} \Delta_P \right)^2 + \left(\frac{\partial sp}{\partial Q} \Delta_Q \right)^2} \quad (4.14)$$

burada ΔP gücün hatası ve ΔQ akış hızının hatasıdır. Son olarak alınan ve hesaplanan veriler şu şekilde verilmektedir.

$$sp = \overline{sp} \pm \Delta \quad (4.15)$$

Özgül enerji için hesaplanan güç formülü denklem 4.16. da belirtilmiştir.

$$\frac{P_k}{Q} = \text{ÖET} \quad (4.16)$$

5. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde vidalı kompresörün debi güç ve özgül güçleri ile alakalı performans analizleri yapılması için ilgili deney düzeneği tanıtılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılacak olan materyaller sırası ile incelenmiştir. Deney düzeneğinde kullanılacak olan materyal listesi Tablo 5.1. de belirtilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalar ISO 1217 kapsamına uygun kompresörlerce kabul edilen standartlara uygun şekilde çalışılmıştır.

	Ekipman adı	Ekipmanın görevi	Hassasiyet	Ekipmanın adedi
1	CS 500 Termal debimetre	Hacimsel debi ölçüm cihazı	%1	1
2	Vidalı kompresör	Basınçlı haça	-	1
3	Su seperatörü	Kuru hava	-	1
4	Hava filtreleri	Kuru ve Yağsız hava	-	1
5	Gazlı kurutucu	Kuru hava	-	1
6	CS 500 Enerji analizörü	Aktif güç ölçüm cihazı	%0,5	1
7	Hız kontrol vanası	Sabit basınç	-	1
8	Orifis	Yağ kısıcısı	-	6
9	Depolama tankı	Hava deposu	-	1

Tablo 5. 1. Deney düzeneği ekipmanları

5.1. Debimetreler

Debimetreler su, doğalgaz, akaryakıt ve havanın ölçümünde her zaman kritik bir yol izlemiştir. Doğru debi hesaplanamadığı takdirde problemler meydana geldiğinden ilk yüzyıllardan beri bu ölçümlerle ilgilenilmiştir. Akışkanların debi ölçümünün performansı ticari, ekonomik ve problemler için her zaman en önemli nokta olmaya devam edecektir.

Basınçlı hava sistemlerinin en önemli etmenleri sistem hattının düzgün kurulmasıdır. Bu sistemlerin yanlış hesaplanarak tasarlanması istenilen basınç düşüşünün altında kalarak prosesi kritik duruma sokmaktadır. İkinci bir nokta ise istenilen hacimsel debi miktarıdır. Bu noktada debimetreler ile ölçümler devreye girmektedir.

Basınçlı hava sistemleri için kullanılan debimetreler ISO 1217 standardı kompresör seçimlerinde son kullanıcıya ışık tutmayı amaçlamıştır. ISO 1217 nin belirlediği standart şartları deniz seviyesinde (100Kpa), 20°C de ortam sıcaklığında ve kuru (RH%0) havaya referans göstermektedir. Bu durum bize şunu ifade etmektedir, "ölçülen hava eğer deniz seviyesine indirilseydi ve bir balona doldurulsaydı ne kadar hacim kaplardı".

Atmosfer basıncı ve hava giriş sıcaklığı sürekli değiştiği için bu ölçümler ekrana düzeltilerek yansıtılmaktadır. Bu sebepten dolayı ölçümler atmosfer koşullarına göre hesaplamalar yapmaktadır. Birçok çeşit debimetre vardır. Bu çalışmada termal kütle debimetre ile incelemeler yapılmış ve ISO 1217 standardı kabul edilmiştir.

DEBİMETRELER	HASSAS ÖLÇÜM	Basınç/Sıcaklık Doğrulama	ISLAK ÖLÇÜM	HATTAN SONRA KURULUM KOLAYLIĞI
Ventüri	Var	Var	Var	Yok
Sonik Nozul	Var	Var	Var	Yok
Termal Kütle	Var	Var	Yok	Var
Pitot Tüpü	Var	Var	Var	Var
Vorteks	Var	Var	Var	Yok
Ultrasonik	Yok	Yok	Var	Var
Değişken Kesitli	Yok	Yok	Var	Yok

Şekil 5. 1. Bazı debimetrelerin özellikleri

Şekil 5.1. de gösterildiği gibi çeşitli debimetreler mevcuttur. Bu debimetreler kullanım yerlerine göre farklılık gösterebilmektedir.

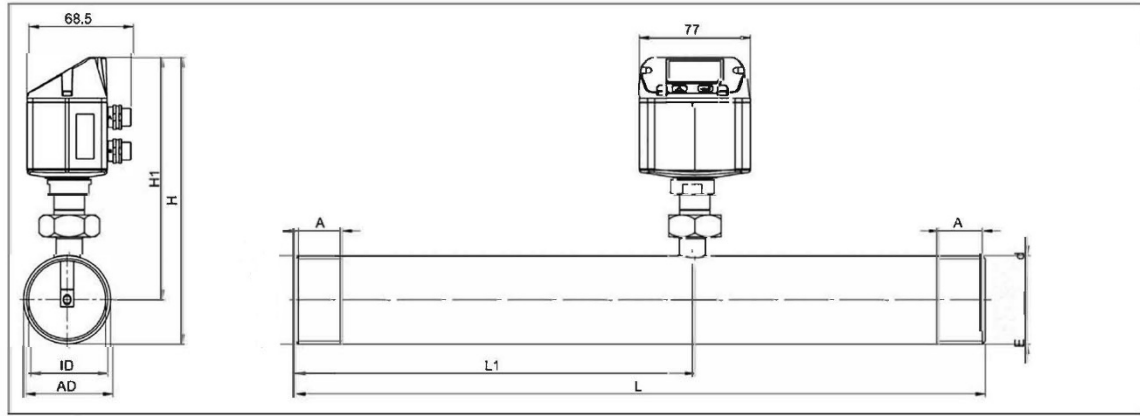
Termal kütle debimetreler kullanım olarak en çok tercih edilen debimetreler arasındadır. Montaj kolaylığı ve hassasiyeti bunun en önemli özelliklerindendir. Termal kütle debimetreler hacimsel debi ölçümü açısından geniş bir aralığa sahiptir.



Şekil 5. 2. Termal kütle debimetre [36]

Bu debimetreler Şekil 5.2. gösterildiği gibi üzerinde bir ekran ile elde edilen ölçümleri göstermektedir. Ölçüm tekniği ile kütleli debiyi ölçer ve standartlara uygun yoğunluk ile işlem yaparak hacimsel debiyi elde ederler.

Termal kütle debimetresi standart hacimsel debi ölçümü sırasında düzeltme işlemleri ile gerçekleştirmektedir. Bu işlem gerçekleştirilirken ortam sıcaklığı ve basıncı düzeltilmesi için birincil önceliktir. Standart koşullara indirgenen hacimsel debiler kıyaslama açısından önem arz etmektedir.



Sıkıştırılmış hava için debi ölçüm (ISO 1217: 1000 mbar, 20 °C)									
BAĞLANTI ÖLÇÜSÜ	Boru çıkış	Boru giriş	KAPASİTE		L	L1	H	H1	A
	mm	mm	m ³ /h	cfm	mm	mm	mm	mm	mm
R 2"	60.3	53.1	1195	700	475*	275	195.9	165.7	30
Dikkat: Ölçüler dahilinde boru çapını belirleyiniz (uzunluk = 15 x giriş çapı)									

Şekil 5. 3. Termal kütle debimetre kapasite verileri [36]

Termal kütle debimetresinin kapasite ve sınır şartları Şekil 5.3. de belirtilmiştir. Bu teknik veriler ölçülecek olan basınçlı hava miktarına göre değişebilmektedir. Ölçüm sırasında kullanılacak olan debimetre için gerekli mekanik tesisat ebatları broşür içerisinde gösterilmiştir.

5.2. Vidalı Kompresör

Deney düzeneğinde kullanılan kompresör yağ enjekteli vidalı kompresörün teknik özellikleri Tablo 5.2. de belirtilmiştir. Bu özellikler farklı markalarda değişiklik gösterebilir.

Deney düzeneği için seçilmiş olan vidalı kompresör yağ soğutmalıdır. Hacimsel debisi 2,,5 m³/dk olarak belirtilmiştir. Kullanım alanına göre 8 ila 14 bar a arasında çalışabilmektedir. Bu değerler doğrultusunda deney düzeneği için uygun olduğu belirlenmiştir.

Kompresör motor gücü (kW)	15
Kompresör tipi	Vidalı
Vida ünitesi	Tv-3
Tahrik tipi	Kayış
Çalışma basıncı (bar a)	8
Serbest hava hacmi (m ³ /dk)	2.5
Soğutma tipi	Yağ
Kullanılan yağ tipi	Iso V46

Tablo 5. 2. Kompresörün sınır şartları

5.2.1. Vida Ünitesi

Vidalı tip kompresörlerde havanın basınçlandırılmasındaki en büyük faktör vida ünitesinin teknik özellikleridir. Bu grup kompresörün başlıca performansını etkilemektedir. Deney düzeneği için kullanılan kompresörün vida grubu Tablo 5.3. da belirtilmiştir.

Vida grubu ismi	Tv-3
Kapasite (kW)	15
Soğutma tipi	Sentetik Yağ
Devir (RPM)	5200
Lob sayısı	4-5
L/D oranı	1,6
Ana rotor çap (mm)	90

Tablo 5. 3. Vida ünitesi teknik özellikleri

5.2.2. Soğutucu Akışkan

Tablo 5.4. da vidalı yağ enjekteli kompresörde kullanılan soğutucu akışkanın değerleri belirtilmiştir. Bu değerler kompresörün soğutma kapasitesinin sınır şartlarını da göstermektedir.

Özellikler	Metot	Sayısal değerler
Parlama noktası (°C)	ASTM D92	230
Akma noktası (°C)	ASTM D97	-33
Yoğunluk (15 °C kg/m ³)	ASTM D1298	875
Kinematik viskozite (40°C)	ASTM D445	46
Kinematik viskozite (100°C)	ASTM D445	6.9
Viskozite derecesi	ISO 3448	46

Tablo 5. 4. Kullanılmış olan soğutucu akışkanın sınır şartları

Soğutucu akışkanın teknik değerleri değişmesi çalışma sıcaklığına bağlıdır. Bu değerler ortalama 40 ile 100 °C arasındaki soğutucu akışkan için tanımlanmıştır.

5.2.3. Asenkron Motor

Asenkron motorlar birçok alanda kullanılmaktadır. Bu tarz motorlar senkron motorları kafes yapısına göre iki çeşidi vardır bunlardan en çok kullanılanı alüminyum gövde olarak tanımlanabilir. Asenkron motorların tipleri özellikleri bakımından birbirinden ayrılabilir. Bu çeşitlilik devir, güç, pol sayısı gibi farklı özelliklerden kaynaklanmaktadır. Deney düzeneğinde kullanılacak olan asenkron motor özellikleri tablo 5.5 de belirtilmiştir. Bu tarz motorlar sürekli çalışmaya uygun olduğundan kompresörlerde oldukça tercih edilmektedir.

Motor tipi	Asenkron
Faz tipi	3
Koruma sınıfı	IP55
Soğutma sınıfı	IC411
Yalıtım sınıfı	F
Sıcaklık artış klasmanı	B
Verimlilik sınıfı	IE4
Kutup sayısı	2
Devir (rpm)	3000
Faz (Volt)	400
Frekans (Hz)	50
Akım (In)	26,1
Servis faktörü	1.15
Moment (Nm)	48,5
Güç faktörü (Cosφ)	0,89
Verimlilik (%)	93,3
Ağırlık (kg)	127
Gövde malzemesi	Alüminyum

Tablo 5. 5. Asenkron motorun teknik özellikleri [37]

5.3. Su Seperatörü

Su seperatörleri Şekil 5.4. te görüldüğü gibi sıvı su ve partiküllerin basınçlı hava ve gazlardan uzaklaştırılması için tasarlanmıştır. Benzersiz santrifüj hareketi, maksimum enerji tasarrufu için kirleticileri düşük basınç düşüşünde giderir.



Şekil 5. 4. Su Seperatörü [38]

Kullanılan bu su seperatörleri debi ve basınç ilişkisi ile seçimi yapılmaktadır. Tablo 5.6. de doğrulama faktörleri belirtilmiştir. En yüksek verim için seperatörlerin seçimi önem arz etmektedir.

Çalışma basıncı (barg)	Düzeltilme faktörü (F)
1	0,5
3	0,71
5	0,87
7	1
9	1,12
11	1,22
13	1,32
15	1,44
16	1,52

Tablo 5. 6. Su seperatörleri için düzeltme katsayıları

Deney düzeneği için seçilen su seperatörünün teknik özellikleri Tablo5.7. da belirtilmiştir. Basınç kayıplarının minimize edilmesi için bir büyük boy seçilmiştir. Seçim kriteri deney düzeneğindeki fark basınç kayıplarını ihmal etmemize olanak sağlamıştır.

Model	Bağlantı ölçüsü	Debi (m3/min)	Maksimum operasyon sıcaklığı (°C)
G300WS	1 1/2	6	80

Tablo 5. 7. Su seperatörünün teknik özellikleri

5.4. Hava Filtresi

Deney düzeneğinde kullanılan debimetre kuru ve temiz ölçüme uygundur. Bu sebeple kullanılan filtresinin iyi bir filtrasyona ve daha yüksek kir tutma kapasitene sahip olması beklenir. Şekil 5.5. de görüldüğü gibi kir ve yağ için kullanılan bazı hava filtrelerinin görseli verilmiştir.



Şekil 5. 5. Sıkıştırılmış hava için filtreler [38]

Kullanılan hava filtresi 0,01 mikron kadar küçük kirleticileri gideren dört verimlilik derecesine sahiptir. Sıvı kirleticilerin optimum ve güvenilir şekilde uzaklaştırılması için korumalı bir otomatik şamandıra tahliyesi vardır. Tablo 5.8 da kullanılan hava filtresinin teknik özellikleri belirtilmiştir.

Seçilmiş olan hava filtresi PED ile uyumludur ve ilgili ISO 8573 standartlara göre tasarlanmıştır.

Model	G200A
Hacimsel debi (m ³ /min)	6
Derece	A
Partikül temizleme (mikron)	0,01
Maksimum yağ taşıma 21°C de (mg/m ³)	0,003
Maksimum çalışma sıcaklığı	25

Tablo 5. 8. Filtre teknik özellikleri

Bu filtrenin kullanım amacı deney düzeneğindeki ölçümlerin doğruluğunu yükseltmektedir. Eğer farklı tip bir debimetre seçilir ise filtrasyon sistemi değişebilmektedir.

5.5. Gazlı Kurutucu

Sıkıştırılmış hava temiz ve kuru hava kullanmak her türlü hava ile çalışan uygulama için son derece önemlidir. Normal şartlardaki basınçlı hava nemli ve kirli olacağında ölçüm kalitesini azaltacaktır ve Şekil 5.6. da gösterilmiştir.



Şekil 5. 6. R-134a kullanan gazlı kurutucu [38]

Gıda üretimi, mandıralar, bira fabrikaları, temiz taşıma havası, kimya tesisleri, saf hava ve temiz oda teknolojisi gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Bu soğutucu hem düşük hem de yüksek sıcaklık uygulamaları için uygundur. R134a mükemmel termodinamik özelliklere sahiptir ve diğer soğutuculara kıyasla çok düşük basınçlarda çalışabilir. Üretici firmalar düşük basınçta çalışma özelliği ile ilgili ömrünün uzun olacağını tespit etmişlerdir.

Giriş sıcaklığı (°C)	Düzeltilme katsayısı F_1	Ortam sıcaklığı (°C)	Düzeltilme katsayısı F_2	Çalışma basıncı (bar g)	Düzeltilme katsayısı F_3
30	1,29	20	1,05	4	0,8
35	1	25	1	6	0,94
40	0,92	30	0,98	7	1
45	0,78	35	0,93	8	1,04
50	0,65	40	0,84	10	1,11
60	0,45	50	0,7	12	1,16

Tablo 5. 9. Gazlı kurutucular için düzeltme katsayıları [38]

Gazlı kurutucu seçimi önemlidir. Bu deney düzeneği için seçilen kurutucu Tablo 5.9. da belirtilmiştir. Hava sıcaklığı ve basıncı bu deney düzeneğinin ve kurutucunun seçimindeki sınır şartlarını belirlemiştir.

$$\dot{Q} = \dot{Q} \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot F_3 \quad (5.1)$$

Denklem 5.1. da gösterildiği üzere hava sıcaklığı, kurutucuya giriş sıcaklığı ve basınç düzeltme faktörleri işleme girerek istenilen değer elde edilir.

Model	MKE 305
Kapasite (m ³ /min)	5,1
Voltaj (v)	230
Maksimum çalışma sıcaklığı (°C)	60

Tablo 5. 10. Gazlı kurutucu teknik özellikleri [38]

Tablo 5.10. da seçilen kurutucunun teknik verileri belirtilmiştir. Deney düzeneğinde kullanılacak olan kurutucunun kapasitesi yüksek seçilmiş olup böylelikle nemli havanın eliminasyonun fazla olası istenmiştir. Kurutucu ve su seperatörü nemli havanın alınması için bu ideal koşulları sağlamaktadır.

5.6. Enerji analizörü

Enerji analizörleri sistem için önemli ölçüm cihazlarıdır. Bu cihazlar sistemdeki voltaj ve amper değerleri ile cihazların tükettiği enerjiyi hesaplamada kullanılmaktadır. Şekil 5.7. deney düzeneği için kullanılacak olan enerji analizörü gösterilmiştir.



Şekil 5. 7. Ds 500 enerji analizörü

Deney düzeneğinde kullanılacak olan enerji analizörünün teknik özellikleri Şekil 5.8. de belirtilmiştir. Enerji analizörünün hesaplamaları Denklem 5.2. de gösterilmiştir.

$$P_T = \sqrt{3} \cdot V_G \cdot I \cdot \cos\phi \quad (5.2)$$

Enerji analizörü bu işlemi anlık olarak ölçmekte ve kayıt etmektedir. Kayıt ettiği verileri 3 faz olarak ekrana yansıtmaktadır. Sabit basınç altında değerler birbirine çok yakın olduğundan test esnasında basıncın sabit olması önemlidir.

DS 500 TEKNİK BİLGİLER	
Mahfaza Ölçüleri:	280 x 170 x 90 mm, IP 65
Bağlantılar:	18 x PG sensörler ve besleme için
Pano Versiyonu:	Kontrol kabini kesiti 250 x 156 mm
Ağırlık:	3,5 kg
Malzeme:	Metal döküm gövde, polyester ön kapak
Sensör girişleri:	• 4/8/12 analog ve dijital sensörler için sensör girişleri serbest atanabilir. Opsiyonlara bakınız • FA/VA serisi SDI arabirimli ölçümleme noktası ve debi için dijital CS sensörleri • RS 485 / Modbus RTU dijital yabancı sensörler, diğer bus sistemleri talep üzerine uygulanabilir • Analog çıkış veren CS sensörleri de (basınç, sıcaklık, pens ampermetre vb) önceden tanımlanmıştır • Analog harici sensörler 0/4...20 mA, 0...1/10/30 V, impuls, Pt 100 / Pt 1000, KTY
Sensörler için dahili güç kaynağı:	24 VDC, sensör başına maks. 130 mA, entegre güç kaynağı maks. 24 VDC, 25 W. 8 -12 sensör girişi olan versiyonda, 2 entegre güç kaynağı, her biri maks. 24 VDC, 25 W
Ara yüzler:	USB bellek, Ethernet / RS 485 Modbus RTU / TCP, SDI Talep üzerine diğer veri yolu sistemleri, opsiyonel web sunucusu
Çıkışlar:	• 4 röle (değiştirici, 230 VAC, 6A), alarm yönetimi, röle serbestçe programlanabilir, toplu alarm • Analog çıkış, kendi sinyal çıkışı olan sensörlerdeki impuls için düz geçiş, örneğin VA/FA serisi
Hafıza Kartı:	Hafıza boyutu 8 GB Mikro SD kart
Güç Kaynağı:	100...240 VAC / 50-60 Hz, özel versiyon 24 VDC
Renkli Ekran:	7" dokunmatik panel TFT aktarıcı, grafikler, eğriler, istatistikler
Doğruluk:	Sensör özelliklerine bakınız
Çalışma Sıcaklığı:	0...50 °C
Depo Sıcaklığı:	-20...70 °C
Opsiyonel:	Webserver

Şekil 5. 8. Enerji analizörü teknik broşür [36]

Enerji analizörü teknik detayları deney düzeneğinin sınır koşullarını belirlemiştir. Bu enerji analizörü kullanılacak olan kompresör için ideal olduğu belirlenmiştir.

5.7. Hız kontrol vanası

Hız kontrol vanaları akışkanın sabit bir hızda tahliye edilmesini sağlayan cihazlardır. Bu element akış kontrol uygulamalarında sıkça kullanılmaktadır. Şekil 5.9. da gösterildiği gibi sınır koşulları değiştikçe ebatları değişebilmektedir.



Şekil 5. 9. Hız kontrol vanaları [39]

Hız kontrol vanalara pnomatik sistemler için önemli bir elemandır. Hava hızını kontrol ederek hacimsel debi kontrol edilir. Bu kontrol vanası sayesinde istenilen hacimsel debi termal kütle debimetresine girer ve sabit bir ölçüm sağlar.

Model	AS-900
Hacimsel debi aralığı(m ³ /min)	0-50
Operasyon basıncı maksimum (bar g)	10
İlerleme adım aralığı	10 tur

Tablo 5. 11. Filtre teknik özellikleri [39]

Sistem için kullanılacak olan hız kontrol vanası Tablo 5.11. de belirtilmiştir. Ölçüm hassasiyeti açısından AS900 vana kullanılması uygun bulunmuştur.

5.8. Orifis

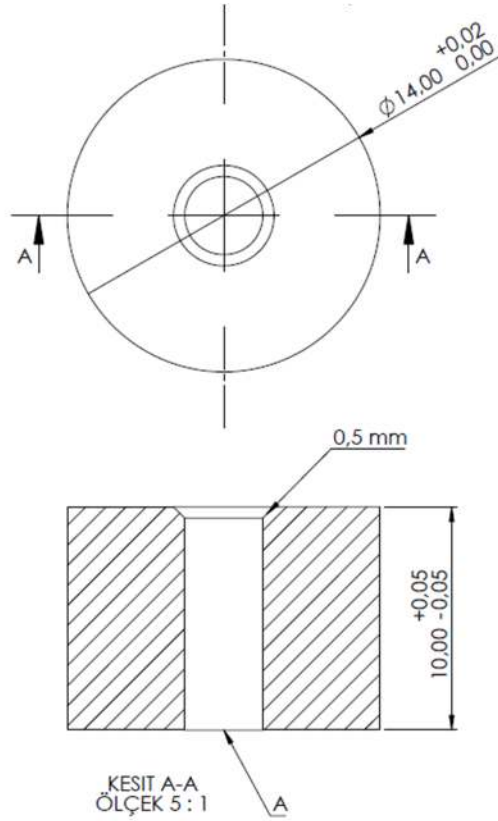
Kompresörlerin yağ enjekte portları her vidalı kompresör için sabittir. Bu tasarımsal olgu vida ünitesinin basıncı ve debisi değişebileceği için üreticiler tarafından yağ portları standart hale getirilmiştir. Bu çalışmada kullanılan 6 adet orifis Tablo 5.12. de belirtilmiştir.

Orifis adı	Çap (mm)
O-25	2,5
O-30	3,0
O-32	3,2
O-35	3,5
O-37	3,7
O-40	4,0
O-NON	Nozulsuz

Tablo 5. 12. Orifis çapları teknik özellikleri

Orifislerin teknik çizimleri Şekil 5.10 da belirtildiği gibi giriş ve çıkışları belirli ölçülerdedir. Bu ölçü değişikliği sayesinde akışkanın değişimi gözlemlenebilmektedir. Orifisler yağ enjekte portlarına eklenebilmektedir. Kullanım açısından ve montaj edilebilirlik bakımından çoğu yerde tercih edilebilmektedir.

Deney düzeneği için önemli bir eleman olması nedeni ile işleme prosesleri oldukça önem arz etmektedir. Akışkan giriş kısımları pahların olduğu bölgeden olup çıkış kısımları düz kesitten olmaktadır. Vida ünitesinin yağ portları ayarlanamadığından uygun olan orifis seçimi ortamdan ortama değişebilmektedir. Bu seçimler çoğunlukla yanlış yapıldığından üretici ile doğrudan teknik destek istenilebilmektedir.



Şekil 5. 10. Orifislerin genel ölçüleri

5.9. Depolama tankı

Hava depoları kompresörlerin basınçlandırılan havanın depolanmasında görevlidir. Birçok çeşidi olmakla birlikte depolama hacmi ve akışkan seçimi olarak temelde ikiye ayrılmaktadır.

Hava hacmi operasyonda kullanılacak olan havanın miktarı ile belirlenmektedir. Bu seçimler sistemlerin uygun şekilde çalışabilmesi için önemlidir. Kesintisiz bir hava için genelde ihtiyaç olan havanın bir üst değeri seçilmektedir.

Akışkan seçimi kullanılacak olan hava tankının malzemesi ile ilgilidir. Genellikle temas yüzeylerinde oluşabilecek deformasyonda dolayı hava tanklarının iç yüzeyleri kaplama yapılmaktadır. Bu oluşabilecek paslanmanın önüne geçebilmektedir.



Şekil 5. 11. Deney düzeneği için kullanılan tank görseli

Şekil 5.11 de görüldüğü üzere deney düzeneği için kullanılan tank gösterilmiştir. Bu tankın ebatları deney düzeneği için uygun seçilmiştir.

Tablo 5.13. de hava tankının teknik özellikleri belirtilmiştir. Yapılan seçimde akışkanın hava olduğu belirtilerek hava tank seçim kriterleri bu noktadan ilerlemiştir.

Deney düzeneğinin gerektirdiği kuru hava şartlarının bir kısmını da hava tankı sağlamaktadır. Bu depolanmış havanın bir kısmı yoğunlaşarak yer çekimi etkisi ile aşağıya doğru hareket etmektedir.

5.10. Deney Düzenegi

Deney düzeneginde 15 kW motor gücüne sahip olan bir vidalı yağ enjekteli kompresör 7 bar g sabit basınç altında çalıştırılmıştır. Çalışma sırasında kullanılacak olan akışkan atmosfer havasıdır. Bu sebepten dolayı atmosfer sınır koşulları önemlidir. Tablo 5.14. da havanın sınır şartları belirtilmiştir. Bu sınır şartları kompresörün performansını etkilemektedir.

Hava sıcaklığı (°C)	15
Basınç (mbar)	930
Deniz seviyesi (mt)	737
Bağıl nem (%)	57

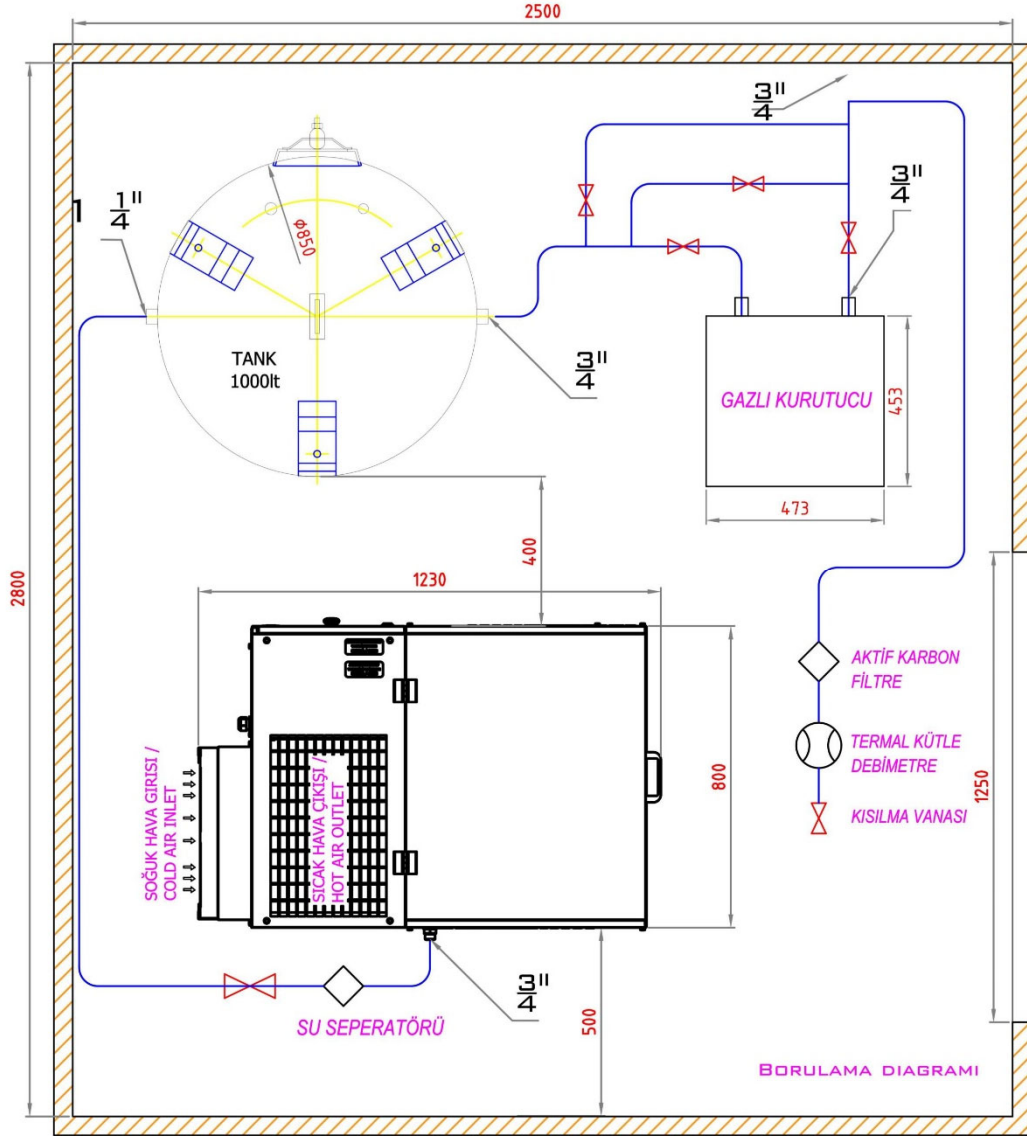
Tablo 5. 14. Deney ortam koşulları

Şekil 5.13. da gösterildiği gibi hava ilk önce kompresör kısmında basınçlandırılır. Bu basınçlandırma işleminden sonra kompresör çıkışında bir su seperatörü bulunur. Havadaki nemin bir kısmı burada ayrılır. Daha sonra sıkıştırılmış hava depolama tankına iletilir. Bu hava bu kısımda dinlendirilir. Böylece nemin bir kısmı da burada alınır. Daha sonra dinlenmiş olan hava gazlı kurutucuya girer ve kalan nemin son kısmı da burada alınır.

Kuru hava artık aktif karbon filtre ile temizlenerek termal kütle debimetresine girer. Kompresörün sabit basınçta çalışabilmesi için son kısımda hız kontrol vanası bulunmaktadır.

Bu hız kontrol vanaları sabit akışkan geçirerek hacimsel hava ölçümünde önemli bir yere sahiptir. Sabit ölçümler için gerekli bir elemandır. Ölçümler ilk başta 5000 RPM ve 7 bar g basınçta 7 fark deney ile ölçüm yapılacaktır. Bu ölçümler sırasında hacimsel debi, güç ve özgül enerji ölçülmüştür.

Ölçümler her bir deney için 1 saat sürmüştür ve her 3 dakikada bir anlık ölçüm yapılmıştır. Aynı deney 4500 RPM ve 4000 RPM ile uygulanmıştır ve toplamda 21 deney yapılmıştır. Deney sonunda ölçülen veriler karşılaştırılarak maliyet ve performans analizleri yapılmıştır.

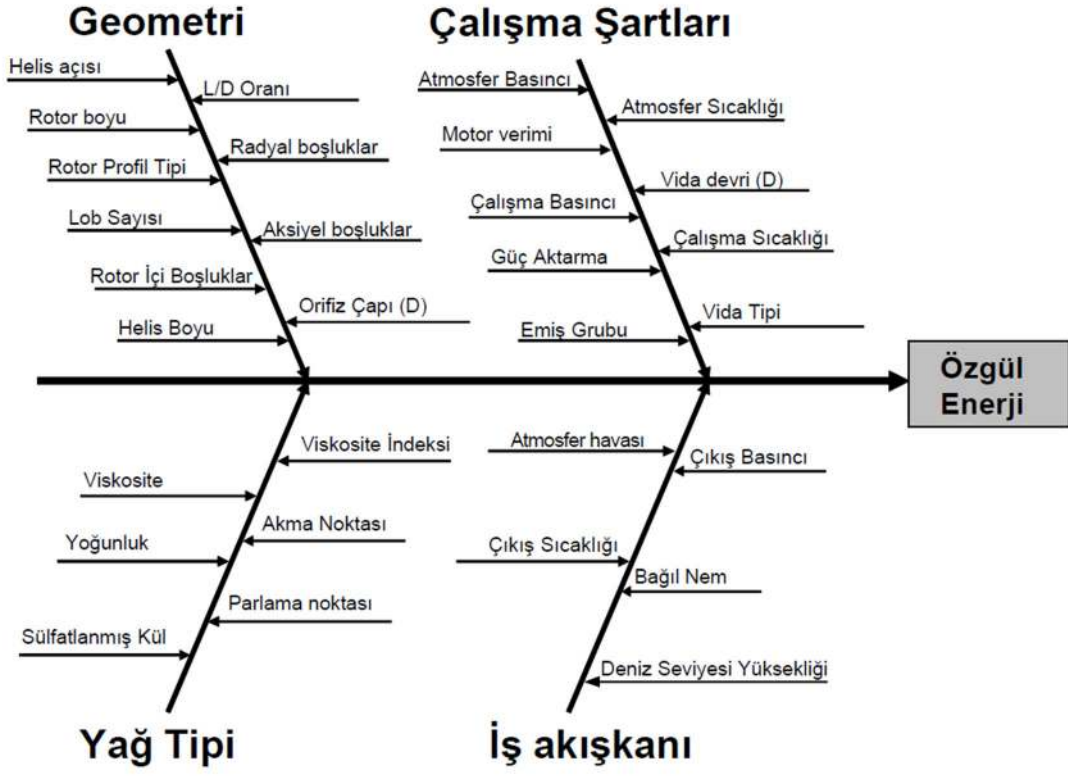


Şekil 5. 13. Deney düzeneği akış şeması

Ölçümler esnasındaki farklı sonuçlar belirsizlik analizleri ile belirlenmiştir. Ölçüm hassasiyeti açısından ortalama değerler kullanılmıştır.

Sonuçlar maliyet formüllerine eklenerek hangi orifisin daha uygun olduğu belirlenmiştir. Bu sonuçlar ışığında hacimsel debi, aktif güç özgül enerji ve maliyet değerleri çıkarılmıştır.

Özgül enerjinin değişkenliği bir çok parametreye bağlı olduğu için bazı parametreler değişmez olarak kabul edilmiştir. Bu parametreler şekil 5.14. da belirtilmiştir.



Şekil 5. 14. Özgül enerjiye etki eden faktörler

Özgül enerji ölçümü için kullanılacak olan parametreler vida devri ve orifis çaplarıdır.

6. DENEY DÜZENEGİNDEN ELDE EDİLEN VERİLER

Deney düzeneği yaklaşık 3 farklı devirde ve 6 farklı orifis açıklığında denenmiştir. Bu denemeler sonucunda basınç, hacimsel debi, güç ve özgül güç değerleri elde edilmiştir.

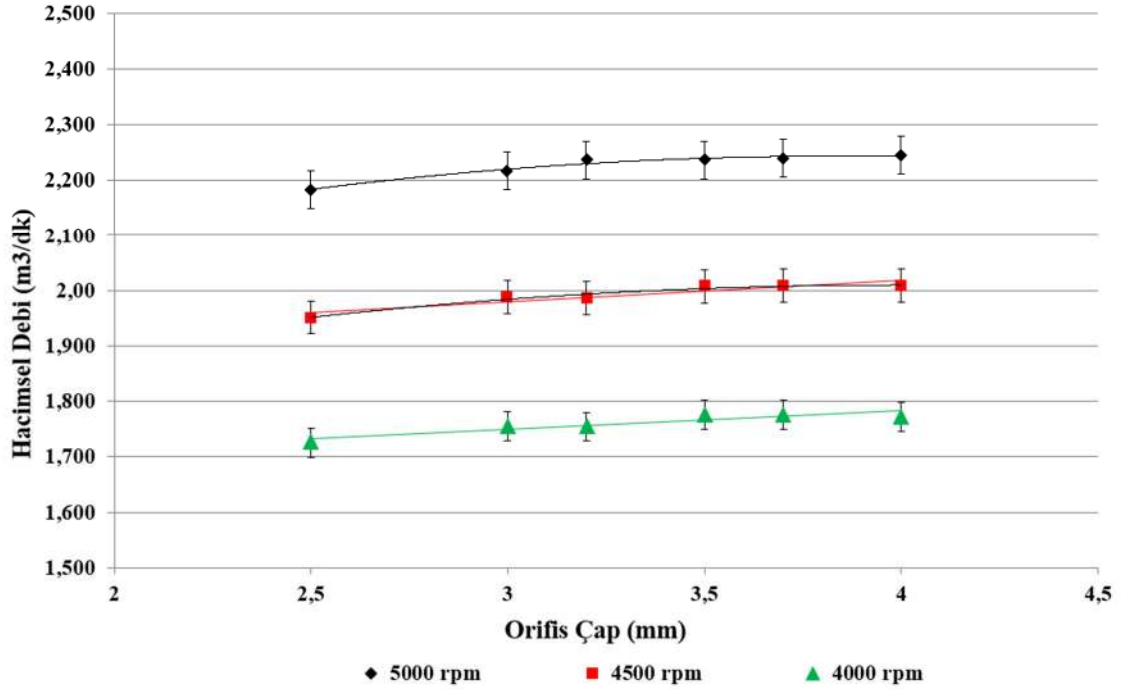
6.1. Deney Düzeneğinin 5000 4500 ve 4000 Rpm İçin Hacimsel Debi Değerleri

Deney düzeneğindeki kompresörün vida ünitesi 5000 4500 ve 4000 rpm de çalıştırılmıştır ve debi, basınç, aktif güç ve özgül enerjisi ölçülmüştür. Tablo 6.1. de deney düzeneğinin orifis siz performans ölçümleri verilmiştir. Bu ölçülen değer 3 farklı vida ünitesi hızında ölçülmüştür.

5000 rpm	
Hacimsel debi (m ³ /min)	2,31
Güç (kW)	17,48
Özgül Güç (kW/m ³ /dk)	7,56
4500 rpm	
Hacimsel debi (m ³ /min)	2,08
Güç (Kw)	15,38
Özgül Güç (kW/m ³ /dk)	7,41
4000 rpm	
Hacimsel debi (m ³ /min)	1,84
Güç (Kw)	13,32
Özgül Güç (kW/m ³ /dk)	7,25

Tablo 6. 1. Deney düzeneğinin orifis siz ölçüm değerleri

Ölçüm yapılan bu değerler 3 farklı vida ünitesi hızı için ölçülmüştür ve diğer değerler ile karşılaştırılması için gösterilmiştir.



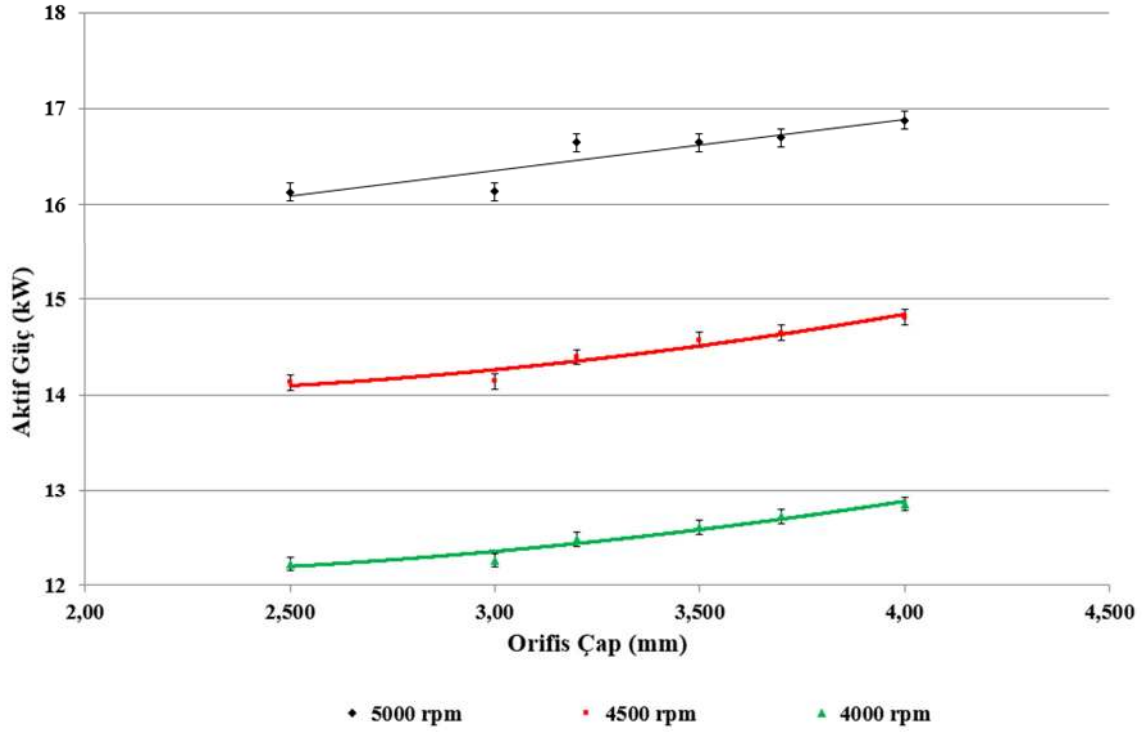
Şekil 6. 1. 5000, 4500 ve 4000 için farklı orifis çaplarındaki hacimsel debi

Şekil 6.1. da hacimsel debi için farklı devirlerdeki karşılaştırmaları gözlemlenmektedir. Kompresör sisteminin 5000 devir için hacimsel debi değerleri Şekil 6.1 de verilmiştir. En yüksek değer O-40 da 2,25 m³/dk iken en düşük değer ise O-25 de 2,18 m³/dk olarak gözlemlenmiştir. 4500 devir için hacimsel debi için en yüksek değer O-40 da 2,0 m³/dk iken en düşük değer ise O-25 de 1,95 m³/dk olarak gözlemlenmiştir. 4000 devir için hacimsel debi değerleri en yüksek değer O-35 da 1,77 m³/dk iken en düşük değer ise O-25 de 1,72 m³/dk olarak gözlemlenmiştir.

Ölçümlenen değerlerin bir önceki sistem verilerinden farklı olması vida ünitesinin değişken hızına bağlı olmaktadır. Vida ünitelerinin performansları değişken hızlarda aynı olmamaktadır.

6.2. Deney Düzenekinin 5000 4500 ve 4000 Rpm İçin Aktif Güç Değerleri

Kompresör sisteminin 5000 devir için aktif güç değerleri Şekil 6.2 de verilmiştir. En yüksek değer O-40 da 16,87 kW's iken en düşük değer ise O-25 de 16,12 kW's olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 6. 2. 5000, 4500 ve 4000 için farklı orifis çaplarındaki aktif güç

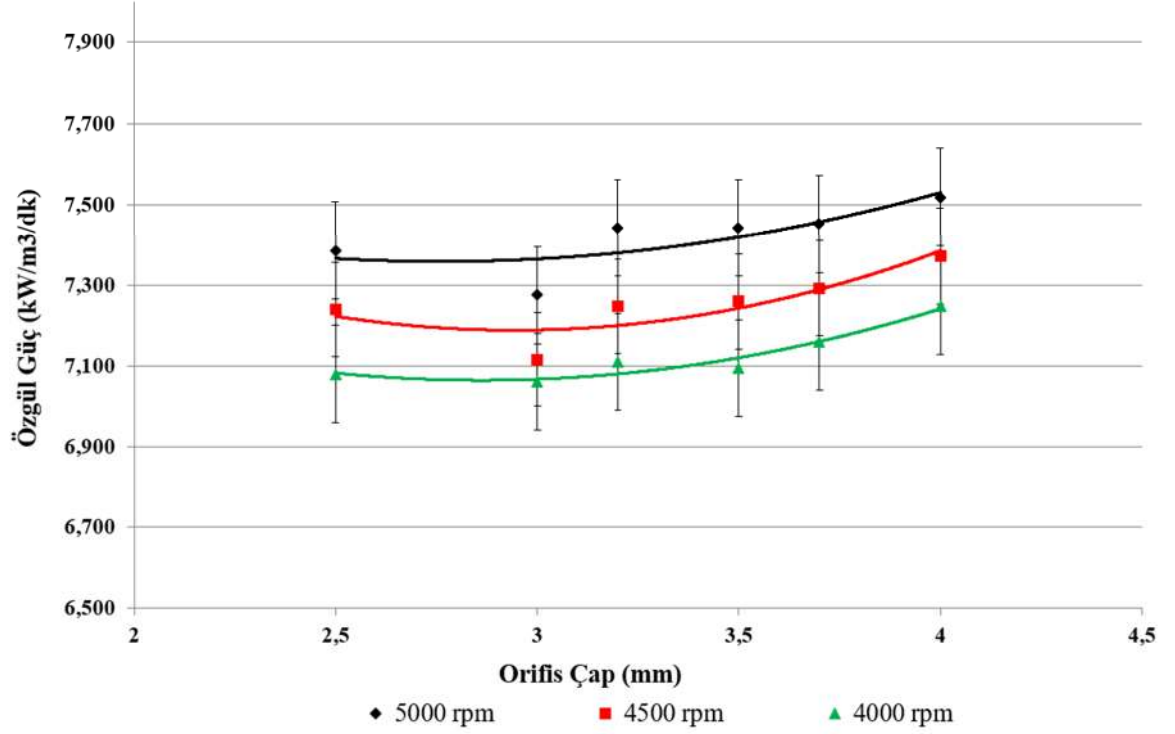
Aynı sistem 4500 devir için aktif güç değerleri en yüksek değer O-40 da 14,80 kW's iken en düşük değer ise O-25 de 14,12 kW's olarak gözlemlenmiştir.

Son olarak 4000 devir için aktif güç değerleri en yüksek değer O-40 da 12,84 kW's iken en düşük değer ise O-25 de 12,21 kW's olarak gözlemlenmiştir.

Ölçümlenen değerler arasında O-30 neredeyse en düşük güç tüketimi elde etmiştir. Bu durum da en az güç tüketen ikinci durum olmuştur. Performans analizini güç tüketimi üzerinden yapabilecek olursak tercih edilebilecek bir orifis tipidir.

6.3. Deney Düzenekinin 5000 4500 ve 4000 Rpm İçin Özgül Güç Değerleri

Özgül gücün en düşük olduğu nokta O-30 orifisinin kullanıldığı noktadır. Bu değer O-25 e geçince bir miktar artış göstermektedir. Diğer kullanılan orifisler sırası ile kademeli bir şekilde düşmektedir.



Şekil 6. 3. 5000, 4500 ve 4000 için farklı orifis çaplarındaki özgül güç

Her devir için bakıldığında kullanılan orifis tipi aynı olup enerji düşüşleri belirli oranda benzemektedir. En verimli nokta olarak 4000 devirdeki O-30 orifisi görülmektedir.

7. SONUÇ

Sanayileşme arttıkça basınçlı hava sistemlerine ihtiyaç artmaktadır. Bu durum en yaygın kullanılan vidalı kompresör sistemlerini önemli bir noktaya taşımıştır. Kullanılmakta olan bu vidalı kompresör sistemlerinin enerji tüketim maliyetleri son kullanıcı için önemli bir hale gelmiştir.

Bu hedef içerisinde son kullanıcıya yönelik kullanılan bir vidalı kompresörün debi, basınç, aktif güç ve özgül güç gibi performans değerleri incelenmiştir. Yapılan orifis değişikliğinin kompresör verimliliği üzerindeki farklılıkları gözlemlenmiştir. Bu gözlem sırasında her biri bir saat olmak üzere toplamda 21 farklı deney düzenlenmiştir olup toplamda 6 farklı orifis değeri incelenmiştir.

Sonuç olarak incelenen bu değerler ışığında sistemsel verimin en önemli olduğu noktalar irdelenmiştir.

Vidalı kompresördeki 5000 devir için yapılan çalışmada en yüksek hacimsel debi orifis siz kullanım için 2,314 m³/dk olduğunda en düşük değer O-25 için 2,184 m³/dk olmuştur. Ayrıca enerji tüketimlerinde ki en yüksek değer orifis siz kullanım için 17,48 kW's olduğunda en düşük enerji tüketimi O-25 için 16,12 kW's olarak ölçülmüştür. Özgül güç tüketimi açısından en yüksek değer orifis siz kullanım için 7,55 kW/m³/dk iken en düşük özgül güç tüketimi O-30 için 7,27 kW/m³/dk ölçülmüştür.

Vidalı kompresördeki 4500 devir için yapılan çalışmada en yüksek hacimsel debi orifis siz kullanım için 2,07 m³/dk olduğunda en düşük değer O-25 için 1,95 m³/dk olmuştur. Ayrıca enerji tüketimlerinde ki en yüksek değer orifis siz kullanım için 15,37 kW's olduğunda en düşük enerji tüketimi O-25 için 14,12 kW's olarak ölçülmüştür. Özgül güç tüketimi açısından en yüksek değer orifis siz kullanım için 7,4 kW/m³/dk iken en düşük özgül güç tüketimi O-30 için 7,11 kW/m³/dk ölçülmüştür.

Vidalı kompresördeki 4000 devir için yapılan çalışmada en yüksek hacimsel debi orifis siz kullanım için 1,83 m³/dk olduğunda en düşük değer O-25 için 1,72 m³/dk olmuştur. Ayrıca enerji tüketimlerinde ki en yüksek değer orifis siz kullanım için 13,31 kW's olduğunda en düşük enerji tüketimi O-25 için 12,21 kW's olarak ölçülmüştür. Özgül güç tüketimi açısından en yüksek değer orifis siz kullanım için 7,25 kW/m³/dk iken en düşük özgül güç tüketimi O-30 için 6,98 kW/m³/dk ölçülmüştür.

Deney düzeneğinde kullanılan vidalı kompresördeki 5000, 4500 ve 4000 devir için özgül güç tüketimi orifis siz ile O-30 kullanımının arasında yaklaşık % 3,9 luk bir verim farkı tespit edilmiştir.

Vidalı kompresör seçimlerinde ortalama 1,5 katlık bir kapasite farkı ile seçim yapılmaktadır. Bu durum için yakın bir kapasite seçimi ile ortalama özgül güç için yaklaşık %8 lik bir tasarruf sağlanacağı ölçülmüştür.



KAYNAKLAR

- [1] A. Kovacevic, N. Stotic ve I. Smith, «CFD ANALYSIS OF SCREW COMPRESSOR,» *Journal of Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, pp. 259-284, 2003.
- [2] A. AYDIN, «YAĞLI TİP BİR VİDALI KOMPRESÖRÜN TASARIM OPTİMİZASYONU VE HAD ANALİZİ,» 2021.
- [3] M. KARATAŞ, «Basınçlı Hava Sistemlerinde,» *Tesisat Mühendisliği*, cilt Kasım/Aralık, no. 132, pp. 19-20, 2012.
- [4] U. E. I. Administration, «COMPRESSED AIR EQUIPMENT PRESENTATION BY DEPARTMENT FOR BUSINESS, ENERGY AND INDUSTRIAL STRATEGY,» 2020.
- [5] O. v. Gericke, «Pioneering vacuum experiment,» *Aviation, Space and Environmental Medicine*, cilt 78, pp. 1075-1077, 2007.
- [6] M. William, The Compuond Air Compresor.
- [7] N. STOSIC, «Screw Compressors in Refrigeration And Air Conditioning,» *International Journal of Heating, Ventilating, Air Conditioning And Refrigeration Research*, pp. 233-263, 2004.
- [8] Y. SHENGMEI, O. HUA, W. YADONG, W. LEE, M. LU ve W. HONGDAN, «CFD simulation for the internal pressure characteristics of an oil-injected twin-screw refrigeration compressor,» *International Journal of Refrigeration*, no. 126, pp. 143-154, 2021.
- [9] Y. S. W.-H. H. F. L. M. T. S.H. Hsieh, «Calculation of temperature distributions in the rotors of oil-injected,» *International Journal of Thermal Sciences*, no. 50, pp. 1271-1284, 2011.
- [10] O. GÜNBEY, «COP Sonrası gelişmeler,» *Harvard Business Review Türkiye*, no. Ocak 24, 2024.
- [11] N. S. E. M. I. K. S. Ahmed Kovacevic, «CFD Integrated Design of Screw Compressors,» *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, no. 1, pp. 96-108, 2007.
- [12] S. K. A. & K. M. Rane, «CFD Modeling in Screw Compressors with complex multi rotor configurations,» *21st International Compressor Engineering Conference*, Indiana, USA, 2012.

- [13] A. K. N. S. M. K. Sham Rane, «Deforming grid generation and CFD analysis of variable geometry screw compressors,» *Computers & Fluids*, no. 99, p. 124–141, 2014.
- [14] A. K. ., S. R. Nausheen Basha, «Numerical investigation of oil injection in screw compressors,» *Applied Thermal Engineering*, no. 193, 2021.
- [15] A. K. N. S. Sham RANE, «CFD Analysis of Oil Flooded Twin Screw,» *International Compressor Engineering Conference*, 2016.
- [16] Z. M. J. Z. M. L. Da Guo, «Energy Impact of Air Pre-cooling on Screw Air Compressor,» .com.tr *10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning*, China, 2017.
- [17] S. EKER, «Vidalı Kompresörlerde Yol Verme Yöntemiyle Farklı Enerji Sınıflarındaki Elektrik Motorların Kullanımının Verimliliğe Etkisi Ve Performans Analizi,» 2020.
- [18] S. P. K. Y. T. N. T. K. Wiratkasem, «Developing the high energy performance standards for oil-injected air-cooled screw air compressor for Thailand,» *Energy Reports*, no. 6, p. 617–621, 2020.
- [19] J. Vimmr, «Mathematical modelling of compressible inviscid fluid flow through a sealing gap in the screw compressor,» *Mathematics and Computers in Simulation*, no. 61, p. 187–197, 2003.
- [20] Z. X. S. S. Z. Y. Chuang Wang, «Development and experimental study of a high-efficiency helium twin-screw compressor,» *Cryogenics*, no. 116, 2021.
- [21] L. W. D. C. X. L. J. L. H. J. Maofei Geng, «Profile design of twin screw air compressor for fuel cell,» *2021 7th International Conference on Advances in Energy Resources and Environment Engineering (ICAEESE 2021)*, China, 2022.
- [22] T. G. S. L. Z. X. P. S. Feng Cao, «Experimental analysis of pressure distribution in a twin screw compressor for multiphase duties,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, no. 35, p. 219–225, 2011.
- [23] Z. X. Y. L. ., P. C. S. W. C. Shizhong Sun, «Experimental investigation on twin screw refrigeration compressor with different capacity control methods,» *International Journal of Refrigeration*, no. 130, p. 370–381, 2021.
- [24] A. K. N. S. I. S. N Basha, «Effect of oil-injection on twin screw compressor performance,» *International Conference on Screw Machines*, 2018.
- [25] Engineering Data Book: Compiled and Edited in Co-operation with the Gas Processors Association, 1, 1981.
- [26] B. P. R. K. J. H. Z. M. T. C. K. F. W. D. B. a. G. T. Jason Wilkes, «Centrifugal Compressors».

- [27] M. a. GHH, [www . ingersollrand. com](http://www.ingersollrand.com).
- [28] K. Yalçın, *Kompresörler*, İstanbul, Ezgi Matbaacılık, 2011, pp. 22-23.
- [29] A. Copco, [www . atlascopco. com.tr](http://www.atlascopco.com.tr).
- [30] C. E. Thomas, *Process Technology: Equipment and Systems 3rd Edition.*, United State of America, 2011.
- [31] D. H. a. B. P. J. Robison, «Compressor Types, Classifications, and Applications. In Proceedings of the 21st Turbomachinery,» *Texas A&M University Turbomachinery Laboratories*, Texas, 1992 .
- [32] M. ALPAGUT, «YAĞ ENJEKTELİ VİDALI KOMPRESÖRLERDEKİ HAVA-YAĞ AYRIŞTIRMA TANKİNİN CFD METODLARI İLE PERFORMANS ANALİZİ,» İstanbul Teknik Üniversitesi, 2018.
- [33] T. M. W. a. J. H. Eugene “Buddy” Broerman, «Screw Compressors,» *Compression Machinery for Oil and Gas*, 2019.
- [34] N. S. I. K. Stosic, «Geometry of screw compressor rotors and their tools.,» *Journal of Zhejiang University*, cilt 12, no. 4, pp. 310-326, 2011.
- [35] D. K. A. & S. N. Buckney, «Design and evaluation of rotor clearances for oil-injected screw compressors.,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*,, cilt 231, no. 1, pp. 26-37, 2016.
- [36] « [www. cs – instruments. com](http://www.cs-instruments.com),» .
- [37] « [www. wat.com. tr](http://www.wat.com.tr),» .
- [38] « [www. mikropor. com](http://www.mikropor.com),» .
- [39] « [www. smc. eu](http://www.smc.eu),» .